

## ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : **Electrotechnique**

# PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

**Centrales Electro-Solaires  
à basses températures**

الكلية  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHEQUE

Proposé par :

Mr S.A. DERRADJI

Etudié par :

D. DJAMEL  
T. ALLAOUA

Dirigé par :

Mr S.A. DERRADJI



PROMOTION : **Juin 1984**



# REMERCIEMENTS

Nous tenons à remercier vivement notre promoteur M<sup>r</sup> S.A. DARRADJI pour les conseils précieux qu'il n'a cessé de nous prodiguer tout au long de notre travail.

Que M<sup>r</sup> BELHAMEL Directeur de la S.E.S de Bogzarah ainsi que tout le sympathique personnel de la station trouvent ici nos sincères remerciements pour l'aide qu'ils nous ont apportée dans l'élaboration de ce présent ouvrage.

Nous ne terminerons pas sans remercier tous les enseignants qui ont contribué à notre formation.

D. DJELLOULI

A. TOUATI.

# DEDICACES

A mon père et ma mère pour tous leurs sacrifices.

A mes frères et sœurs.

A toute ma famille

A tous mes amis et en particulier à Karim.

Je dédie ce modeste projet de fin d'étude.

D. Djellouli.

C'est avec joie que je dédie ce modeste ouvrage :

- A mes parents
- A mes frères et sœurs
- A tous mes amis.

A. Touati.



# SOMMAIRE

INTRODUCTION . . . . .	1
PRESENTATION DU SYSTEME . . . . .	3
CHAPITRE -I-	
Le rayonnement solaire . . . . .	5
CHAPITRE -II-	
Captation de l'énergie solaire. . . . .	12
CHAPITRE -III-	
Les échangeurs de chaleur. . . . .	23
CHAPITRE -IV-	
Choix du gaz de travail. . . . .	33
CHAPITRE -V-	
Les cycles thermodynamiques . . . . .	40
CHAPITRE -VI-	
Intégration du système. . . . .	51
CHAPITRE -VII-	
Régulation. . . . .	73
CONCLUSION. . . . .	76
ANNEXE . . . . .	77

## TABLE DES FIGURES ET DES TABLEAUX.

Figure ou Tableau	DESIGNATION	Page.
fig I-1	coefficient d'absorption des corps	7
fig I-2	Spectre solaire	8
fig I-3	affaiblissement du rayonnement solaire à la traversée de l'atmosphère	10
fig I-4	Hauteur angulaire du soleil.	10
fig II-1	Schéma descriptif du capteur plan à tubes	15
fig II-2	Coefficient d'échange de chaleur vers la face avant du capteur	15
fig III-1	Echangeur à circulation anti-méthodique	24
fig III-2	Echangeur à contre courant	24
Tableau IV-1	Propriétés principales des fluides frigorigènes	35
fig IV-1	Cycle de Rankine	37
Tableau IV-2	Etude comparative des fluides frigorigènes	39
fig V-1	cycle thermodynamique théorique de Stirling	40
fig V-2	Schéma d'installation fonctionnant suivant le cycle de Rankine	43
fig V-3	Cycle de Rankine dans les diagrammes TS, HS	43
fig V-4	Cycle réel de Rankine avec frottements	43
fig V-5	Schéma d'installation fonctionnant avec le cycle de Rankine à surchauffe	46
fig V-6	cycle de Hirn (à surchauffe)	46
fig V-7	Schéma d'installation avec rechauffage du fluide par régénération	48
fig V-8	cycle de Rankine à soutirage	48
fig V-9 et V-10	cycle théorique et réel de Brayton	48
Tableau VI-1	Résultats du sous-système de captation	55
Tableau VI-2	Comparaison des performances de certains gaz	58
fig VI-1	Schéma de fonctionnement.	58
Tableau VI-3, 4, 5, 6	Résultats du système intégrée pour la production de 5, 50, 100 et 500 kW <sub>e</sub>	65-68



## TABLE DES SYMBOLES

SYMBOLE	DESIGNATION	UNITÉS
$S$	Energie solaire incidente sur le capteur.	$W/m^2$
$A_c$	Surface de captation.	$m^2$
$Z$	coefficient de transmission du vitrage.	—
$\alpha$	coefficient d'absorption de la plaque.	—
$R$	taux de conversion solaire.	—
$T_a$	température ambiante.	$^{\circ}K$
$T_p$	température de l'absorbeur (plaque).	$^{\circ}K$
$e_1$	épaisseur de l'isolation arrière	$m$
$k$	Coefficient de conductibilité thermique de l'isolant	$W/m \cdot K$
$U_b$	coefficient d'échange de chaleur vers l'arrière du capteur.	$W/m^2 \cdot K$
$U_e$	coefficient d'échange de chaleur vers l'avant du capteur	$W/m^2 \cdot K$
$\dot{m}$	débit massique du fluide	$kg/s$
$G$	débit massique du fluide / de surface	$kg/s \cdot m^2$
$F_R$	Coefficient de performance énergétique du capteur	—
$C_p$	chaleur spécifique à pression constante	$KJ/Kg \cdot K$
$W$	entre-axes des tubes	$m$
$D$	Diamètre des tubes.	$m$
$L$	longueur des tubes	$m$
$N_T$	nombre de tubes	—
$T_h$	Température du fluide chaud.	$^{\circ}K$
$T_c$	Température du fluide froid.	$^{\circ}K$
$E$	Efficacité de l'échangeur.	—
$C$	capacité calorifique horaire du fluide	$KJ/s \cdot K$
$P_e$	Puissance électrique	$kWe$
$Q_{v2}, Q_{v3}$	chaleurs échangées	$W$

## INTRODUCTION.

Vu l'accroissement de la population mondiale, la recherche d'un confort meilleur, les besoins en énergie iront en augmentant.

Dans un proche avenir, l'homme sera inévitablement confronté au problème de l'approvisionnement en énergie.

Mis à part l'énergie fossile, les sources d'énergie marémotrice et hydraulique sont d'un rendement élevé et d'exploitation techniquement possible. Cependant, les possibilités dans ce domaine sont limitées et font que ces sources ne peuvent servir autrement que comme source d'appoint.

En ce qui concerne l'énergie éolienne, les rendements semblent destinés à rester trop faibles pour qu'elle soit une source réellement intéressante.

Des recherches actives sont en cours pour le développement de l'énergie de fusion (nucléaire) et d'exploitation de l'énergie solaire. Le problème fondamental posé par l'énergie d'origine fossile est que les réserves en énergie sont maintenant très limitées et que son utilisation représente "un gaspillage impardonnable de matières premières qui peuvent être incomparablement plus utiles dans les industries chimiques. Donc, la recherche de nouvelles sources d'énergie non fossiles et non polluantes s'impose.

L'énergie solaire présente l'avantage d'être non polluante et d'être utilisée sous diverses formes aussi bien à grande échelle qu'à une échelle individuelle ; mais c'est une énergie intermittente et diluée, ce qui pose le problème de sa captation, de sa conversion et surtout de son stockage.

Actuellement, il existe deux voies principales permettant de transformer le rayonnement solaire en



## électricité.

- la voie photovoltaïque qui permet de convertir directement l'énergie lumineuse en un courant électrique continu grâce à la mise en mouvement des électrons d'un solide semi-conducteur.

- la voie thermodynamique.

Pour produire une énergie mécanique ou électrique à partir de la conversion thermodynamique du rayonnement solaire, trois grands axes sont explorés, en fonction du niveau de puissance souhaité.

(1) Grandes puissances ( $\geq 1$  MWe) :

On utilise les centrales à concentration, avec chaudière à tours et héliostats. Le but est la production d'électricité à grande puissance (réseau de distribution national).

(2) Moyennes puissances (centaines de kWe) :

On utilise des centrales à moyenne concentration avec capteurs distribués du type cylindro-paraboliques. Le but à cette échelle est la production d'électricité à petite échelle (agglomérations isolées).

(3) Petites puissances (dizaines de kWe) :

On utilise des centrales à capteurs à effet de serre, utilisables surtout pour des applications rurales :

- pompage de l'eau.
- traitement des eaux saumâtres.
- petite électricité "villageoise".

## PRESENTATION DU SYSTEME

Il s'agit d'un système destiné à la production des petites puissances et fonctionnant au fil du soleil.

### Principe de fonctionnement :

Le rayonnement solaire est capté par une série de capteurs plans à eau. Cette énergie solaire sert à chauffer l'eau circulant dans les tubes du capteur. Le fluide caloporteur (eau) va céder une partie de son énergie thermique grâce à un échangeur de chaleur, au fluide de travail (gaz organique) qui circule dans le circuit secondaire de l'échangeur. Après élévation de sa pression, le gaz de travail se détend dans un moteur thermodynamique qui convertit cette puissance de détente en mouvement mécanique lequel est à son tour, transformé en électricité à travers un alternateur ou une génératrice.

À la sortie du moteur, le gaz se condense à l'aide d'un deuxième échangeur et revient s'échauffer au contact de la source chaude. Une pompe de circulation rétablit les chutes de pressions et assure le cycle.

— Afin d'assurer un cycle complet, une attention particulière doit être donnée au choix du gaz et du chemin thermodynamique.

- Légende:
- |                                  |                          |
|----------------------------------|--------------------------|
| ① Série de capteurs plans à eau. | ④ Echangeur (condenseur) |
| ② Moteur thermodynamique.        | ⑤ Alternateur            |
| ③ Echangeur (évaporateur)        | ⑥ Pompe                  |

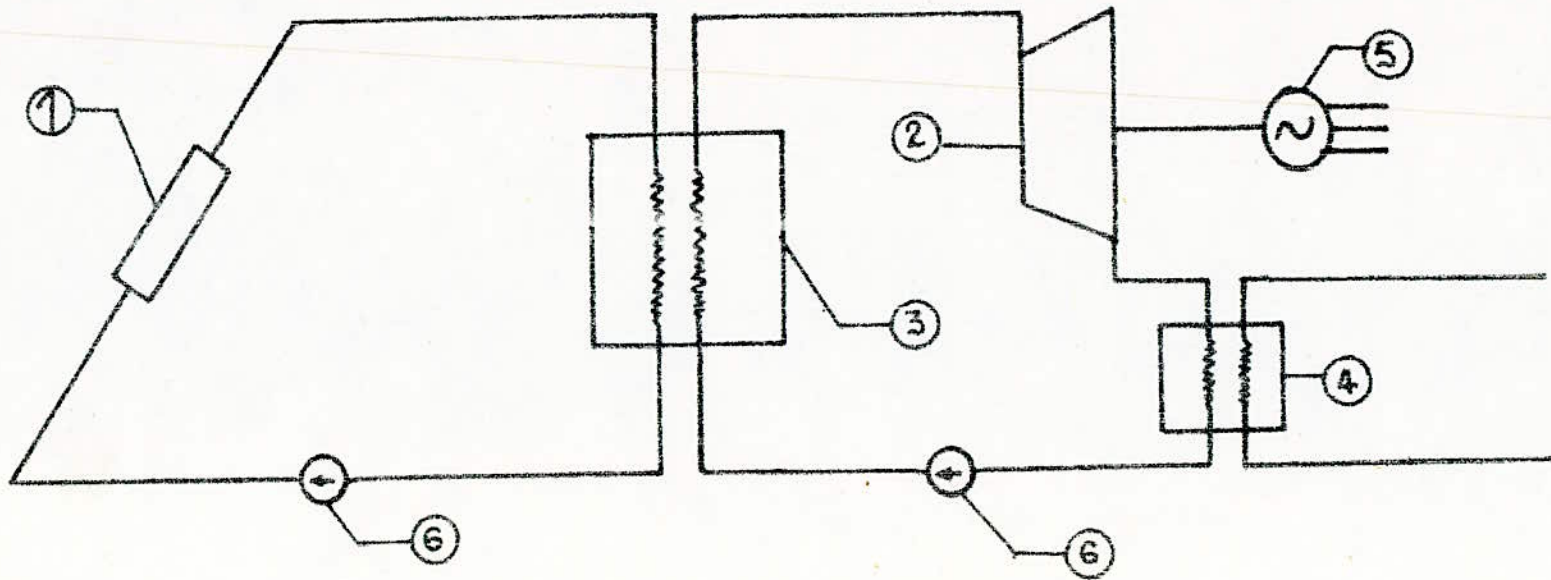


Schéma de Principe du système.



## CHAPITRE-I. LE RAYONNEMENT SOLAIRE

### I.1. Généralités sur le rayonnement électromagnétique :

• Tout corps dont la température absolue n'est pas nulle émet un rayonnement énergétique. L'émission d'énergie de ce corps cesserait dès que sa température retomberait à 0°C. De ce qui précède, il en découle que l'échange d'énergie entre deux corps portés à deux températures différentes, se fait du corps le plus chaud vers le corps relativement froid.

L'hypothèse expliquant ce transfert peut être résumée dans ce qui suit :

Le transport d'énergie se fait par un flux de particules appelés les photons. L'énergie ( $\epsilon$ ) et la masse ( $m$ ) d'un photon sont liées à la fréquence ( $\nu$ ) par les relations :

$$\epsilon = h \nu \quad ; \quad m = \frac{h \nu}{c^2}$$

où  $h$  est la constante de Planck qui vaut :

$$h = 6,625 \cdot 10^{-34} \text{ [w]}.$$

En réalité, les corps n'émettent pas une vibration, mais un spectre d'ondes de longueurs variables.

• Les longueurs d'onde des radiations lumineuses sont situées dans une petite bande du spectre électromagnétique comprise approximativement entre 0,35  $\mu$  et 0,7  $\mu$ . Le spectre visible est prolongé du côté des courtes longueurs d'onde par les radiations ultra-violettes et du côté des grandes longueurs d'onde par les radiations infra-rouges.

### I.1.2. Propriétés de l'énergie émise :

L'émittance d'un corps dépend de sa température. Nous avons vu précédemment que les corps émettent un spectre d'ondes de longueurs variables ; à une température donnée chaque longueur d'onde ( $\lambda$ ) a une émittance particulière ( $M_\lambda$ ) telle que :

$$\sum M_\lambda = M_{\text{totale}}.$$



Autrement dit, l'énergie n'est pas distribuée uniformément pour toutes les longueurs d'onde. D'après la loi de Wien, il existe pour chaque température (T), une bande spectrale ayant pour longueur d'onde centrale ( $\lambda$ ), pour laquelle correspond un maximum d'émittance. Cette longueur d'onde est telle que :

$$\lambda \cdot T = 2897 \quad (\lambda \text{ en } \mu \text{ et } T \text{ en } ^\circ\text{K}).$$

### I.1.3. Propriétés de l'énergie reçue :

Le flux énergétique tombant sur un récepteur dépend de l'état de surface de celui-ci. Ce flux ( $\Phi$ ) se décompose en :

- une fraction ( $r\Phi$ ) réfléchi ou diffusé par le récepteur.
- une fraction ( $a\Phi$ ) absorbée et transformée en énergie thermique
- une fraction ( $t\Phi$ ) qui traverse le récepteur.

Ces facteurs  $a$ ,  $r$  et  $t$  sont tels que :  $a+r+t = 1$ ; Ils dépendent du rayonnement, de la nature et de la température du récepteur.

### I.1.4. Loi de Kirchoff :

Pour une température (T) et une longueur d'onde ( $\lambda$ ) données, le rapport de l'émittance ( $M_\lambda$ ) au coefficient d'absorption ( $a_\lambda$ ), relatifs à cette longueur d'onde, est constant quel que soit le corps émetteur :

$$\frac{M_\lambda}{a_\lambda} = \text{Const.}$$

### I.2. Corps noir :

Le corps noir est un corps (théorique) qui a la propriété d'absorber intégralement l'énergie rayonnante qu'il reçoit ( $a=1$ ) quelle que soit sa longueur d'onde.

Si on désigne par ( $M_\lambda^0$ ) son émittance pour la longueur d'onde ( $\lambda$ ), la loi de Kirchoff donne :

$$M_\lambda^0 = \frac{M_\lambda}{a_\lambda} \quad \text{soit} \quad M_\lambda = M_\lambda^0 \cdot a_\lambda.$$

Ceci veut dire que l'émittance du corps noir est supérieure à celle de n'importe quel autre corps.

• A la même température, les corps noirs émettent tous le

même rayonnements.

. Le facteur d'absorption d'un corps noir, toujours égal à l'unité, est indépendant de la longueur d'onde du rayonnement et de l'incidence du faisceau énergétique (fig. I-1).

. On appelle "corps gris" les corps dont le coefficient d'absorption ( $a$ ) est constant mais inférieur à l'unité.

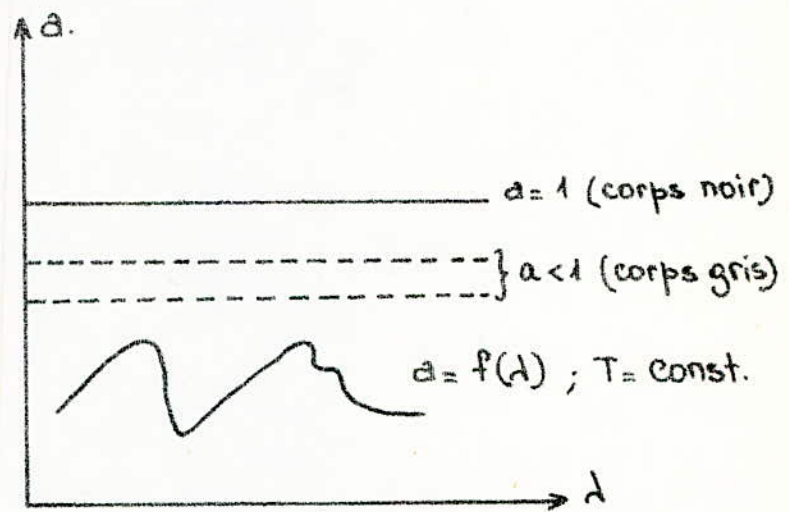


fig I-1. Coefficient d'absorption des corps.

. L'émittance globale ( $M_0$ ) du corps noir est, d'après la loi de Stéfán, proportionnelle à la quatrième puissance de sa température absolue.

$$M_0 = \sigma \cdot T^4$$

où  $\sigma$  est le coefficient de Stéfán-Boltzmann qui a pour valeur :  $\sigma = 0,57 \cdot 10^{-7} [W/m^2 \cdot K^4]$ .

### I.3. Rayonnement solaire :

#### I.3.1. Généralités :

Le soleil est un globe composé presque exclusivement d'hydrogène (70%) et d'hélium (29%). Il se comporte comme une bombe thermonucléaire transformant chaque seconde 564 millions de tonnes d'hydrogène en 560 millions de tonnes d'hélium. La masse du soleil est telle qu'il peut encore rayonner pendant des milliards



d'années. la vitesse de sa lumière est de 300 000 km/s et met un peu plus de 8 minutes pour nous parvenir.

le rayonnement solaire est réparti en un spectre compris entre la longueur d'onde  $0,3 \mu$  (ultra-violet) et la longueur d'onde  $3 \mu$  (infra-rouge) avec un maximum pour  $0,47 \mu$  dans le visible (fig I-2).

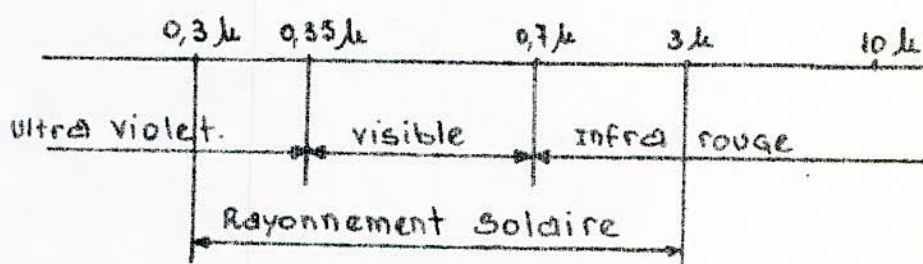


fig I-2. Spectre solaire.

### I.3.2. Constante solaire.

Elle est définie comme étant l'énergie reçue en une minute par une surface réceptrice d'un mètre carré, normale aux rayons solaires, placée aux confins de l'atmosphère terrestre à la distance moyenne de la terre au soleil. La valeur adoptée de cette constante après des milliers de mesures est  $E_0 = 1,94 \text{ cal/cm}^2/\text{mn}$  soit  $0,135 \text{ w/cm}^2$ . Actuellement, on admet que cette valeur est de  $0,1395 \text{ w/cm}^2$  soit  $1,395 \text{ kw/m}^2$ .

### I.3.3. Affaiblissement du rayonnement solaire

à la traversée de l'atmosphère terrestre :

Avant de nous parvenir sur la terre, le rayonnement solaire traverse une masse atmosphérique d'environ 8 km d'épaisseur constituée par les nuages, l'ozone, la vapeur d'eau, des gaz et des particules de toutes natures en suspension dans l'atmosphère. La présence de tous ces corps dans l'atmosphère entraîne l'affaiblissement du rayonnement solaire dont les causes peuvent être résumées dans ce qui suit :

- absorption par les gaz et vapeurs de l'atmosphère.
- diffusion moléculaire d'une fraction du rayonnement

direct par les gaz et vapeur de l'atmosphère.

- affaiblissement par les particules en suspension dans l'atmosphère qui est dû à l'absorption et surtout à la diffusion du rayonnement par ces particules. Cette affaiblissement est accentué dans les régions industrielles (pollution atmosphérique) et se manifeste dans la gamme de l'ultra-violet.

#### I-3.4. Rayonnements direct, diffus, global :

Comme nous venons de le voir, le rayonnement solaire se décompose, à la traversée de l'atmosphère, en :

- une fraction absorbée par la couche atmosphérique.
- une fraction diffusée par les molécules et les particules de l'atmosphère, et engendre ainsi un rayonnement dit diffus.
- une partie du rayonnement qui parvient directement à la surface de la terre appelée le rayonnement direct.

On appelle rayonnement global l'ensemble du rayonnement d'origine solaire qui comprend donc les rayonnements direct et diffus.

#### I-3.5. Evaluation de l'éclairement directement reçu :

l'expression de l'éclairement ( $E$ ) direct qui est le flux d'énergie reçu par unité de surface est de la forme :

$$E = A \cdot E_0 \exp\left(-\frac{C}{\sin h}\right)$$

où :

$E_0$  : est la constante solaire qui vaut  $E_0 = 1395 \text{ W/m}^2$ .

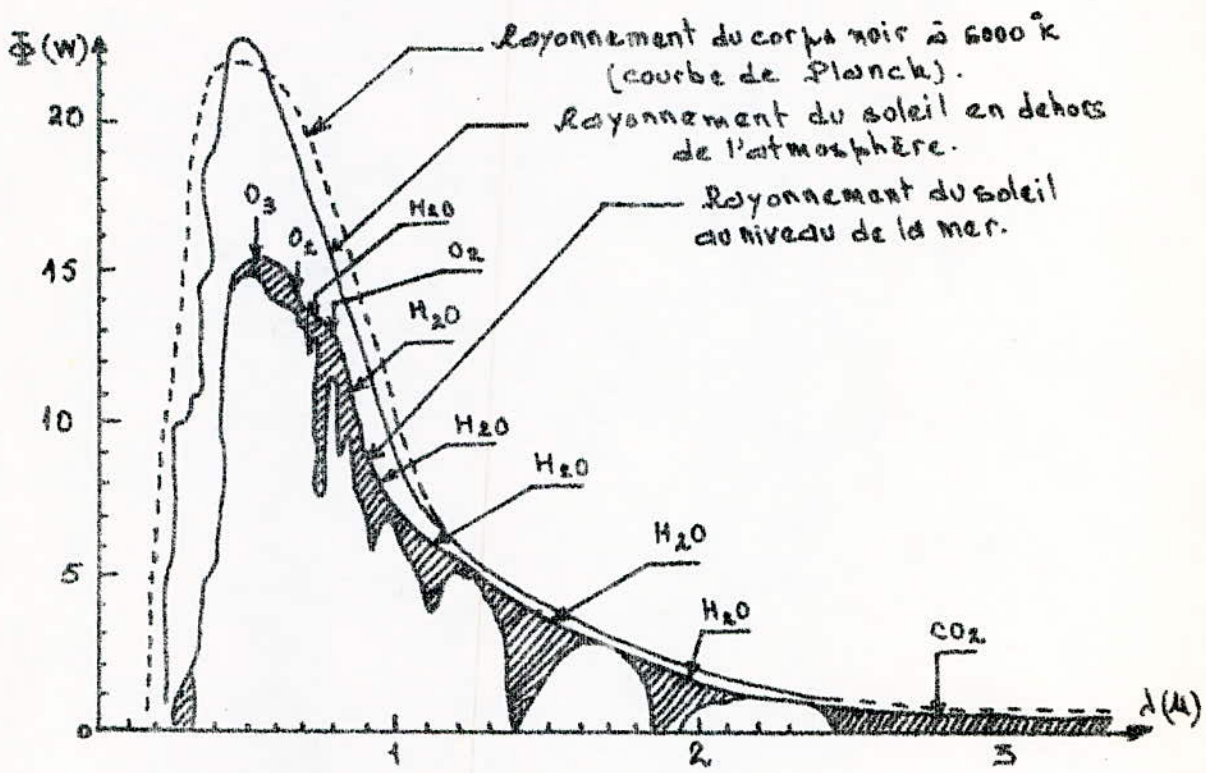
$A, C$  : Coefficients dépendants de l'état de l'atmosphère donnés par le tableau [1] suivant :

coeff.	ciel très pur	conditions normales.	zone industrielle
A	0,87	0,88	0,91
C	0,17	0,28	0,43

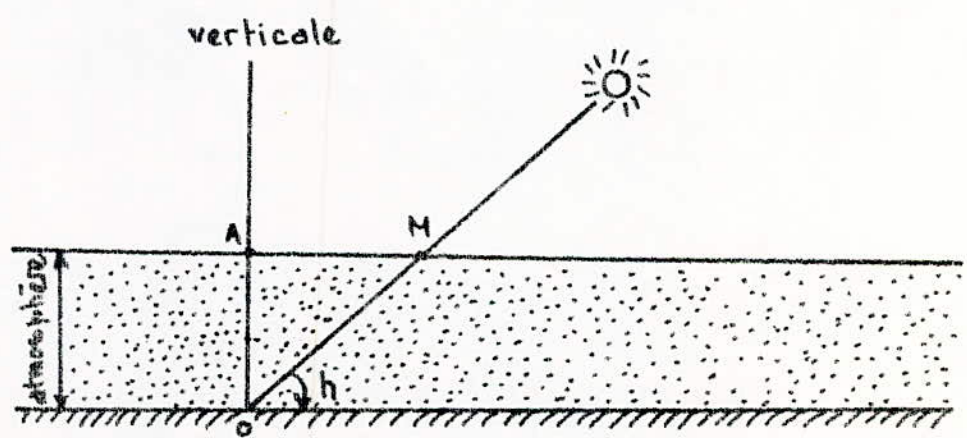
L'expression établie est la valeur intrinsèque du flux solaire, l'intensité du flux recueilli dépend de l'orientation du capteur.

$$E_{\text{direct}} = E \cos i$$





fig[I-3] Affaiblissement du rayonnement solaire à la traversée de l'atmosphère.



fig[I-4] : hauteur angulaire du soleil.

où  $i$  : angle du rayon solaire avec la normale au capteur.

### I.3.6. Evaluation du flux diffus :

Le flux diffus est plus difficile à évaluer. Ce flux ne provient pas d'une direction déterminée, comme le flux direct, mais de tous les points de la voûte céleste. Des études statistiques [12] ont abouti à la formule suivante :

$$\Phi_{\text{dif}} = E_0 A \left[ 0,271 - 0,2939 \exp\left(-\frac{c}{\sinh h}\right) \right] \sinh \frac{1 + \sin d}{2}$$

où  $E_0, A, C$  sont définis de la même manière que précédemment.

$d$  : angle formé par la normale au capteur avec l'horizon. Tout comme l'éclairement direct, l'éclairement diffus dépend du degré de pollution et de la hauteur angulaire du soleil.

### I.3.7. Appareils de mesure :

Les appareils utilisés pour mesurer le rayonnement solaire, appelés actinomètres, sont soit des appareils mesurant directement la chaleur reçue sur une surface donnée (calorimètre), soit des appareils étalonnés par comparaison, utilisant l'effet thermique ou thermo-électrique ou encore chimique, ce sont les appareils les plus pratiques permettant l'enregistrement des mesures [12].

les actinomètres prennent les noms de :

- Pyrhéliomètres : appareils permettant la mesure du rayonnement direct. Ils peuvent être couplés soit avec un enregistreur soit avec un intégrateur.
- Pyranomètres : permettent la mesure du rayonnement global. Ils sont étalonnés en  $\text{mV/mW/cm}^2$  au moyen d'appareils étalons de référence.
- Héliographes : appareils permettant de déterminer les durées d'ensoleillement. Ils utilisent l'effet thermique ou actinique du rayonnement en enregistrant les traces laissées sur un papier par les rayons solaires focalisés.



## CHAPITRE-II-

### CAPTATION DE L'ENERGIE SOLAIRE.

#### II.1. Introduction :

- Il existe en général deux types de captation de l'énergie solaire:
- la captation directe : celle-ci se fait, sans concentration des rayons solaires, au moyen de panneaux plans réceptifs dénommés insolateurs ou capteurs plans.
  - la captation indirecte : qui elle, utilise des concentrateurs solaires (miroirs ou lentilles) pour modifier la direction des rayons solaires en les concentrant sur une petite surface avant leur conversion en énergie utilisable. Ces concentrateurs conviennent pour des applications à moyenne et haute température.

Pour ce qui est de notre système de conversion qui, rappelons le, est conçu pour des basses températures, il n'est pas nécessaire d'utiliser de concentrateurs car un simple capteur plan nous permet d'obtenir des températures pouvant aller jusqu'à 100°C.

#### II.2. les capteurs plans :

Le capteur plan est le plus simple de tous les dispositifs de captation de l'énergie solaire. Il est composé essentiellement de trois éléments : l'absorbeur, la couverture et l'isolation thermique. Le principe général de fonctionnement du capteur plan est basé sur l'effet de serre qui sera explicité plus loin.

Il existe plusieurs types de capteurs plans, entre autres :

- le capteur Roll Band.
- le capteur à ruissellement.
- le capteur à tubes.

Ce dernier type nous intéresse particulièrement pour les avantages qu'il présente, à savoir un rendement global important.

#### II.2.1. Effet de Serre :

L'effet de serre résulte de la transmission sélective de certains matériaux. Le verre et, à un degré moindre, le plastique sont des matériaux quasi transparents aux



rayonnements visibles et ultraviolets (là où se situe le maximum d'énergie du rayonnement solaire), alors qu'ils sont presque opaques aux radiations de grandes longueurs d'onde, c'est à dire les radiations infrarouge (I-R). Ainsi, les rayons solaires incidents traversent la vitre et viennent chauffer l'absorbeur, celui-ci rayonne aussi, mais vu sa température pas trop élevée, son rayonnement situé dans la zone de L'I-R sera arrêté par le vitrage. On aura ainsi réalisé "un piège à calories" et la chaleur accumulée dans l'absorbeur sera transmise par conduction au fluide caloporteur qui circule dans les tubes.

## II.2.2. Le capteur plan à tubes :

### II.2.2.1. Description :

C'est un ensemble formant une boîte et constitué des quatre parties suivantes (fig II.1) :

#### A. Partie avant du capteur (couverture) :

C'est la partie du capteur exposée au rayonnement solaire ; elle est réalisée en verre ou certains plastiques spéciaux. Le verre est le plus souvent utilisé à cause de sa bonne transmission des rayonnements de hautes fréquences (infrarouges) émis par le soleil et sa très mauvaise transmission des rayonnements de petites fréquences (infrarouges) qu'émet l'absorbeur. Il est essentiel que le verre ne contienne pas d'oxyde de fer qui diminue considérablement son coefficient de transmission.

La distance optimale à laisser entre la couverture et l'absorbeur a été expérimentalement à 4cm. L'emploi de plusieurs vitrages permet d'augmenter l'effet de serre et de diminuer ainsi les pertes thermiques, mais ceci affecte notablement la transparence de la couverture et augmente de ce fait les pertes optiques. Il semble qu'un résultat optimal soit obtenu avec deux vitrages [1].

Le rôle de la couverture est de limiter les pertes par convection et de réaliser l'effet de serre.



### B. l'absorbeur :

C'est la partie essentielle du capteur où a lieu la conversion thermique de l'énergie solaire et son évacuation par le fluide caloporteur vers le lieu d'utilisation. Il est constitué d'une plaque métallique, le plus souvent peinte en noir mat, afin de rapprocher son facteur d'absorption d'avantage de celui du corps noir. Les matériaux les plus souvent utilisés comme absorbeur sont des métaux (Al, Ac, Cu, ...). On peut améliorer l'absorbeur en le rendant sélectif, c'est à dire très absorbant pour les radiations solaires et faiblement émissif pour les radiations infrarouges. Ces absorbeurs sélectifs s'obtiennent en déposant sur une base métallique plusieurs couches minces de métaux ou d'oxydes métalliques.

### C. fluide caloporteur :

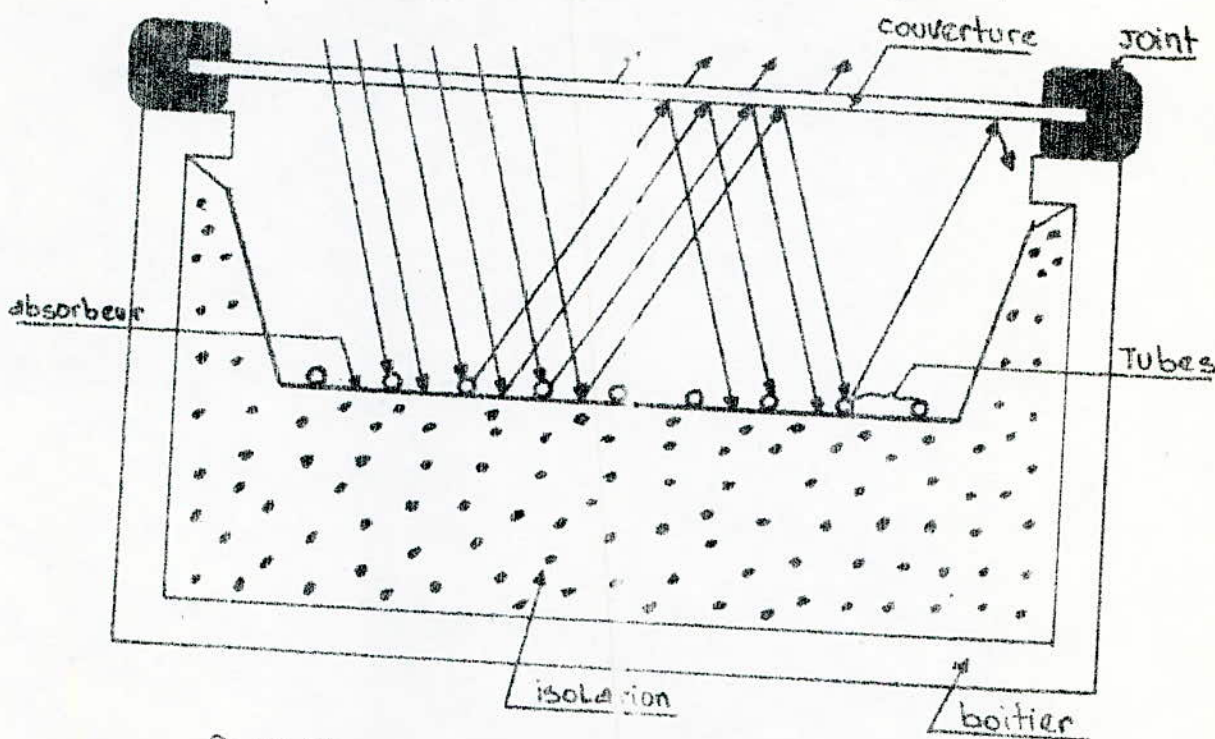
L'absorbeur transmet sa chaleur à un fluide caloporteur, air, gaz ou le plus souvent eau (comme dans notre cas) parfois additionnée d'antigel. Le fluide est véhiculé par des tubes fixés (soudés ou attachés) sur l'absorbeur vers le lieu d'utilisation. Les températures qu'on peut atteindre avec l'eau n'excèdent pas  $100^{\circ}\text{C}$ ; La circulation du fluide peut être naturelle (thermosiphon) ou forcée (pompe).

### D. Partie arrière du capteur (isolation thermique) :

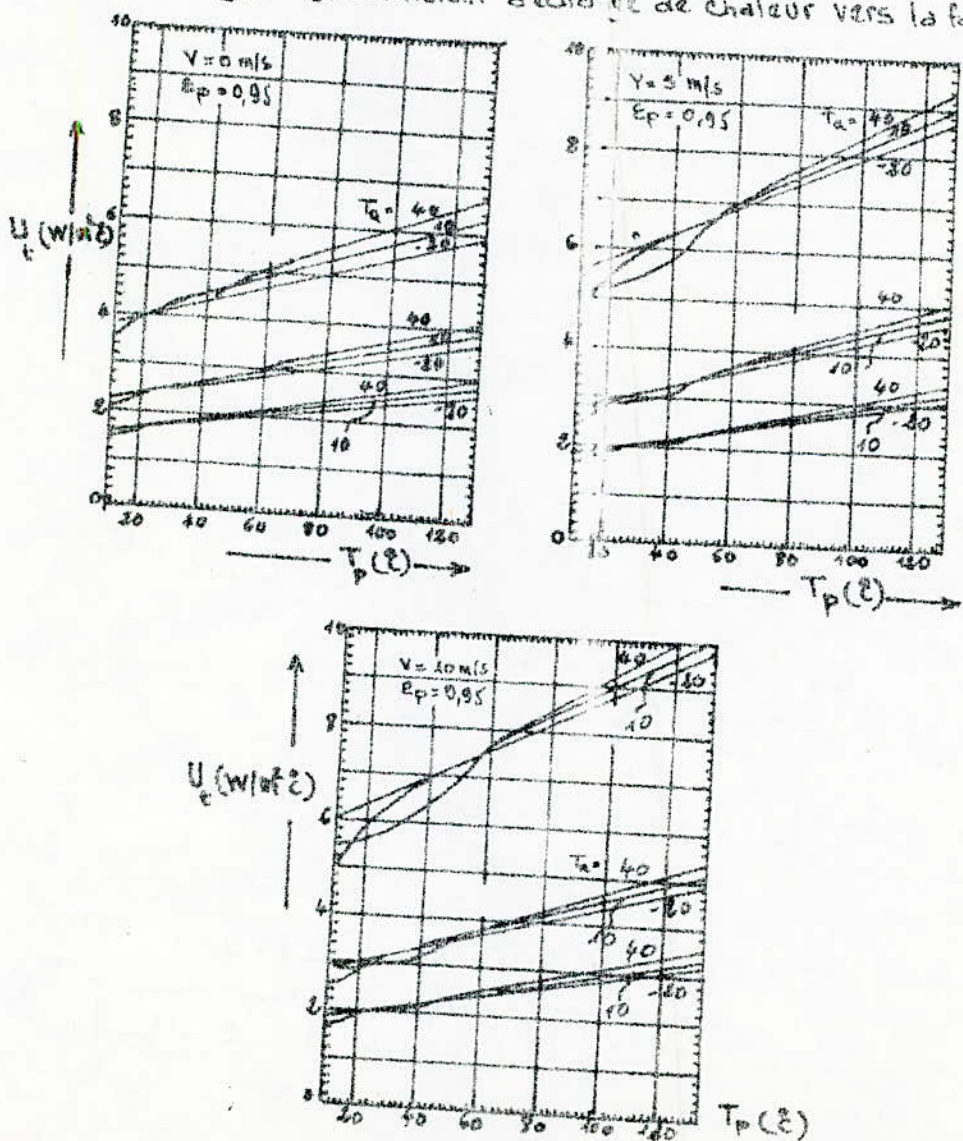
L'isolation thermique est composée du vitrage qui réduit les pertes thermiques par effet de serre et de couches de matériaux isolants avec lesquelles on tapisse le fond et les faces latérales du boîtier protecteur du capteur.

Les exigences posées à un matériau isolant sont diverses, il doit être de faible conductivité thermique, ininflammable, innataquable par les insectes et les rongeurs et impénétrable à l'eau et sa vapeur. Les matériaux isolants peuvent être d'origine minérale, végétale ou de synthèse; les plus utilisés [1] sont : la laine de verre, le liège, le polychlorure de vinyle et la mousse de polyuréthane. Le vide demeure

Fig[II-1] - Schéma descriptif du capteur plan.



Fig[II-2] - Coefficient d'échange de chaleur vers la face avant ( $\Delta = 45^\circ$ ).





l'isolant idéale.

### E. le coffrage :

C'est un boîtier étanche qui sert de couverture aux différents éléments du capteur. Celui-ci étant exposé en permanence aux conditions climatiques, le matériau choisi doit être étanche, résister aux variations de température, aux chocs et à la corrosion. Les matériaux utilisés sont : la fibre de verre, la tôle ordinaire, la mousse de polyéthylène et le bois (à déconseiller).

### II-2-2.2. Orientation et influence du site d'emplacement du capteur :

Le capteur a pour rôle de recueillir le maximum d'énergie, ceci a lieu lorsque les rayons solaires lui sont perpendiculaires. L'inclinaison des rayons solaires varie pendant la journée et au cours des saisons, l'idéal serait que le capteur suive le mouvement du soleil (système de poursuite). Il existe néanmoins une orientation optimale vers le sud avec une inclinaison sur l'horizon. Cette inclinaison dépend du lieu et varie avec la saison. L'inclinaison judicieuse se situe autour de la latitude du lieu.

Le fonctionnement du capteur plan dépend, sans entrer dans les détails des paramètres suivants les plus influents : la température ambiante, l'angle d'incidence des rayons solaires, de l'humidité, du vent et de la nébulosité.

### II-3. Etude thermique du capteur [3] :

L'approche d'analyse est basée sur les théories de HOHEL et WHILLER (1958), BLISS (1959) et WHILLER (1967).

Hypothèses simplificatrices :

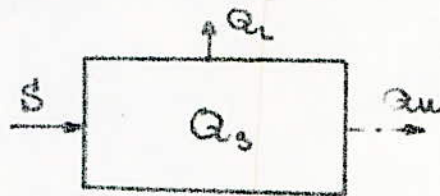
- L'étude se fait en régime stationnaire et unidirectionnel.
- Il n'y a pas d'absorption du rayonnement par le vitrage, les pertes sont incluses dans le collecteur.
- La température ambiante est considérée uniforme pour toute

Atmosphère environnante.

- Les gradients de température autour des tubes sont négligeables.
- Les gradients de température dans la direction de l'écoulement et entre les tubes sont traités séparément.
- Les propriétés des matériaux sont indépendantes des températures.
- Les pertes vers l'avant et l'arrière du capteur sont calculées pour la même température externe.
- On néglige les poussières sur le capteur.

### II.3.1. Bilan des énergies:

Cette analyse s'applique à tous les capteurs plans quel que soit le fluide caloporteur qui y circule.



Le bilan énergétique appliqué au capteur nous permet d'écrire:

$$S = Q_u + Q_L + Q_s. \quad [11-1]$$

où:

$S$ : est l'énergie solaire incidente sur le capteur.

$Q_u$ : l'énergie utile récupérée par le fluide caloporteur.

$Q_L$ : pertes globales du capteur.

$Q_s$ : énergie interne, due aux matériaux et à l'eau stagnante.

D'autre part: 
$$S = A_c \left[ H R (\tau \alpha)_d + H_d (\tau \alpha)_d + H R (\tau \alpha)_{ref} \right] \quad [11-2]$$

ou encore:

$$S = A_c (H_d + H_d + H_{ref}) \tau \alpha R = Q_u + Q_L + Q_s \quad [11-3]$$

où:

- $H_d$ ,  $H_d$  et  $H_{ref}$  sont les rayonnements direct, diffus et réfléchi en  $Wm^{-2}$
- $R$ : facteur de conversion du rayonnement global pour une orientation donnée du capteur.
- $A_c$ : surface de captation en  $m^2$ .
- $\tau \alpha$ : produit du coefficient de transmission du vitrage et



d'absorption de la plaque absorbante.

-18-

Remarque:

En réalité,  $H_0$  et  $H_d$  doivent être traités séparément.

$(Z\alpha)_D$  : est déterminé pour l'angle du moment.

$(Z\alpha)_d$  : est déterminé à partir d'une incidence moyenne de  $60^\circ$ .

Généralement, on confond les deux  $(Z\alpha)$ .

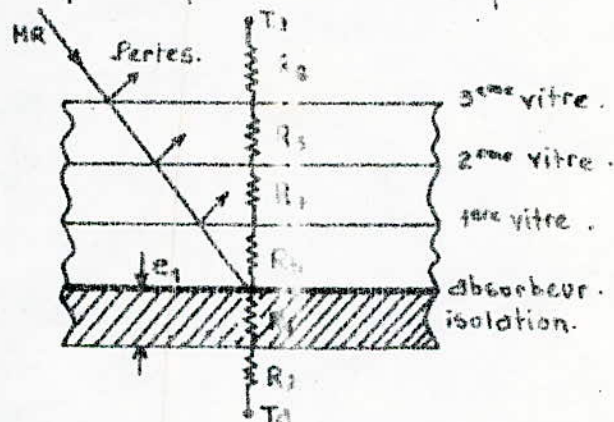
Le rendement du capteur est défini, sur un intervalle de temps à préciser, par le rapport :

$$\eta = \frac{\text{énergie utile récupérée}}{\text{énergie incidente}} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \frac{Q_{ut}}{A_c} dt}{\int_{t_1}^{t_2} H_A dt} \quad [11.4]$$

### II.3.2. Evaluation des pertes globales du capteur :

Les pertes globales du capteur sont réparties sur sa face arrière et avant, les pertes sur ses faces latérales étant négligeables. Ces pertes sont proportionnelles à l'écart de température entre la plaque et l'air extérieur et sont caractérisées par un coefficient global d'échange de chaleur que nous allons évaluer ci-dessous.

a/ schéma électrique équivalent du capteur :



$R_1$  et  $R_2$  sont les résistances qui caractérisent les pertes arrières.

$R_1$  : résistance thermique de l'isolation.

$R_2$  : résistance thermique de l'environnement.

$R_3$ ,  $R_4$ ,  $R_5$  et  $R_6$  sont les résistances qui caractérisent les pertes vers la face avant dans le cas de trois vitrages.

$T_a$  : température de l'air environnant.

$T_p$  : température de l'absorbeur.

$e_1$  : épaisseur de l'isolation arrière.

b/ coefficient d'échange de chaleur vers l'arrière: -19-

Les pertes vers la face arrière du capteur font intervenir deux résistances en série caractérisant la conduction à travers l'isolant ( $R_1$ ) et la convection boîtier-air extérieur (qui est négligeable  $R_2 \approx 0$ ).

Le coefficient d'échange de chaleur vers l'arrière du capteur ( $U_b$ ) est donné par l'expression :

$$U_b = \frac{1}{R_1} = \frac{k}{e_1} \quad [11.5].$$

où :

- $U_b$  : est la conductance ou le coefficient d'échange global de chaleur vers la face arrière du capteur en  $W/m^2 \cdot K$
- $k$  : coefficient de conductibilité thermique de l'isolation en  $W/m \cdot K$ .

c/ coefficient d'échange de chaleur vers la face avant du capteur.

Les pertes vers la face avant du capteur font intervenir quatre résistances en série caractérisant la convection et la radiation respectivement : entre la plaque et la 1<sup>ère</sup> vitre ( $R_3$ ), la 1<sup>ère</sup> vitre et la 2<sup>ème</sup> vitre ( $R_4$ ), la 2<sup>ème</sup> et la 3<sup>ème</sup> vitre (5) et enfin la 3<sup>ème</sup> vitre et l'air extérieur ( $R_6$ ).

la valeur du coefficient d'échange ( $U_t$ ) vers la face avant du capteur peut-être déterminée grâce aux courbes de la figure II-2

donnant celle-ci en fonction de l'inclinaison ( $\beta$ ) du capteur, de la vitesse ( $v$ ) du vent, de la température ( $T_p$ ) de la plaque et de son émissivité ( $\epsilon_p$ ). Toutefois, ces courbes sont difficilement exploitable sur ordinateur.

KLEIN propose l'expression empirique suivante, sur la base de l'approche de HOTTel et WOERTZ, pour  $40 < t < 140^\circ C$  et une inclinaison de  $45^\circ$  avec une erreur de  $\pm 2 W/m^2 \cdot ^\circ C$ .

$$U_t = \left[ \frac{N}{\left[ \frac{344}{T_p} \frac{(T_p - T_a)}{(N+f)} \right]^{0,31} + \frac{1}{h_w}} \right]^{-1} + \frac{\sigma (T_p + T_a) (T_p^2 + T_a^2)}{\left[ \epsilon_p + 0,0425 N (1 - \epsilon_p) \right]^{-1} + \frac{2N+f-1}{\epsilon_g} - N} \quad [11.6]$$



où :

- $N$  : est le nombre de vitres.
- $\sigma$  : est la constante de Stefan-Boltzman en  $W/m^2 \cdot K^4$ .
- $\epsilon_p$  : coefficient d'émission de la plaque.
- $\epsilon_g$  : coefficient d'émission de la vitre ( $\epsilon_g = 0,88$ ).
- $h_w = 5,7 + 3,8 V$  est le coefficient d'échange par convection due du vent en  $W/m^2 \cdot K$ .
- $V$  : la vitesse du vent en m/s.
- $f = (1 - 0,04 h_w + 5 \cdot 10^{-4} h_w^2) (1 + 0,058 N)$ .

D'autre part, pour toute inclinaison ( $\beta$ ) différente de  $45^\circ$ , le rapport suivant nous permet d'évaluer ( $U_t$ ) pour n'importe quelle inclinaison.

$$\frac{U_t(\beta)}{U_t(45^\circ)} = 1 - (\beta - 45)(0,00259 - 0,00114 \epsilon_p) \quad [11-7].$$

Remarque :

- l'inclinaison moyenne annuelle  $\beta \approx$  latitude du lieu.
- une autre approche est utilisée pour déterminer le coefficient d'échange de chaleur vers la face avant du capteur ( $U_t$ ), (voir Annexe [A1]).

### II-3.3. Coefficient de Performance énergétique du capteur :

On définit le coefficient de performance énergétique (rendement) du capteur par le rapport :

$$F_R = \frac{G \cdot C_p (T_{f,o} - T_{f,i})}{S - U_L (T_{f,L} - T_a)} \quad [11-8].$$

- où :
- $G$  est le débit massique par unité de surface  $G = \frac{\dot{m}}{A_c}$  en  $kg/m^2$ .
  - $C_p$  est la chaleur spécifique à pression constante du fluide en  $J/kg \cdot K$ .
  - $T_{f,o}, T_{f,i}$  : température de sortie et d'entrée du fluide en  $^\circ C$ .
  - $T_a$  : est la température ambiante en  $^\circ K$ .
  - $S$  : énergie solaire globale incidente sur le capteur en  $[W/m^2]$ .
  - $U_L = U_t + U_b$  Coefficient global d'échange de chaleur en  $W/m^2 \cdot K$ .

L'équation précédente peut aussi s'écrire sous la forme :

$$F_R = \frac{G C_p}{U_L} \left[ 1 - \frac{S/U_L (T_{f,o} - T_a)}{S/U_L - (T_{f,i} - T_a)} \right] \quad [11-9].$$

D'autre part à partir de l'expression suivante traduisant le bilan énergétique

$$\frac{T_{f,y} - T_a - S/U_L}{T_{f,i} - T_a - S/U_L} = \exp\left(-\frac{U_L \cdot W \cdot F' \cdot y}{\dot{m} c_p}\right) \quad [11-10]$$

avec :

- $T_{f,y}$  : température du fluide caloporteur à la distance  $y$  de l'entrée du capteur en °K.
  - $\dot{m}$  : débit massique du fluide caloporteur en Kg/s.
  - $W$  : entre-axes des tubes en m.
  - $L$  : longueur du tube en m.
  - $y$  : position du fluide à partir de l'entrée du capteur en m.
- $F'$  est le coefficient de performance technologique du capteur. Il représente le rapport de l'énergie utile réellement récupérée à l'énergie utile théoriquement récupérable, si le fluide était à la même température que l'absorbeur. Il est donné par :

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left[ \frac{1}{U_L + D + (W-D)F} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi \cdot D_i \cdot h_{fi}} \right]} \quad [11-11]$$

- $\frac{1}{C_b}$  est la résistivité thermique de la soudure tube-absorbeur en  $W/m^2 \cdot K$ .
- $D$  est le diamètre extérieur des tubes en m.
- $D_i$  est le diamètre intérieur des tubes en m.
- $h_{fi}$  est le coefficient de transfert de chaleur fluide-tube en  $W/m^2 \cdot K$ .

$$F = \left[ \text{th} \left( \frac{U_L}{k \cdot e} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{W-D}{2} \right) \right] \left[ \left( \frac{U_L}{k \cdot e} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{W-D}{2} \right) \right]^{-1} \quad [11-12]$$

où :  $e = D - D_i$  est l'écart entre les diamètres extérieur et intérieur des tubes en m.

•  $k$  : le coefficient d'échange absorbeur-tube en  $W/m^2 \cdot K$   
 En exploitant l'équation [11-10] sur toute la longueur du capteur ( $y=L$ ), l'expression du coefficient de performance énergétique devient :

$$F_R = \frac{G C_p}{U_L} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{U_L \cdot F'}{G C_p}\right) \right] \quad [11-13]$$



## CHAPITRE. III. LES ECHANGEURS DE CHALEUR.

### III.1. Introduction

Un échangeur de chaleur est un appareil qui permet de transmettre la chaleur d'un fluide à un autre. On distingue :

- des échangeurs dans lesquels les deux fluides sont directement mélangés.
- des échangeurs dans lesquels les deux fluides sont séparés par un paroi à travers laquelle s'écoule la chaleur. Ce type d'échangeur est le plus courant.

Un échangeur peut fonctionner en éleveur (réchauffeur) ou abaisseur de température (refroidisseur).

### III.2. Types d'échangeurs de chaleur :

Il existe deux types d'échangeur de chaleur :

#### III.2.1. Echangeurs à écoulement parallèle :

Ils peuvent être :

- à circulation anti-méthodique (fig. III-1) :

Ils se composent de deux tubes concentriques dans lesquels s'écoulent les deux fluides dans le même sens.

- à circulation méthodique (contre courant) (fig. III-2) :

Dans ce type d'échangeur, les deux fluides se déplacent en sens contraires.

#### III.2.2. Echangeurs à courants croisés (fig. III.3) :

Dans ces échangeurs, les deux fluides qui s'écoulent le long de la surface d'échange ont des directions perpendiculaires.

### III.3. Equations thermiques de l'échangeur [10] :

Généralement, les températures des fluides dans un échangeur varient car il existe un gradient de température tout au long de la surface d'échange ; Le flux de chaleur échangé qui dépend des différences de température des deux fluides, subit à son tour des variations.

Les figures (III-4) et (III-5) montrent l'évolution des températures des fluides dans l'échangeur à écoulement parallèle.

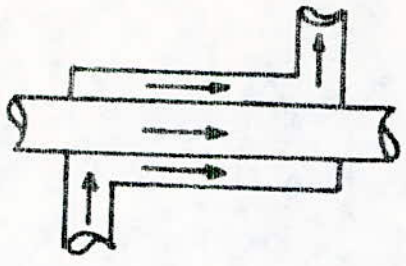


fig [III.1] Echangeur à circulation anti-méthodique.

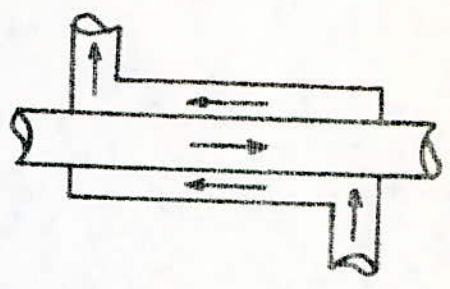


fig [III.2] Echangeur à contre-courant.

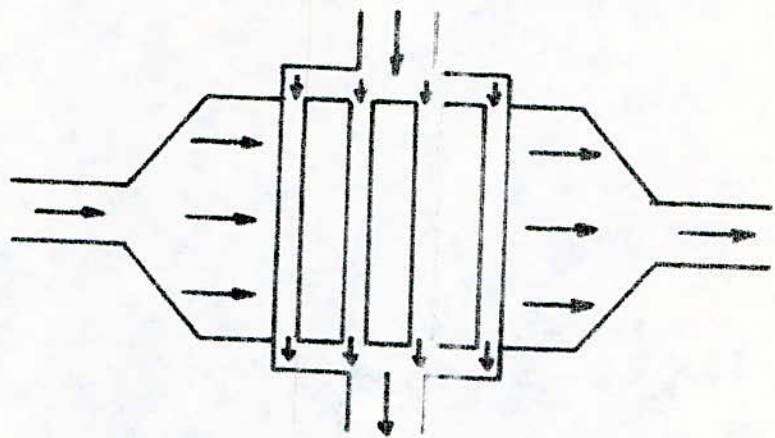


fig [III.3] Echangeur à courants-croisés.

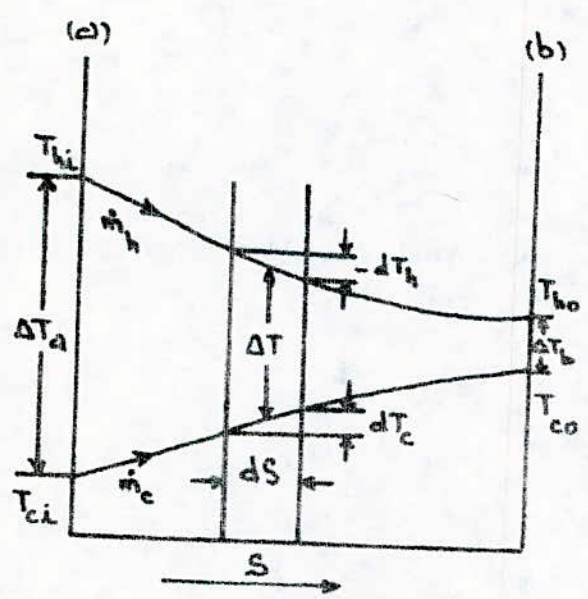


fig [III.4] Évolution des températures dans un échangeur à circulation anti-méthodique.

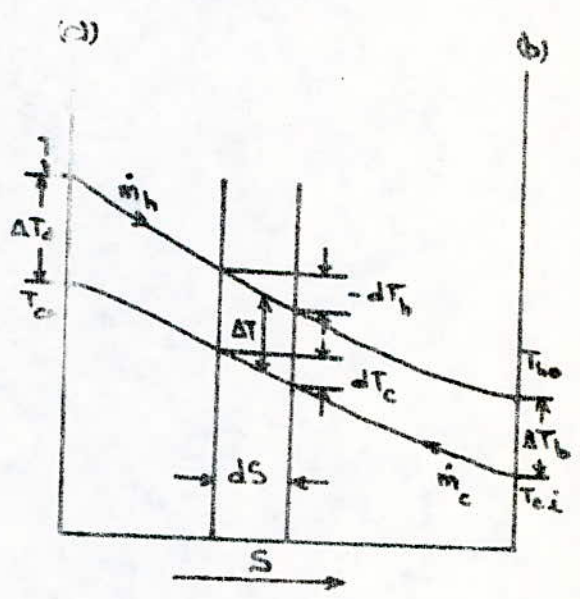


fig [III.5] Evolution des températures dans un échangeur à contre-courant.



la figure (III-4) montre que, quelle que soit la longueur de l'échangeur à circulation anti-méthodique, la température de sortie du fluide le plus froid ne peut en aucun cas dépasser celle du fluide le plus chaud à sa sortie de l'échangeur. Par contre, pour un échangeur à contre courant (fig III-5), la température de sortie du fluide le plus froid peut dépasser celle du fluide chaud à sa sortie, car il existe une circulation de température favorable tout au long de la surface d'échange.

Pour déterminer le flux de chaleur dans n'importe quel type d'échangeur on doit intégrer l'équation suivante sur toute la surface d'échange:

$$dQ = U dS \Delta T \quad [III-1].$$

où:

- $dQ$  est le flux de chaleur échangée en kcal/h
- $U$  la conductance globale en kcal/m<sup>2</sup>.h.k
- $dS$  un élément de surface d'échange en m<sup>2</sup>.
- $\Delta T$  l'écart de température des deux fluides en K.

Dans les calculs qui suivent, les indices (h) et (c) se rapportent respectivement au fluide chaud ("hot") et froid ("cold"). Les indices (o) et (i) désignent respectivement la sortie ("out") et l'entrée ("in") de chaque fluide.

Le bilan énergétique appliqué à la surface  $dS$  donne:

$$dQ = -C_c dT_c = \mp C_h dT_h = U dS (T_h - T_c) \quad [III-2].$$

où:

$$C_c = \dot{m}_c c_{p_c} \quad \text{et} \quad C_h = \dot{m}_h c_{p_h}.$$

- $\dot{m}$  est le débit massique du fluide en kg/h.
- $c_p$  la chaleur spécifique à pression constante en kcal/kg.k
- $C$  la chaleur spécifique horaire du fluide en kcal/h.k

Dans le 3<sup>ème</sup> terme de l'équation [III-2], le signe (+) s'applique à un écoulement parallèle à circulation anti-méthodique et le signe (-) à un écoulement à contre-courant.

## III.3.1. Etude d'un échangeur à contre courant (fig III-5) [43]:

A. calcul des températures:

Le bilan thermique appliqué à l'échangeur donne:

$$Q = C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad [III-3].$$

La quantité de chaleur transférée à travers l'élément de surface  $ds$  est:

$$dQ = U (T_h - T_c) dS = -C_h dT_h = -C_c dT_c \quad [III-4].$$

$$\text{soit:} \quad -C_h (T_h - T_{hi}) = -C_c (T_c - T_{co}) \quad [III-5].$$

d'où l'écart de température:

$$T_h - T_c = T_{hi} + T_c \left( \frac{C_c}{C_h} - 1 \right) - \frac{C_c}{C_h} T_{co} \quad [III-6]$$

En remplaçant cette valeur de  $T_h - T_c$  dans l'équation [III-4] et en intégrant pour  $T_c$  variant de  $T_{co}$  à  $T_c$ , on trouve:

$$T_c = \frac{C_c T_{co} - C_h T_{hi}}{C_c - C_h} + \frac{C_h (T_{hi} - T_{co})}{C_c - C_h} \exp \left[ - \left( \frac{C_c}{C_h} - 1 \right) \frac{US}{C_c} \right] \quad [III-7]$$

$$T_h = \frac{C_c T_{co} - C_h T_{hi}}{C_c - C_h} + \frac{C_c (T_{hi} - T_{co})}{C_c - C_h} \exp \left[ - \left( \frac{C_c}{C_h} - 1 \right) \frac{US}{C_c} \right] \quad [III-8]$$

Dans le cas où  $C_h = C_c$  ces expressions ne peuvent être exploitées, aussi est-on obligé de revenir aux équations [III-5] traduisant le bilan thermique:

$$T_h - T_c = T_{hi} - T_{co} \quad [III-9].$$

L'équation [III-4] devient:

$$U dS = \frac{-C_c dT_c}{T_{hi} - T_{co}} \quad [III-10].$$

L'intégration de cette équation en utilisant les conditions aux limites  $S=0$ ,  $T_c = T_{co}$  nous donne:

$$T_c = T_{co} - \frac{US (T_{hi} - T_{co})}{C_c} \quad [III-11].$$

$$T_h = T_{hi} - \frac{US (T_{hi} - T_{co})}{C_c} \quad [III-12].$$



B. Chaleur échangée :

-27-

On suppose que les températures extrêmes  $T_{co}$  et  $T_{hi}$  ne varient pas.

$$dQ = U dS (T_h - T_c)$$

en remplaçant dans cette équation les valeurs de  $T_h$  et  $T_c$  déjà établies [III-7 et III-8], on aboutit à :

$$dQ = U (T_{hi} - T_{co}) \exp \left[ - \left( \frac{C_c}{C_h} - 1 \right) \frac{US}{C_c} \right] \cdot dS \quad [\text{III-13}]$$

La chaleur échangée est obtenue en intégrant cette expression sur toute la surface d'échange. Soit :

$$Q = \frac{C_c C_h}{C_c - C_h} (T_{hi} - T_{co}) \cdot \left\{ 1 - \exp \left[ - \left( \frac{C_c}{C_h} - 1 \right) \frac{US}{C_c} \right] \right\} \quad [\text{III-14}]$$

Pour  $C_h = C_c$ , la chaleur échangée est :

$$Q = US (T_{hi} - T_{co}) \quad [\text{III-15}]$$

C. Différence de température logarithmique moyenne :

On veut exprimer la chaleur échangée sous la forme :

$$Q = US \cdot \bar{\Delta T} \quad [\text{III-16}]$$

où  $\bar{\Delta T}$  représente une différence de température moyenne entre  $\Delta T_a = T_{hi} - T_{ci}$  et  $\Delta T_b = T_{ho} - T_{co}$  (voir fig III-4). Une telle expression permet d'évaluer la chaleur échangée en fonction uniquement des températures extrêmes.

Le bilan thermique appliqué au capteur donne :

$$Q = C_h (T_{hi} - T_{ho}) = C_c (T_{co} - T_{ci}) = US \bar{\Delta T} \quad [\text{III-17}]$$

soit :

$$US \bar{\Delta T} = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{\frac{1}{C_h}} = \frac{T_{co} - T_{ci}}{\frac{1}{C_c}} = \frac{(T_{hi} - T_{ho}) + (T_{co} - T_{ci})}{\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c}} \quad [\text{III-18}]$$

ou encore :

$$US \bar{\Delta T} = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{\frac{1}{C_h}} = \frac{-T_{co} + T_{ci}}{-\frac{1}{C_c}} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c}} \quad [\text{III-19}]$$

on, d'après les équations [III-7] et [III-8] :

$$T_{ho} - T_{ci} = (T_{hi} - T_{co}) \exp \left[ \left( \frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) US \right] \quad [\text{III-20}]$$

on déduit de cette dernière équation l'expression de  $\frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c}$ , soit:

$$\frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} = \frac{1}{US} \ln \frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \quad [III-21]$$

en remplaçant cette valeur dans l'équation [III-19] et en identifiant les deux membres, on trouve finalement l'expression de la différence de température logarithmique moyenne:

$$\overline{\Delta T} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left( \frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \right)} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \quad [III-22]$$

Lorsque  $C_h = C_c$ , l'écart de température est constant,

$$\overline{\Delta T} = \Delta T_a = \Delta T_b \quad [III-23].$$

L'utilisation de  $\overline{\Delta T}$  est une approximation, car en général la conductance globale  $U$  n'est pas constante; Si cette dernière varie d'une façon importante, on doit intégrer l'équation [III-1] en plusieurs étapes ce qui est très difficile dans un échangeur complexe. Dans ce cas on applique à  $\overline{\Delta T}$  calculée pour un échangeur à contre courant, des facteurs de correction ( $F$ ) donnés sous formes d'abaques par BOWMAN, MUELLER et NAGIE (fig III-6 et 7) [10].

$$\overline{\Delta T}_{\text{vraie}} = F \cdot \overline{\Delta T} \quad [III-24].$$

Dans ces abaques, sont portés en abscisse les rapports adimensionnels ( $P$ ) des différences de températures:

$$P = \frac{T_{t2} - T_{t1}}{T_{e1} - T_{t1}} \quad [III-25].$$

où les indices (t) et (e) se rapportent respectivement aux fluides circulant dans le tube et l'enveloppe (voir fig III-6 et 7).

Ces abaques sont aussi donnés pour différents rapports des capacités calorifiques horaires:

$$Z = \frac{\dot{m}_t c_{pt}}{\dot{m}_e c_{pe}} = \frac{T_{e1} - T_{e2}}{T_{t2} - T_{t1}} \quad [III-26].$$

D. Efficacité et nombre d'unités de transfert de l'échangeur:

L'efficacité d'un échangeur, notée  $E$ , est définie comme étant



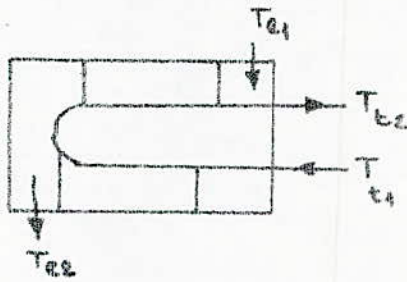
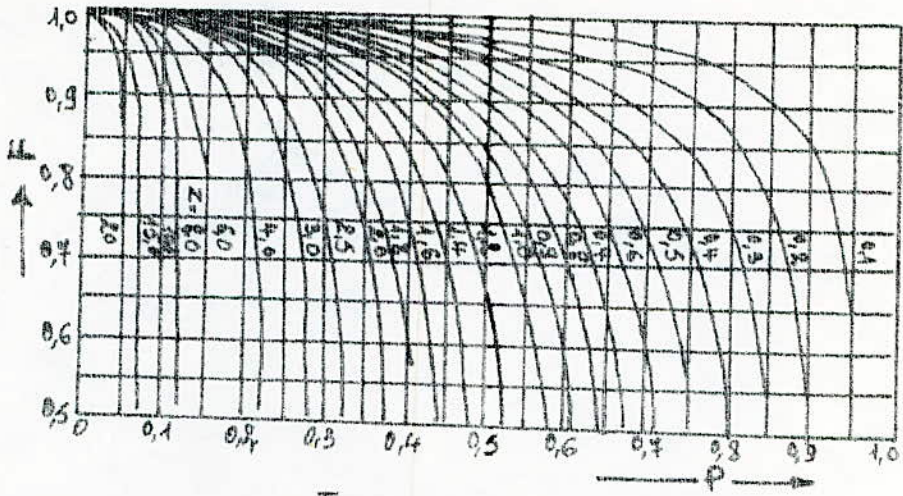


Fig III.6. Facteur de correction ( $F$ ) de la moyenne logarithmique de la différence de température globale pour un échangeur à contre-courant avec un passage dans le corps et 2, ou un multiple de 2, passages dans le tube.

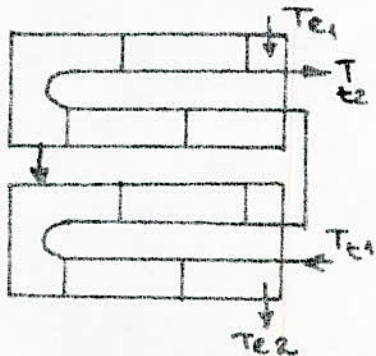
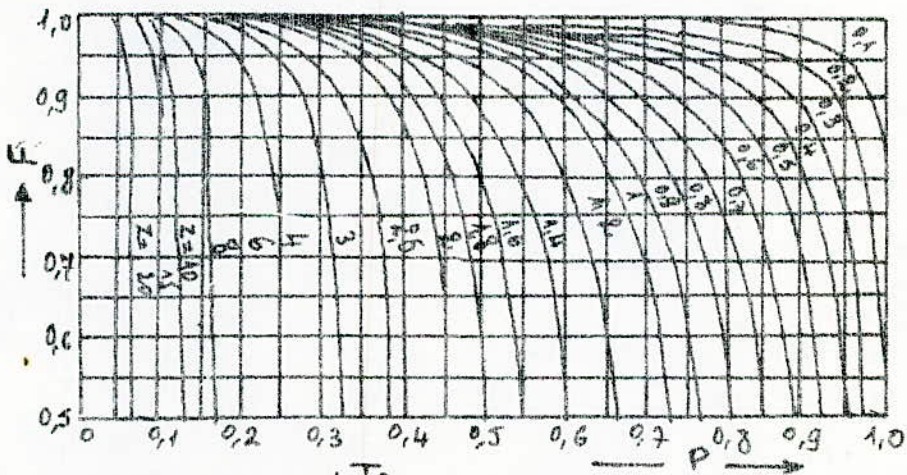


Fig III.7. facteur de correction de  $\bar{\Delta T}$  pour un échangeur à contre-courant avec 2 passages dans le corps et un multiple de 2, passages dans le tube.

le rapport du flux de chaleur réel au flux de chaleur maximum d'échange de chaleur possible. Ce dernier serait obtenu dans un échangeur à contre courant ayant une surface d'échange infinie.

$$E = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{C_h (T_{hi} - T_{hd})}{C_{\min} (T_{hi} - T_{ci})} = \frac{C_c (T_{co} - T_{ci})}{C_{\min} (T_{hi} - T_{ci})} \quad [III-27]$$

où  $C_{\min}$  est la plus petite des quantités  $\dot{m}_c c_{pc}$  et  $\dot{m}_h c_{ph}$ .

En exprimant la chaleur échangée ( $Q$ ) par l'expression déjà établie dans l'équation [III-14] :

$$Q = \frac{C_c C_h}{C_c - C_h} (T_{hi} - T_{co}) \left\{ 1 - \exp \left[ - \left( \frac{C_c}{C_h} - 1 \right) \frac{US}{C_c} \right] \right\}.$$

et en éliminant  $Q$  des équations [III-14] et [III-3], on exprime  $T_{co}$  en fonction de  $T_{ci}$  et  $T_{hi}$  :

$$T_{co} = \frac{(C_c - C_h) T_{ci} + C_h T_{hi} \left\{ 1 - \exp \left[ - \left( \frac{C_c}{C_h} - 1 \right) \frac{US}{C_c} \right] \right\}}{C_c - C_h \exp \left[ - \left( \frac{C_c}{C_h} - 1 \right) \frac{US}{C_c} \right]} \quad [III-28]$$

en reportant cette valeur de  $T_{co}$  dans [III-14], on obtient finalement :

$$E = \frac{1 - \exp \left[ - \left( \frac{C_c}{C_h} - 1 \right) \frac{US}{C_c} \right]}{\frac{C_{\min}}{C_h} - \frac{C_{\min}}{C_c} \exp \left[ - \left( \frac{C_c}{C_h} - 1 \right) \frac{US}{C_c} \right]} \quad [III-29]$$

Suivant les valeurs de  $C_c$  et  $C_h$ , trois cas peuvent se présenter :

$$1^{\circ} C_c < C_h \Rightarrow C_c = C_{\min} \text{ et } C_h = C_{\max}.$$

$$2^{\circ} C_h < C_c \Rightarrow C_h = C_{\min} \text{ et } C_c = C_{\max}.$$

$$3^{\circ} C_h = C_c \Rightarrow C_{\min} = C_{\max} = C_c = C_h.$$

Dans les deux premiers cas, on retrouve la même expression de l'efficacité

$$E = \frac{1 - \exp \left[ - \left( 1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \frac{US}{C_{\min}} \right]}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \exp \left[ - \left( 1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \frac{US}{C_{\min}} \right]} \quad [III-30]$$

Dans le 3<sup>ème</sup> cas où  $C_c = C_h$ , l'expression de l'efficacité est :

$$E = \frac{US/C_c}{1 + US/C_c} \quad [III-31]$$

Les rapports  $\frac{US}{C_{\min}}$  dans l'équation [III-30] et  $\frac{US}{C_c} = \frac{US}{C_h}$  dans l'équation [III-31] représente le nombre d'unités de transfert de l'échangeur.



### III-4. Facteurs d'encrassement des échangeurs [10]: -31-

Le rendement des échangeurs de chaleur ne peut souvent être estimé par l'étude thermique seule; Néanmoins, il faut tenir compte de l'encrassement (dépôt de rouille, tartre, vase, etc...) de la surface d'échange qui a pour effet d'augmenter la résistance thermique  $R_d$ .

$$R_d = \frac{1}{U_{en}} - \frac{1}{U_{pr}} \quad [III-32].$$

où:  $U_{pr}$ : conductance par unité de surface de l'échangeur propre.

$U_{en}$ : conductance par unité de surface de l'échangeur après encrassement.

### III. 5. Critères de choix des échangeurs:

Un premier critère consiste à optimiser le diamètre des tubes de manière à avoir d'une part, un écoulement turbulent (diamètre faible) ce qui favorise les échanges thermiques, et d'autre part de grandes surfaces d'échange (diamètre important). Le choix doit tenir compte de ces deux éléments contradictoires.

D'autres éléments de choix d'un échangeur à contre courant sont résumés dans le tableau comparatif [14] qui considère quatre cas d'utilisation des évaporateur (ou réchauffeur):

- évaporateur vertical à recirculation naturelle ou forcée (a) et (a').
- évaporateur horizontal à recirculation naturelle ou forcée (b) et (b').
- évaporateur horizontal à faisceau immergé (c).
- évaporateur vertical sans recirculation (d).

La vaporisation du gaz de travail s'effectue à l'intérieur des tubes dans le cas d'évaporateurs verticaux et à l'extérieur dans le cas contraire.

En tenant compte de tous ces critères de choix mentionnés dans le tableau ci-après [Tab. III-1], nous avons choisi d'adopter un évaporateur du type à contre courant, vertical avec recirculation forcée.

#### Remarque:

L'étude thermique du capteur à écoulement parallèle et à circulation anti-méthodique est présentée en Annexe [A-3].

TABLEAU [III-1] - Critères de choix des échangeurs.

critères	Bon	ASSEZ-Bon	Faible.
Echange thermique.	a-d'	b-b'-d	c
Contrôle de l'appareil.	a-d'-b-b'		c-d
Dégazage du liquide.	c		
Encombrement en surface	a-d'-d		b-b'-c
Encombrement en hauteur	b-b'-c		a-d'-d
Résistance à l'encrassement.	a'-b'-a-b-d		c
Coût de l'appareil			c
Facilité de maintenance	b-b'-c		a-d'-d
Temps de contact du produit.		c	a-d'-b-b'-d.



## CHAPITRE-IV. CHOIX DU GAZ DE TRAVAIL.

### IV.1. Introduction:

Le processus permettant de passer de l'énergie solaire à l'énergie mécanique ou électrique, nécessite deux transformateurs d'énergie en série:

- Un transformateur d'énergie solaire incidente en énergie calorifique à la température de la source chaude ( $T_1$ ).

- Un transformateur d'énergie calorifique, de la Température de la source chaude ( $T_1$ ) à la source froide ( $T_2$ ), en énergie mécanique ou électrique.

Ce deuxième transformateur d'énergie fera appel, dans la gamme des basses températures à deux fluides différents: un fluide caloporteur qui est l'eau circulant dans le circuit primaire et un fluide de travail qui est un gaz organique circulant dans le circuit secondaire et accomplissant un cycle thermodynamique fermé.

Le choix de ce gaz est conditionné d'une part par la température de la source chaude et d'autre part, par ses propriétés thermodynamiques.

### IV.2. Caractéristiques de la conversion thermodynamique de l'énergie:

La conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique (puis électrique), dans une machine thermodynamique, présente les caractéristiques suivantes [5]:

• L'énergie calorifique de la source chaude est en général empruntée à la chaleur sensible de l'eau dont la température diminue à peu près linéairement du cours de l'échange; La température de vaporisation du fluide de travail parcourant la boucle thermodynamique est, par conséquent, d'autant plus élevée que sa chaleur de vaporisation est faible vis-à-vis de sa chaleur d'échauffement.

• La source froide étant à une température modérée, la différence de température entre les sources chaude et froide reste faible.

En raison de l'importante différence entre sa chaleur latente



de vaporisation et sa capacité calorifique aux températures modérées, de la tension réduite de vapeur à ces mêmes températures, l'eau ne se présente pas comme le fluide de travail le plus approprié.

#### IV.3. Analyse et choix du gaz de travail :

Comme nous venons de le voir, l'emploi de l'eau comme fluide de travail, dans la gamme des basses températures, dans le processus de la conversion thermodynamique de l'énergie, n'est pas recommandé. L'utilisation des gaz organiques, et en particulier des fluides frigorigènes s'adaptent le mieux à ces températures.

##### IV.3.1. Les fluides frigorigènes :

Ce sont des fluides très performants, surtout dans les très basses températures. Leur caractéristique essentielle est la tension de vapeur importante qu'ils présentent. Les fluides les plus utilisés actuellement dans la production du froid sont, dans l'ordre décroissant des tensions de vapeur à  $-10^{\circ}\text{C}$  indiquées en  $\text{kg}/\text{cm}^2$  entre parenthèses :

Le fréon 14, l'éthylène, l'oxyde azoté, l'acide carbonique (27), l'éthane, le fréon 13 (15,45), le propylène, le propane, le fréon 22 (3,63), l'ammoniac (2,97), le fréon 12 (2,24) .... etc.

Il existe une autre classification [4] où les fluides d'utilisation sont répartis en trois groupes suivant les risques d'inflammabilité et d'explosion. Le groupe 1 comprend les gaz les moins dangereux à ce point de vue :  $\text{CO}_2$ , chlorure de méthyle et fréons. Le groupe 2 est composé de : l'ammoniac, le dichlorure d'éthylène, ... etc. Le groupe 3 comporte les gaz hydrocarbonés : le butane, l'éthane, le propane ... etc.

Le tableau ci-après donne les principales propriétés des fluides les plus utilisés [4].

##### IV.3.2. les fréons :

Les fréons sont des composés organiques fluorés dont le plus connu est le dichloro-difluorométhane ( $\text{CF}_2\text{Cl}_2$ ) ou le "fréon 12".

Le fréon 12 est un gaz incolore qui n'est ni toxique ni inflammable.



Tableau [IV-1] : propriétés principales des fluides frigorigènes.

Propriétés.	chlorure d'éthyle C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> Cl.	Anhydride sulfureux SO <sub>2</sub>	chlorure de méthyle CH <sub>3</sub> Cl.	Fréon 12 CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	Amoniac NH <sub>3</sub> .	Acide carbonique CO <sub>2</sub>	Hydrocarbures			
							butane C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> .	iso-butane (Free sol.).	Propane C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	éthane C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>
chaleur de vaporisation à -10°C	97,5	93,43	99,25	38,09	309,6	62,51	97,8	88,7	93,7	79,8
Volume spécifique (vapeur) - en m <sup>3</sup> /kg à -10°C	0,83	0,328	0,239	0,078	0,477	0,0142	0,500	0,332	0,132	0,029
Tension de vapeur saturée en kg/cm <sup>2</sup> .										
à -10°C.	0,411	1,034	1,808	2,236	2,961	2,699	0,800	1,120	3,472	18,96
à +25°C.	1,613	3,997	5,783	6,644	10,225	65,59	2,945	3,61	9,676	42,98
Température critique (°C)	183	157	143	111,5	132	31,3	150,8	134	96,8	32,1
Pression critique (kg)	53,3	80,3	68,1	40,87	115,2	75,21	37,5	38,2	44,4	50,4
rapport des chaleurs spécifiques.	1,13	1,27	1,27	1,15	1,31	1,30	1,108	1,11	1,153	1,20
odeur.	éthérée	soufre brulant irritant	faible diéther.	Presque nulle.	irrespirable	inodor	légère de gaz d'éclairage	légère de gaz d'éclairage	légère de gaz d'éclairage	légère de gaz d'éclairage
Combustibilité.	peu comb.	non comb.	non comb.	non comb.	brûle très difficile	non comb.	comb.	comb.	comb	comb.
limite d'inflammation (% en volume dans l'air)	4,3 à 14		5 à 15,5		13 à 27		1,7 à 5,7		2,4 à 8,4	3,1 à 10,7
Action sur la vie humaine (concentration nécessaire), en %	15 à 30		15 à 30							
- pour danger de mort.	4	0,2	5	non mesurable	1	30	2,4	2,4	2,4	2,4
- pour troubles graves par inhalation prolongée.	4	904	5 à 10	80	0,35	6 à 8				



Il dégage une odeur douce éthere qui n'est perceptible que pour des concentrations à 20% en volume dans l'air. Il n'incommode les êtres vivants qu'en très forte concentration (80%). Son action sur les métaux passe pour être à peu près nulle, mais il est recommandé de ne pas utiliser des alliages à base d'aluminium et de magnésium. La présence d'une flamme ou d'un point en ignition donne, à son contact, naissance au phosgène qui est très toxique. Le fluide tend à s'échapper avec une facilité particulière, ce qui nécessite l'emploi de métaux et d'appareils très étanches.

Le fréon 11 présente à cet égard les mêmes avantages. Les fréons 22 et 14 attaquent tous les métaux en présence d'eau.

#### IV.3.3. Choix du gaz de travail :

Les principaux paramètres dont il faut tenir compte pour le choix du fluide de travail sont :

- le niveau de puissance désiré qui dépend de la température de la source chaude.
- Les caractéristiques de la conversion thermodynamique de l'énergie.
- le rendement réel de la transformation thermodynamique qui comprendra, outre les pertes thermiques qui peuvent être importantes (puisque la source de chaleur n'est pas permanente), le rendement réel du cycle avec le fluide thermodynamique choisi.

Les applications à basse température rendent nécessaire l'emploi de gaz organiques et en particulier des fluides frigorigènes dont nous étudierons dans ce qui suit, les propriétés thermodynamiques

Par ailleurs, en plus des considérations déjà citées, le fluide de travail choisi doit avoir les qualités suivantes :

- a. basse tension de vapeur pour éviter les constructions résistant aux fortes pressions qui sont coûteuses.
- b. bas point de congélation et faible viscosité à la température de refroidissement pour faciliter le pompage en toute circonstance.
- c. caractéristiques de transfert de chaleur les plus élevées possibles.



d. stabilité chimique à la température d'emploi, non corrosivité vis à vis des matériaux en contact avec le fluide, inflammabilité et toxicité nulles ou faibles.

e. faible prix.

L'analyse des propriétés thermodynamiques et l'étude des performances des fluides frigorigènes que nous nous proposons de faire, se fera sur le diagramme de Molier (diagramme enthalpie  $H$ , entropie  $S$ ). Pour cela, nous utiliserons le cycle de Rankine (fig. 1) travaillant entre la température  $T_1$  de la source chaude et  $T_2$  de la source froide.

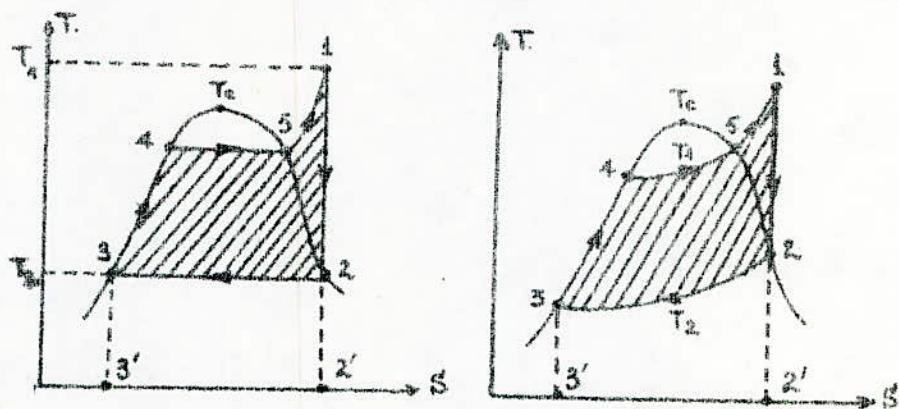


fig. 1. cycle de Rankine.

(a) dans le diagramme T-S (b) dans le diagramme de Molier.

Les différentes évolutions du cycle correspondent à :

- 3-4 : échauffement du fluide comprimé à la pression de départ.
- 4-5 : évaporation à pression et température constantes.
- 5-1 : surchauffe de la vapeur à la température constante  $T_1$  de la source chaude.
- 1-2 : détente adiabatique de la vapeur surchauffée dans la machine thermodynamique.
- 2-3 : Condensation de la vapeur à pression et température  $T_2$  de la source froide constantes.

Nous désignons par :

- $q_1$  : l'énergie fournie au fluide représentée par l'aire (3', 3, 4, 5, 1, 2', 3')
- $q_2$  : l'énergie cédée au condenseur représentée par l'aire (3', 3, 2, 2', 3').
- $q_1 - q_2$  : est l'énergie utile représentée par l'aire hachurée.

Le rendement du cycle est donc :

$$\eta = \frac{q_1 - q_2}{q_1}$$

Du encore, en exprimant les énergies  $q_1$  et  $q_2$  à l'aide du diagramme (H-s) de Molier :

$$q_1 = H_1 - H_3 \quad \text{et} \quad q_2 = H_2 - H_3 \quad \text{d'où} \quad q_1 - q_2 = H_1 - H_2.$$

$$\text{et} \quad \eta = \frac{H_1 - H_2}{H_1 - H_3}$$

L'examen du diagramme de Molier montre que pour des températures bien définies de la source chaude et froide, l'aire du cycle, donc l'énergie utile, est d'autant plus importante que le tronçon (4-5) du chemin thermodynamique du fluide a lieu dans la zone la plus étroite possible délimitée par la courbe d'équilibre. En d'autres termes, le rendement du cycle est d'autant plus élevé que la chaleur de vaporisation du fluide considéré est faible vis à vis de sa chaleur d'échauffement.

Le tableau ci-dessous [6] nous permet de faire une étude comparative de quelques fluides frigorigènes accomplissant le cycle de Rankine, sans surchauffe, entre  $T_1 = 50^\circ\text{C}$  et  $T_2 = 20^\circ\text{C}$ .

#### Conclusion du chapitre IV :

La dernière colonne du tableau [IV.2], donnant le rapport de la chaleur d'échauffement du fluide à sa chaleur latente de vaporisation, nous renseigne sur l'ordre relatif de ces deux grandeurs ; La chaleur de vaporisation du fluide est d'autant plus faible devant sa chaleur d'échauffement que ce rapport est élevé. On remarque que ce rapport, pour le fréon 22 est le plus élevé (1,280), puis vient successivement le propane (1,279), le fréon 12 (1,246), le fréon 11 (1,142), le chlorure de méthyle (1,141) et enfin l'anhydride sulfureux (1,119).

En raison des valeurs relativement élevées des tensions de vapeur du fréon 22 (20 atm à  $50^\circ\text{C}$ ) et du propane (17,61 atm à  $50^\circ\text{C}$ ) devant celles du fréon 12 (12,386 atm à  $50^\circ\text{C}$ ) d'une part, ce qui nécessiterait des installations robustes et coûteuses, et de l'inflammabilité du propane, notre choix se porte sur le fréon 12 comme gaz de travail.



Tableau [IV.2] - étude comparative des fluides frigorigènes.

Fluide	T (°C)	P (atm)	masse volumique (Kg/m <sup>3</sup> )		enthalpie spécifique (KJ/Kg)		chaleur de vaporisation (KJ/Kg) $Q_v$	chaleur d'échauffement (KJ/Kg) $Q_e = H'' - H'_{(20)}$	$R = \frac{Q_e}{Q_v}$
			liquide	vapeur	liquide H'	vapeur H''			
Fréon 12	20	5,7786	1329	31,50	437,897	582,468	155,462	1,246	
	50	12,386	1213	68,56	468,67	593,395			
Fréon 11	20	0,904	1488	5,155	437,42	619,23	196,29	1,142	
	50	2,403	1413	12,987	462,14	634,01			
Fréon 22	20	9,35	1213	38,76	444,345	632,751	193,598	1,280	
	50	20	1085	88,50	486,799	637,943			
chlorure de méthyle CH <sub>3</sub> Cl	20	4,993	921	11,22	450,249	832,755	392,722	1,141	
	50	11,13	859	24,51	499,067	842,97			
Anhydride sulfureux SO <sub>2</sub>	20	3,37	1383	9,225	445,685	808,471	373,755	1,119	
	50	8,583	1295	22,42	485,711	819,44			
Propane C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	20	8,498	501,5	17,80	468,67	816,175	370,197	1,279	
	50	17,61	450,0	37,33	549,476	838,867			

# les cycles thermodynamiques.

## V.1. Introduction:

La production d'énergie mécanique ou électrique par détente de vapeur obtenue à partir de quantité de chaleur à basse température est une opération de mauvais rendement. Dans ces conditions défavorables, il faut exploiter au maximum cette quantité de chaleur, en recherchant des procédés satisfaisants tant sur le plan technique qu'économique. Les difficultés sont nombreuses, d'une part la captation de chaleur est difficile, d'autre part la transformation en énergie mécanique ou électrique doit être performante, car toute imperfection de l'un des éléments du système se traduit par une augmentation des surfaces d'échanges toujours prédominantes dans le coût d'une installation de récupération d'énergie. La transformation thermodynamique de la chaleur en électricité peut s'effectuer au moyen de divers cycles. On se propose d'analyser les cycles de Stirling, Rankine et Brayton susceptibles d'être utilisés en énergie solaire.

## V.2. Cycle de Stirling [8]:

Le cycle thermodynamique théorique d'une machine motrice ditherme, réversible dite de Stirling est la suite de quatre évolutions d'une masse finie de gaz parfait entre deux sources de chaleur de températures constantes et uniformes, séparées par un échangeur adiabatique et isochore (fig V-1).

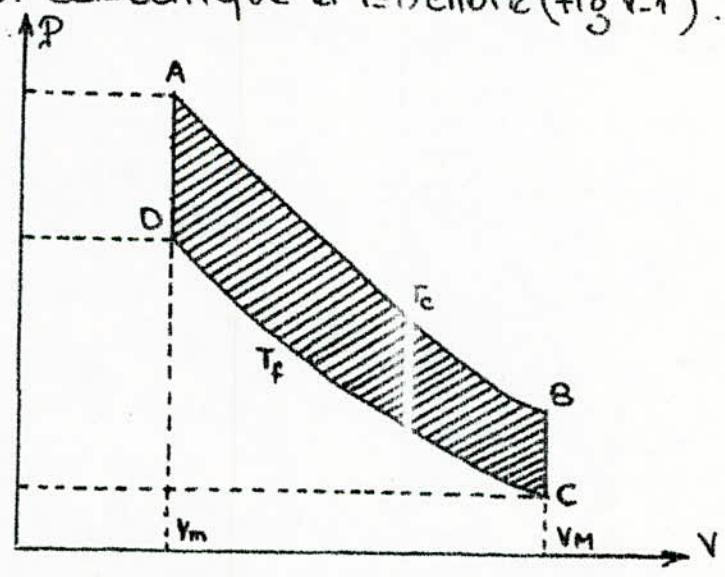


fig V-1 cycle thermodynamique théorique de Stirling.



• Transformation (CD) : Compression isotherme du fluide de travail à la température de la source froide ( $T_f$ ).

On note par :

\*  $W_{CD}$  : le travail des forces extérieures appliquées au fluide.

$$W_{CD} = -nRT_f \ln \frac{V_m}{V_M} > 0 \quad [V-1].$$

\*  $Q_{CD}$  : la chaleur cédée à la source froide.

$$Q_{CD} = -nRT_f \ln \frac{V_m}{V_M} < 0 \quad [V-2].$$

• Transformation (DA) : échauffement réversible du fluide à volume constant à travers l'échangeur de  $T_f$  à  $T_c$ .

$$Q_{DA} = +|Q_E| > 0 \quad [V-3].$$

\*  $Q_E$  est la chaleur transportée par l'échangeur.

• Transformation (AB) : Détente du fluide au contact de la source chaude de température  $T_c$ .

On note par :

\*  $W_{DA}$  : le travail fourni par le fluide.

$$W_{DA} = -nRT_c \ln \frac{V_m}{V_M} < 0 \quad [V-4].$$

\*  $Q_{DA}$  : la chaleur reçue par le fluide.

$$Q_{DA} = nRT_c \ln \frac{V_m}{V_M} > 0 \quad [V-5].$$

• Transformation (BC) : Refroidissement réversible à volume constant du fluide à travers le condenseur de  $T_c$  à  $T_f$ .

On note par :

\*  $Q_{BC}$  : la chaleur cédée au condenseur.

$$Q_{BC} = -|Q_E| < 0 \quad [V-6].$$

$$\text{Soit : } \Sigma Q = nR [T_c - T_f] \ln \frac{V_m}{V_M} > 0 \quad [V-7].$$

$$\Sigma W = -nR [T_c - T_f] \ln \frac{V_m}{V_M} < 0 \quad [V-8].$$

Le rendement de la conversion de chaleur effectuée s'exprime alors par :

$$\eta = \frac{\sum Q}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} \quad [V-9]$$

avec :  $Q_1 = Q_{AB}$  et  $Q_2 = Q_{CO}$ .

soit en explicitant :

$$\eta = \frac{nR[T_c - T_f] \ln \frac{V_M}{V_m}}{nRT_c \ln \frac{V_M}{V_m}} \quad [V-10]$$

On obtient finalement :

$$\eta = 1 - \frac{T_f}{T_c} \quad [V-11].$$

Remarque: le rendement du cycle de Stirling théorique est égal au rendement théorique du cycle de Carnot.

### V-3. Cycle de Rankine [11] :

Le cycle de Rankine est un cycle réversible qui se rapproche plus des cycles réels des machines à vapeur, que ne le fait le cycle de Carnot. Il se compose de quatre transformations; deux adiabatiques reliées par deux isobares, et utilise un fluide sous deux états. Pour réaliser ce cycle on doit disposer de divers échangeurs de chaleur, d'une pompe (compresseur) et d'un détendeur qui fournit l'énergie mécanique (fig V-2).

#### A. Cycle de Rankine théorique :

Comme la chaleur est fournie ou enlevée au fluide lors des transformations isobares, l'analyse du cycle s'effectue aisément en utilisant les diagrammes enthalpiques (fig V-3).

• Transformation (DE) : Refroidissement réversible du fluide de travail à pression constante au cours de laquelle le fluide cède une quantité de chaleur  $Q_2$  à la source froide.

$$Q_2 = H_D - H_E \quad [V-12]$$



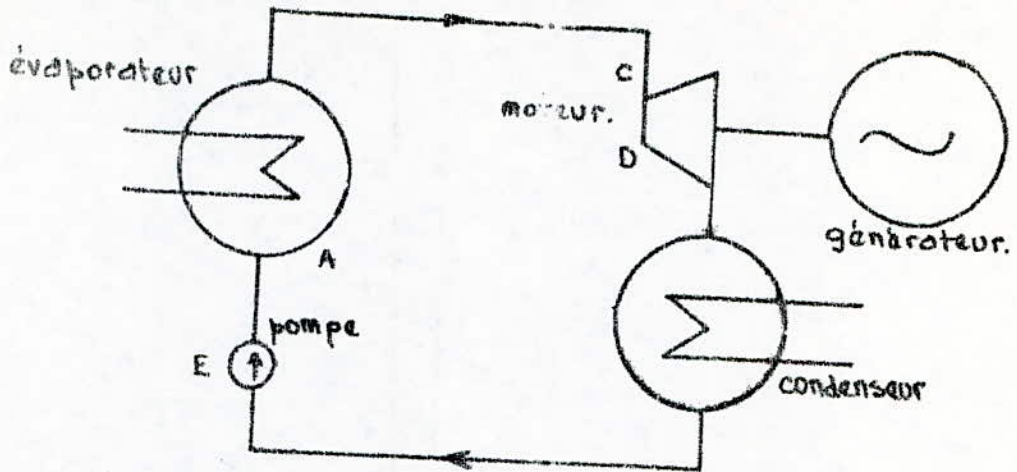


fig V.2. Schéma d'installation fonctionnant suivant le cycle de Rankine.

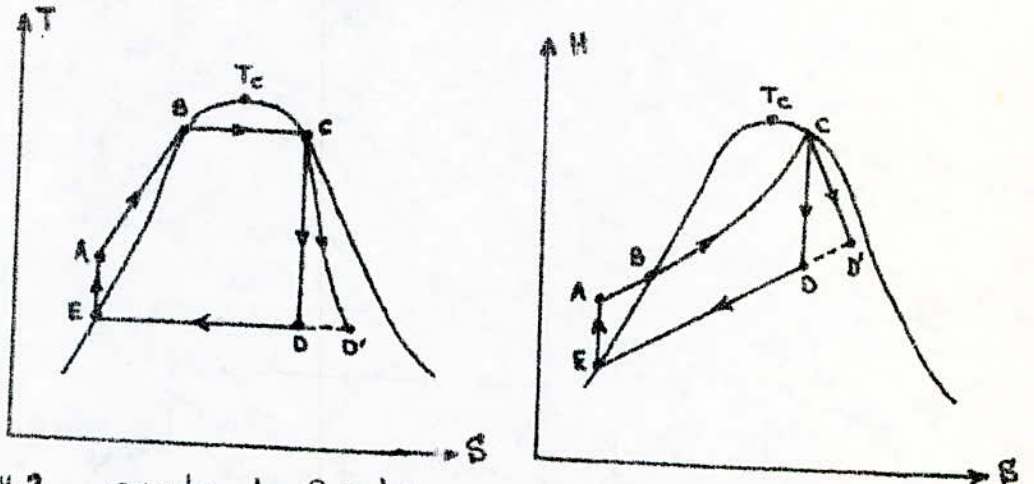


fig V.3. cycle de Rankine dans les diagrammes T-S et H-S.

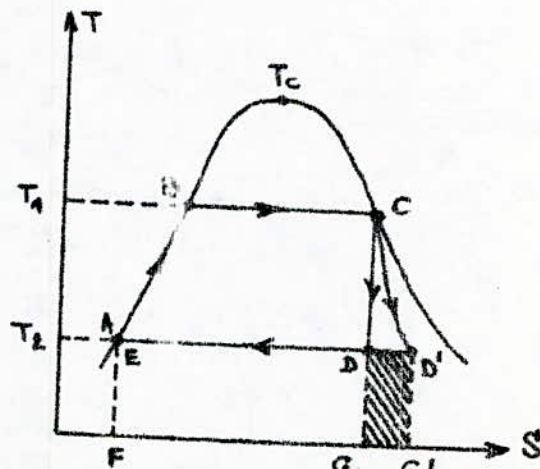


fig V.4. cycle réel de Rankine avec frottements.

- Transformation (EA): compression adiabatique du fluide de travail de  $P_1$  à  $P_2$  ( $\Delta Q = 0$ ).
- Transformation (AC): échauffement du fluide de travail à pression constante à travers l'échangeur (régénérateur) au cours de laquelle le fluide reçoit une quantité de chaleur  $Q_1$ .

$$Q_1 = H_c - H_A \quad [V-13].$$

- Transformation (CD): détente adiabatique du fluide de travail à travers le moteur ( $\Delta Q = 0$ ).

le rendement d'un tel cycle s'écrit:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Travail total du cycle}}{\text{Chaleur reçue par le fluide}} = \frac{\sum W}{Q_1}.$$

D'après le premier principe de la thermodynamique:

$$\sum W = Q_1 - Q_2 = (H_c - H_A) - (H_D - H_E) \quad [V-14]$$

d'où:

$$\eta_{th} = \frac{(H_c - H_D) - (H_A - H_E)}{H_c - H_A} \quad [V-15].$$

Comme le terme  $(H_A - H_E)$  qui représente le travail de la pompe est très petit, on peut le négliger dans l'expression [V-15] et il s'en suit:

$$\eta_{th} = \frac{H_c - H_D}{H_c - H_A} \quad [V-16].$$

## B. Cycle de Rankine réel:

L'écoulement du fluide de travail à travers les éléments du système s'effectue avec des frottements non négligeables. Ces frottements augmentent l'entropie au cours de la détente adiabatique et l'aire sous la courbe relative à la détente dans le diagramme (T-S) (fig V-4) représente l'énergie totale perdue par frottements où l'énergie cinétique est transformée en chaleur.

Généralement la détente adiabatique avec frottements (CD') est assez mal connue. Par contre les conditions des points C et D sont parfaitement définies.

Comme l'évolution est adiabatique, l'accroissement de



L'énergie non utilisable est déterminé par l'expression :

$$T_f (S_{D'} - S_D) = \text{Aire} (DD'G'G). \quad [V-17].$$

Ainsi le travail net du cycle est :

$$\Sigma W = \text{Aire} (ABCDE) - \text{Aire} (DD'G'G) \quad [V-18].$$

L'analyse du cycle, en supposant l'énergie cinétique négligeable, nous permet d'écrire :

$$Q_1 = (H_C - H_A) \quad [V-19].$$

$$Q_2 = (H_{D'} - H_E) \quad [V-20].$$

d'où :

$$\Sigma W = (H_C - H_A) - (H_{D'} - H_E) \quad [V-21]$$

Ce travail est inférieur à celui du cycle sans pertes par frottements car  $(H_C - H_{D'}) < (H_C - H_D)$ .

Remarque :

L'aire de ce cycle dans le diagramme T-s est supérieure à celle du cycle idéal. Ainsi ni l'aire du diagramme P-V ni celle du diagramme T-s ne représente le travail produit par le fluide lorsque celui-ci est accompagné de pertes par frottements.

C. Cycle de Rankine à surchauffe (cycle de Hirn) :

Le rendement d'une installation à machine à vapeur peut être accru en augmentant la température de saturation à la pression considérée. Le schéma de l'installation complète (fig V-5) diffère légèrement de celui représenté sur la (fig V-2). Un tel cycle de fonctionnement porte le nom de cycle de Hirn. La détente (CD) peut s'effectuer entièrement dans le domaine de la vapeur surchauffée (fig V-6).

Le rendement d'un tel cycle est :

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{(H_C - H_E) - (H_{D'} - H_E)}{H_C - H_E} \quad [V-22]$$

ou encore

$$\eta = 1 - \frac{H_{D'} - H_E}{H_C - H_E} \quad [V-23]$$

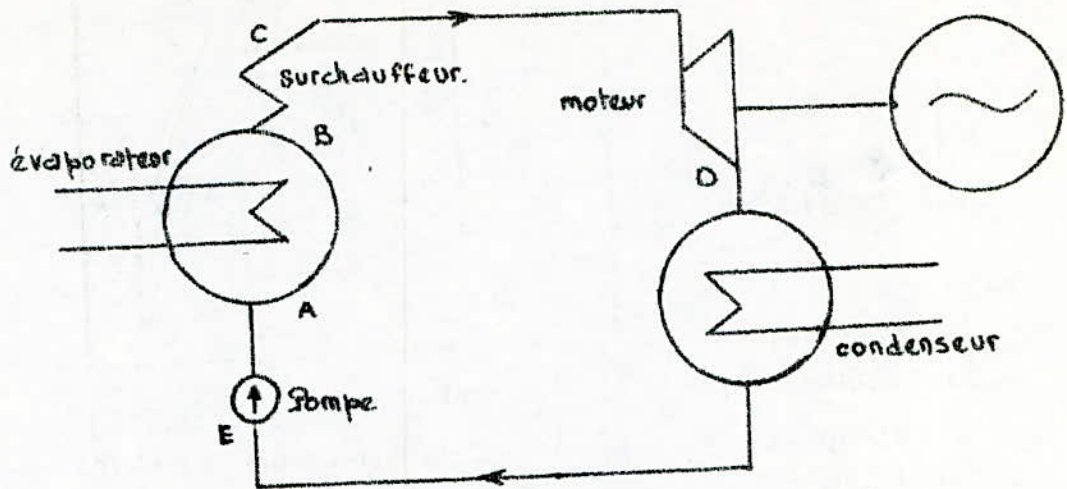


Fig. 5. Schéma d'installation fonctionnant avec le cycle de Rankine à surchauffe.

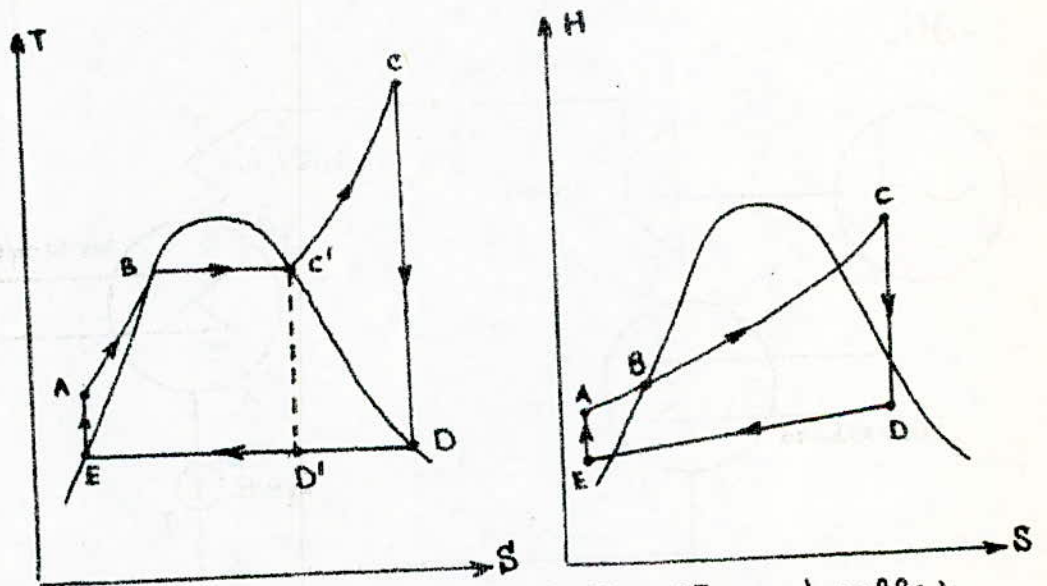


Fig. 6 cycle de Hirn (à surchauffe).  
(a) dans le diagramme (T-S) (b) dans le diagramme (H-S).



#### D. Cycle à soutirage :

-47-

Pour accroître le rendement des installations, il est possible d'utiliser une partie de la vapeur circulant dans la machine pour réchauffer le fluide d'alimentation de l'évaporateur (fig V-7). Dans ce cycle, la détente ne s'effectue plus suivant l'adiabatique, mais suivant la ligne (3-4) (fig V-8). La chaleur enlevée à la vapeur définie par l'aire (4,3,9,10) est égale à la chaleur cédée à l'eau qui correspond à l'aire (1,2,7,8). Il en résulte que les courbes (1,2) et (3,4) s'obtiennent par une simple translation et le nouveau cycle (1,2,3,4) est constitué par deux isothermes (2,3) et (1,4) et deux courbes polytropiques.

Dans le cycle à soutirage la chaleur correspond à l'aire (1,2,7,8) circule dans l'installation sans dépense. La seule dépense se limite au démarrage. Le travail utile du cycle (1,2,3,4) est égal à celui de Carnot, il en est de même pour la chaleur effectivement dépensée pour le réchauffement de la vapeur. Donc, le cycle à soutirage a le même rendement que celui de Carnot.

#### V.4. Cycle de Brayton [9]:

Le cycle de Brayton est le cycle des moteurs à réaction ; c'est un cycle réversible monophasique qui utilise une masse finie de gaz supposé idéal et accomplissant une suite de quatre transformations.

##### A. Cycle théorique de Brayton:

les diagrammes (T-s) et (h-s) pour le cycle théorique de Brayton sont montrés sur la figure (V-9) où les différentes évolutions correspondent à :

- Transformation (DA) : Compression adiabatique du gaz. Au cours de cette évolution, le gaz de travail reçoit un travail  $W_{DA}$  de l'extérieur sans échange de chaleur.

$$Q_{DA} = 0$$
$$W_{DA} = \frac{P_A V_A - P_B V_B}{1 - \gamma} \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad [V.24]$$

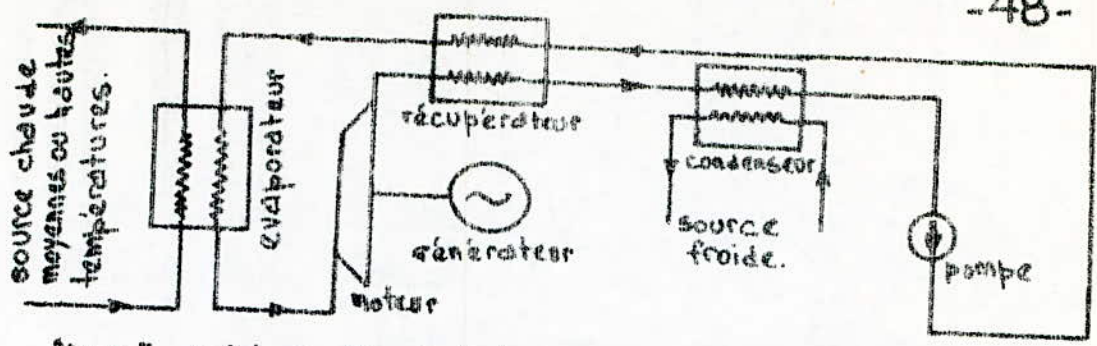


fig V-7. Schéma d'installation avec rechauffage du fluide par régénération.

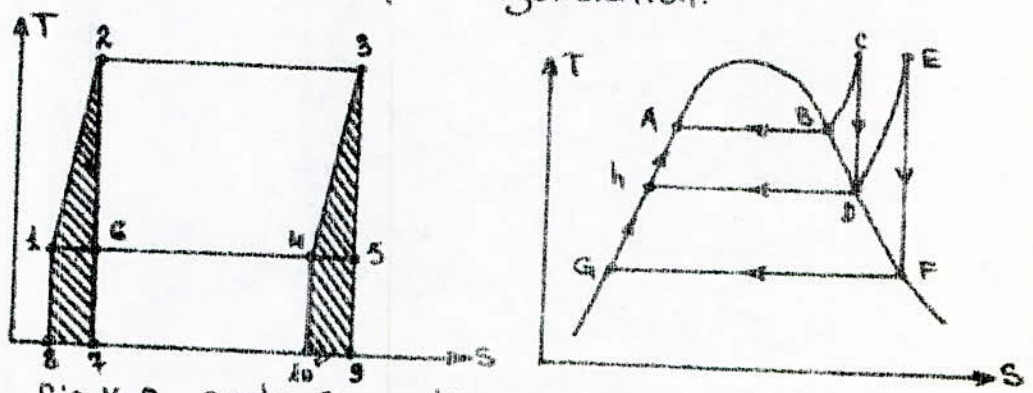


fig V-8 cycle à soutirage.

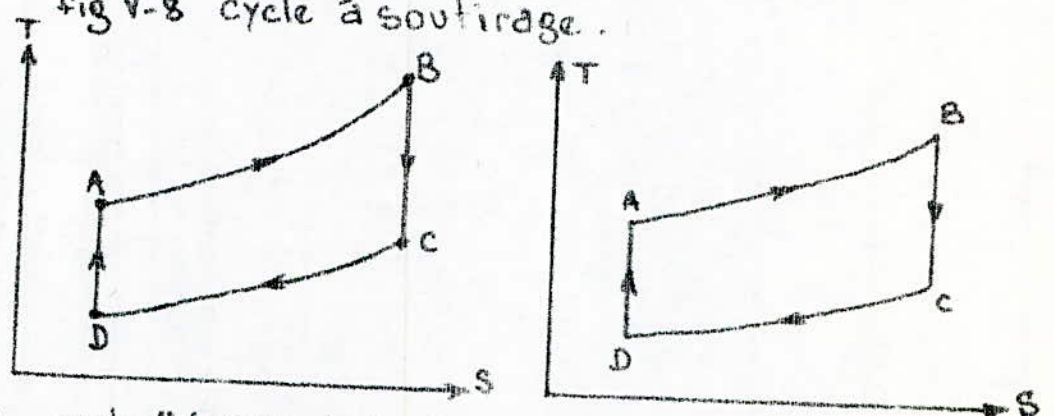


fig V-9 - cycle théorique de Brayton dans les diagrammes TS et HS

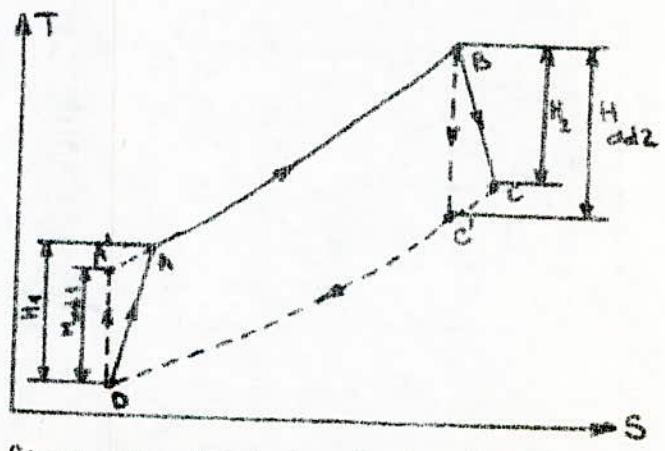


fig V-10. Cycle réel de Brayton.



• Transformation (AB): Échauffement du gaz de travail à la pression

$$P_A = P_B = \text{constante.}$$

On note par:

\*  $Q_1 = Q_{AB}$  la chaleur reçue par le gaz de la source chaude.

\*  $W_{AB}$  le travail fourni par le gaz à l'extérieur.

$$Q_1 = Q_{AB} = n C_p (T_B - T_A) \quad [V-25]$$

$$W_{AB} = -P_A (V_B - V_A) \quad [V-26]$$

• Transformation (BC): Détente adiabatique du gaz dans le moteur thermodynamique.

Au cours de cette évolution, le gaz fournit du travail ( $W_{BC}$ ) à l'extérieur sans pertes de chaleur:

$$Q_{BC} = 0 ; \quad W_{BC} = \frac{P_C V_C - P_B V_B}{1 - \gamma} \quad [V-27].$$

• Transformation (CD): Refroidissement du gaz à pression

$$P_C = P_D = \text{constante.}$$

On note par:

\*  $Q_2 = Q_{CD}$  la chaleur cédée à la source froide.

\*  $W_{CD}$  le travail reçu par le gaz de l'extérieur.

$$Q_2 = Q_{CD} = n C_p (T_D - T_C). \quad [V-28].$$

$$W_{CD} = -P_D (V_D - V_C). \quad [V-29].$$

Ainsi le rendement du cycle peut-être exprimé en faisant le bilan des énergies:

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_C - T_D}{T_B - T_A} \quad [V-30].$$

Remarque: la rejection du gaz se fait généralement à l'air libre, dans ce cas l'évolution (CD) n'a pas lieu.

### B. Cycle réel de Brayton:

Le cycle de Brayton est généralement considéré comme efficace lorsque l'on a affaire à de très grandes températures (entre 1500° et 1800°C) du gaz entraînant la turbine. Ces hautes températures peuvent-être atteintes à l'aide de grands concentrateurs solaires (domaine des grandes puissances: MW). Dans le cycle réel de Brayton,

les évolutions (DA) et (BC), qui correspondent respectivement à la compression puis à la détente du gaz dans la turbine, ne sont pas réellement adiabatiques mais s'effectuent avec des pertes d'énergie. La compression effective du gaz (représentée en trait continu) est légèrement inclinée (fig V-10) par rapport à la compression théorique adiabatique (en pointillés). Par conséquent, la variation d'enthalpie du fluide est plus grande :

$$H_1 = H_{ad1} \cdot k_1 \quad [V.31]$$

où  $k_1$  est un coefficient ( $k_1 > 1$ ).

$$\text{et } H_{ad1} = n c_p T_D (\gamma - 1) \quad \text{avec } \gamma = \left[ \frac{P_A}{P_D} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_A}{T_D} \quad [V.32].$$

Par contre, l'enthalpie cédée à la turbine se trouve diminuée :

$$H_2 = H_{ad2} \cdot k_2 \quad [V.33].$$

où  $k_2$  est un coefficient ( $k_2 < 1$ ).

$$\text{et } H_{ad2} = n c_p T_B (1 - Z) \quad \text{avec } Z = \left[ \frac{P_B}{P_C} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_B}{T_C} \quad [V.33].$$

L'apport d'énergie solaire sous forme de chaleur est

$$H_s = n c_p (T_B - T_A). \quad [V.34].$$

### • Conclusion du chapitre V :

Fonctionnant à des basses températures, le gaz de travail qu'utilise notre système de conversion change de phase après chaque détente dans le moteur thermodynamique; De ce fait, le cycle qui s'adapte le mieux à notre installation est le cycle de Rankine. D'autre part, afin d'améliorer le rendement et de garantir une durée de vie maximale du moteur thermodynamique, la surchauffe du fluide de travail nous évite les problèmes de corrosion et de cavitation.



## CHAPITRE - VI - INTEGRATION DU SYSTEME

### VI.1. Introduction:

Après avoir choisi le gaz de travail et le chemin thermodynamique et après avoir établi les modèles mathématiques des différents organes de l'installation, on passe à l'intégration globale du système; Celle-ci a été envisagée de la manière suivante:

Partant d'un point du système, on se fixe les paramètres physiques (températures, pressions, débits), on appelle successivement, selon un organigramme défini, les différents sous-programmes. Chaque sous-programme calcule en sortie les paramètres correspondants. Des itérations successives réajustent les valeurs fixées à celles calculées. Après convergences des différentes variables, on obtient les valeurs finales de fonctionnement du système.

### VI.2. Intégration des sous systèmes liés entre-eux :

Dans cette première étape de calcul, on met au point un organigramme qui va permettre de lier tous les paramètres de fonctionnement de l'installation en tenant compte de leur influence réciproque afin d'apprécier les performances du système lors de son fonctionnement.

#### VI.2.1. Intégration du sous système de captation (CAPT):

##### A. Sous programme des données météorologiques:

##### A.1. Définition des journées types:

Afin de pouvoir évaluer l'énergie reçue par un système de captation solaire, il est indispensable de connaître les valeurs du rayonnement pour un site donné.

Il existe pour cela plusieurs méthodes. Un des moyens consiste à introduire dans le modèle du système les données météorologiques en faisant appel à un fichier informatique élaboré pour une très longue période (5 à 10 ans). Un tel fichier n'étant pas toujours disponible pour tous les sites, on peut utiliser la méthode dite "des journées types". Cette dernière consiste à définir des journées types du genre:



- Jour du type "beau", si le rayonnement global journalier est  $\geq 600 \text{ W/m}^2$ .
- Jour du type "médiocre", si le rayonnement global journalier est compris entre 100 et  $600 \text{ W/m}^2$ .
- Jour du type "mauvais", si le rayonnement global est inférieur à  $100 \text{ W/m}^2$ .

Cette méthode peut-être appliquée dans les système ayant un temps de réponse très grand. Elle n'est pas par contre adaptée lorsqu'il s'agit de systèmes énergétiques fonctionnant au fil du soleil. Ces derniers étant soumis aux contraintes suivantes :

- temps de réponse des organes assez petit.
- fonctionnement dans des plages de températures serrées.
- Perturbations externes se répercutant en cascade aux niveaux des sous-systèmes.

Dans le cas de cette étude nous avons opté pour l'utilisation d'un générateur de fonctions aléatoires pour évaluer le rayonnement solaire.

#### A.2. Générateur de fonctions aléatoires :

Afin de pouvoir simuler le comportement du système solaire, nous utilisons un outil mathématique qui permet de générer des valeurs à partir d'une loi de distribution normale qui serait établie au préalable. L'exploitation du "générateur" suppose la connaissance de la loi de distribution du phénomène (rayonnement, température, etc...). L'hypothèse de normalité étant vérifiée, on peut chercher à déterminer la valeur de la moyenne et de l'écart type. Le test de Khi-Deux permet de vérifier la normalité de la loi de distribution pour les rayonnements et les températures (cas de Bouzaréah - Alger) à l'aide d'un programme qui détermine la moyenne et l'écart type de ces variables.

#### A.3. Sous programme de distribution des données météorologiques :

Le but de ce sous-programme est de vérifier la normalité de la loi de distribution des données météorologique introduites dans le sous-système de captation lors de sa simulation. Une première étude analytique (méthode des fréquences cumulées) des relevés météorologique (Bouzaréah) a permis de situer les



les valeurs moyennes et les écart types de leur distribution. Cette distribution obéit à la loi de Gauss.

Pour confirmer cette affirmation, un sous-programme a été élaboré. Celui-ci est basé sur l'analyse statistique des paramètres relevés et utilise le test de Khi-Deux.

#### A.3.1. Exposé de la méthode :

##### - Ajustement analytique :

Le test de Khi-Deux permet d'apprécier la qualité de l'ajustement des relevés à une loi de distribution donnée. Pour réaliser ce test, le principe consiste à comparer les fréquences observées avec les fréquences théoriques ou espérées obtenues dans l'hypothèse d'une certaine distribution de probabilité spécifique.

#### A.3.2. Programmation du test de Khi-Deux :

La nécessité de choisir l'ajustement à des lois de probabilités continues paraît évidente et ceci provient du fait qu'on a affaire à des variables aléatoires continues (rayonnements solaires, vent, etc.).

L'ajustement à la loi normale serait primordiale car d'après le théorème limite centrale, toutes les lois de probabilité convergent vers cette loi.

##### - Programme de Calcul :

On introduit les données dans le programme et on réserve des places mémoires pour les fréquences théoriques et observées. Le programme principal facilite le classement des données en les ordonnant, puis les répartit en classes. Le programme calcule ensuite la moyenne et la variance. Un sous-programme intègre la fonction densité de probabilité de la loi normale. Après quoi, on fait appel à un autre sous-programme qui calcule le Chi-Deux. Si la réponse du Chi-Deux pour la loi normale est négative, on recommence pour l'hypothèse loi uniforme.

Remarque: Vu que notre projet est limité à 80 pages, le programme ne sera pas donné, On exploitera directement ses résultats dans la suite des calculs.

## B. Caractéristiques du capteur:

$W = 0,1 \text{ m}$  ;  $D(\text{DIAM}) = 0,021 \text{ m}$  ;  $\Phi(\text{phi}) = 0,64 \text{ rd}$  ;  $\beta(s) = 0,785 \text{ rd}$   
 $Z\alpha(\text{TOALPH}) = 0,77439$  ;  $L(\text{YL}) = 1,5 \text{ m}$  ;  $K(\text{XK}) = 210 \text{ W/m}^2\text{K}$  ;  
 $e(\text{EP}) = D - D_i = 0,006 \text{ m}$  ;  $\epsilon_p(\text{EPSP}) = 0,95$  ;  $\epsilon_g(\text{EPSG}) = 0,88$  ;  
 $\sigma(\text{SIG}) = 0,57 \cdot 10^{-7} \text{ W/m}^2\text{K}^4$  ;  $C_b(\text{CB}) = 0,9 \text{ (W/mK)}^{-1}$  ;  $D_x(\text{DI}) = 0,015 \text{ m}$  ;  
 $H_{fi}(\text{HFI}) = 1500 \text{ W/m}^2\text{K}$  ;  $A_b(\text{AC}) = 50 \text{ m}^2$  ;  $\epsilon_b(\text{EPSS}) = 2$  ;  
 $k_a(\text{KO}) = 0,045 \text{ W/mK}$  ;  $e_1(\text{EPC}) = 0,05 \text{ m}$  ;  $C_p(\text{CP}) = 4953,3 \text{ J/Kg}$   
 $N_T(\text{NT}) = 334 \text{ tubes}$  ;  $\dot{m}_h(\text{FE}) = 0,03 \text{ Kg/s}$ .

\* Remarque : les spécifications entre parenthèses correspondent à la notation de ces variables dans le programme de calcul du sous-système de captation (voir Annexe A-4)

## C. Caractéristiques statistiques des conditions extérieures:

Nous donnerons dans ce qui suit les valeurs moyennes et l'écart type de la vitesse du vent, des rayonnements direct et diffus et de la température ambiante aux 3 heures de la journée 8 - 12 - et 17h.

	8h	12h	17h
$V(\text{m/s})$	5 1	3 1	5 1
$H_D(\text{W/m}^2)$	650 60	890 60	850 60
$H_d(\text{W/m}^2)$	60 20	120 20	80 20
$T_A(^{\circ}\text{K})$	284 5	293 5	289 5

Le tableau suivant [VI-1] donne les résultats du sous-système de captation donnés par le programme de calcul de ce sous-système [A-4].



Tableau [VI-1] - Résultats du sous-système de captation.

NR DU JOUR.	heure.	V (m/s)	H <sub>dir</sub> (W/m <sup>2</sup> )	H <sub>diff.</sub> (W/m <sup>2</sup> )	T <sub>a</sub> (°C)	R	G <sub>S</sub> (W/m <sup>2</sup> )	T <sub>s</sub> =T <sub>hi</sub> (°C)	U <sub>L</sub> (W/m <sup>2</sup> .K)	T <sub>p</sub> (°C)	Q <sub>u1</sub> (W)
100	8	4,17298	707,637	50,4431	19,843	1,101	1802,66	79,062	10,193	144,73	17662
	12	2,29714	1037,03	123,219	12,586	0,822	2061,04	87,50	9,710	162,58	20488
	17	4,05547	866,73	59,708	14,822	0,980	1957,83	82,97	10,296	150,71	18568,8
101	8	4,73097	649,24	66,402	7,269	1,094	1692,24	76,86	9,841	131,86	15722,1
	12	3,21874	1024,38	122,20	16,203	0,807	1999,64	84,70	10,092	156,59	19501,1
	17	3,81800	906,21	91,468	14,440	0,970	2091,20	86,80	10,222	160,17	20034,8
102	8	5,23242	622,22	89,425	11,995	1,088	1673,47	75,70	10,094	131,48	15634,1
	12	2,42119	969,759	95,766	21,330	0,793	1824,89	81,30	9,591	153,20	19051,5
	17	4,86547	848,870	72,290	8,830	0,961	1898,71	81,30	10,290	142,67	17331,8
103	8	4,83273	689,217	80,022	2,350	1,082	1798,93	79,67	9,889	135,42	16264,7
	12	3,46481	983,594	101,893	11,864	0,779	1826,15	80,88	9,742	145,294	17807,7
	17	2,80011	915,448	76,612	22,825	0,951	2037,53	85,54	10,172	162,86	20456
104	8	4,93389	633,429	76,715	12,111	1,077	1651,67	75,42	9,978	131,112	15589
	12	1,56200	964,932	123,293	20,486	0,764	1798,78	81,86	9,144	155,504	19477,4
	17	4,97718	774,947	95,143	11,247	0,941	1769,22	78,20	10,143	137,048	16480
105	8	2,98894	621,532	83,999	1,163	1,071	1632,07	77,32	8,987	131,963	15844
	12	1,42238	958,373	77,518	22,838	0,752	1682,77	79,00	8,973	150,344	18703,8
	17	3,95768	804,623	83,208	9,692	0,932	1787,51	79,80	9,801	140,528	17859
106	8	5,26193	625,890	35,314	5,094	1,065	1521,32	72,50	9,671	120,000	13908,6
	12	3,37066	955,117	148,378	19,13	0,739	1761,15	78,89	9,820	145,015	17754,2
	17	5,41725	770,956	79,566	23,62	0,923	1695,72	75,34	10,536	137,192	16460,9



## VI.2.2. Intégration du sous-système d'évaporation (EVAP):

## VI.2.2.1. Données fixées:

\* a. Côté fluide chaud : eau:

• Débit massique de l'eau :  $\dot{m}_h = 0,03 \text{ kg/s}$ .• Chaleur spécifique  $C_{ph}$  de l'eau

$$C_{ph} = 1,185 \text{ kcal/kg} \cdot \text{K} = 4,977 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

D'où la chaleur spécifique horaire de l'eau :  $C_h = \dot{m}_h C_{ph}$  soit:

$$C_h = 149,31 \text{ W/K}$$

\* b. Côté fluide froid : fréon 12:

• Débit massique du fréon :  $\dot{m}_c = 0,0524 \text{ kg/s}$ .• Chaleur spécifique du fréon 12 pour une température moyenne de  $45/50^\circ\text{C}$ :

$$C_{pc} = 0,7 \text{ kcal/kg} \cdot \text{K} = 2,94 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

D'où la chaleur spécifique horaire du fréon :  $C_c = \dot{m}_c C_{pc}$ 

$$C_c = 154 \text{ W/K}$$

• Coefficient d'efficacité de l'évaporateur  $E_1 = 0,85$ .

## VI.2.2.2. Calcul des Températures et des chaleurs:

\* a. température de sortie de l'eau :  $T_{ho}$ :

On utilise pour ce calcul la relation [ ] déjà établie. Soit:

$$T_{ho} = T_{hi} - E_1 \left( \frac{C_{min}}{C_h} \right) (T_{hi} - T_{ci})$$

où:

•  $T_{hi}$  est la température d'entrée de l'eau, calculée dans le sous-programme de captation.•  $E_1$  coefficient d'efficacité de l'évaporateur fixé à  $0,85$ .•  $C_{min}$  est la plus petite des quantités  $C_h$  et  $C_c$ , soit  $C_{min} = C_c$ .•  $T_{ci}$  température d'entrée du fréon qu'on fixe à

$$T_{ci} = 25^\circ\text{C}$$

\* b. Chaleur qui traverse l'évaporateur ( $Q_{u2}$ ):

La chaleur transmise au gaz de travail est calculée à l'aide de la relation [ ]:

$$Q_{u2} = E C_{min} (T_{hi} - T_{ci})$$



\* C. Température de sortie du fréon ( $T_{co}$ ):

En exprimant la chaleur échangée par la surface d'évaporation en fonction des températures d'entrée et de sortie du fréon:

$$Q_{uz} = C_c (T_{co} - T_{ci})$$

On tire:

$$T_{co} = T_{ci} + \frac{Q_{uz}}{C_c}$$

VI.2-3. Intégration du sous système de Condensation (cond.):

VI.2-3.1. Données fixées:

\* a. Côté fluide chaud: fréon12:

• Débit massique du fréon  $\dot{m}'_h = \dot{m}'_c = 0,0524 \text{ kg/s}$ .

• Chaleur spécifique du fréon12 pour une température moyenne de  $45/50^\circ\text{C}$ :

$$C'_{Ph} = C'_{Pc} = 0,7 \text{ kcal/kg}^\circ\text{K} = 2,94 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

D'où la chaleur spécifique horaire du fréon:

$$C'_h = C'_c = 154 \text{ W/K}$$

D'autre part d'après le tableau [VI-2] donnant les performances des gaz organiques, la détente du gaz dans le moteur thermodynamique s'effectue avec une variation de température de  $\Delta T = 30^\circ\text{C}$ . De ce fait, la température d'entrée du fréon  $T'_{hi}$  (sortie du moteur) est:

$$T'_{hi} = (T_{hi} - 30) (^\circ\text{C})$$

• Coefficient d'efficacité du condenseur  $E_2 = 0,85$ .

\* b. Côté fluide froid: eau:

• Débit massique de l'eau de refroidissement:  $\dot{m}'_c = 2,025 \text{ kg/s}$ .

• Chaleur spécifique de l'eau  $C'_{Pc} = 1,185 \text{ kcal/kg}^\circ\text{K} = 4,977 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$ .

• On fixe la température d'entrée de l'eau refroidissement à

$$T'_{ci} = 22^\circ\text{C}$$

VI.2-3.2. Calcul des températures et des chaleurs:

\* a. température de sortie du fréon ( $T'_{ho}$ ):

Le calcul est analogue à celui appliqué à l'évaporateur:

$$T'_{ho} = T'_{hi} - E_2 \left( \frac{C'_{min}}{C'_h} \right) (T'_{hi} - T'_{ci})$$

Tableau [VI-2]. Comparaison des performances de certains gaz organiques.

Paramètres de fonctionnement	Propane			iso-butane	butane	Fréon 12			
	1°COS	2°COS	3°COS			1°COS	2°COS		
Évaporateur	Temp. sortie (°C)		60	70	60	80	70	60	70
	Pression sortie (bar)		26	26	21	15	8	15	19
Moteur (entrée)	Température (°C)		76	76	70	80	70	70	74
	Pression (bar)		26	26	21	15	8	15	19
Moteur (sortie)	Température (°C)		38	30	30	45	39	30	30
	Pression (bar)		11	11	10	5,5	3	6	7
Différence d'enthalpie	$\Delta H_{\text{vapor.}}$ (kcal/kg)		93,5	91,5	93,5	60	75	26	24
	$\Delta H_{\text{détente}}$ (kcal/kg)		44,5	30	15	10	10	4	4
$\Delta H_{\text{chauffe.}}$ (kcal/kg)		42,5	29	25	25	25	8	1	
Surchauffe (°C)		60 à 70	60 à 70	60 à 70	sans	sans	60 à 70	70 à 74	

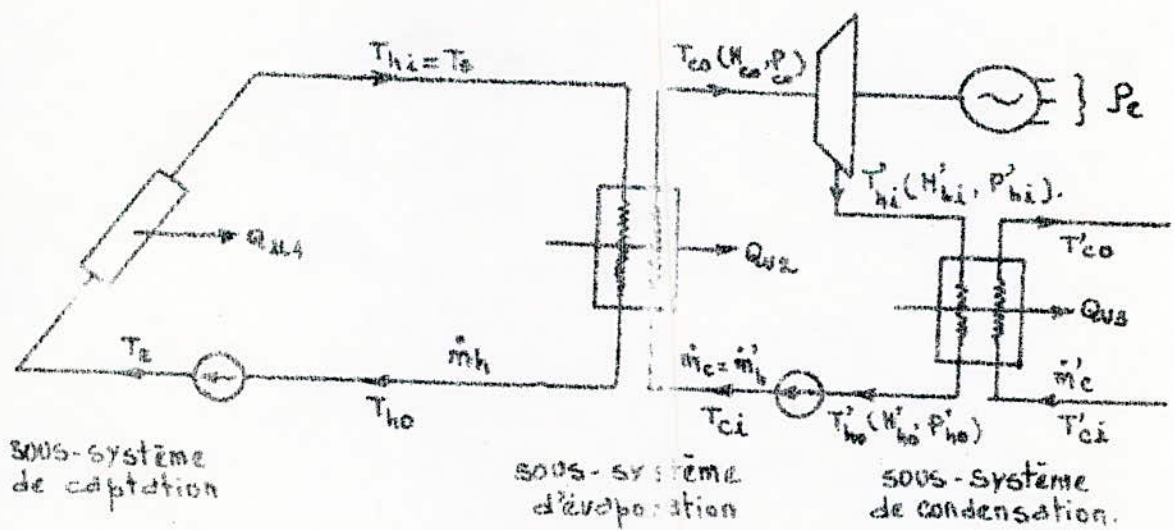


Fig VI-1. Schéma de fonctionnement.



où  $C'_{\min}$  est la plus petites des quantités :

$$C'_h = \dot{m}'_h c'_{ph} = 154 \text{ W/K} \quad \text{donc } C'_{\min} = C'_h$$

$$\text{et } C'_c = \dot{m}'_c c'_{pc} = 10080 \text{ W/K}$$

\* b. Chaleur cédée au condenseur ( $Q_{u3}$ ):

$$Q_{u3} = E_2 C'_{\min} (T'_{hi} - T'_{ci})$$

\* c. Température de sortie de l'eau de refroidissement ( $T'_{co}$ ):

Connaissant la chaleur  $Q_{u3}$  et le débit de l'eau froide, il est aisé de déterminer  $T'_{co}$  :

$$T'_{co} = T'_{ci} + \frac{Q_{u3}}{C'_c}$$

Cette température est très proche de la température d'entrée de l'eau du fait que le débit est très élevé (grande inertie thermique).

VI-2-4. Détermination de la puissance électrique :

La puissance électrique délivrée par l'alternateur (ou la génératrice) est égale à la puissance mécanique recueillie sur l'arbre du moteur thermodynamique multipliée par le rendement de l'alternateur :

$$P_e = P_m \cdot \eta_{\text{alt}}$$

où :

$P_e$  : est la puissance électrique fournie par l'alternateur

$P_m$  : la puissance mécanique sur l'arbre du moteur.

$\eta_{\text{alt}}$  : le rendement de l'alternateur.

D'autre part, la puissance mécanique est égale à la variation de la puissance du gaz de travail à l'entrée et à la sortie du moteur thermodynamique multipliée par son rendement mécanique.

$$P_m = (Q_{u2} - Q_3) \cdot \eta_{\text{mec}}$$

$$\text{d'où : } P_e = (Q_{u2} - Q_3) \eta_{\text{mec}} \cdot \eta_{\text{alt}}$$

En évaluant le rendement de l'alternateur à  $\eta_{\text{alt}} = 90\%$  et le rendement mécanique du moteur à  $\eta_{\text{mec}} = 70\%$ , on obtient finalement :

$$P_e = 0,63 (Q_{u2} - Q_3)$$

## VI.2.5. Dimensionnement des échangeurs :

### VI.2.5.1. Dimensionnement de l'évaporateur :

Pour déterminer la surface d'échange de l'évaporateur, on utilise la notion de rendement de l'évaporateur ( $\eta_{ev}$ ). Celui-ci est égal au rapport du flux de chaleur traversant l'évaporateur au flux de chaleur utile recueillie au niveau du fluide caloporteur. Soit :

$$\eta_{ev} = \frac{Q_{u2}/S_1}{Q_{u1}/A_c}$$

où  $S_1$  désigne la surface d'échange de l'évaporateur qui vaut ainsi :

$$S_1 = \frac{1}{\eta_{ev}} \cdot \frac{Q_{u2}}{Q_{u1}} \cdot A_c$$

On déduit le nombre de tubes qui composent l'évaporateur :

$$n_{1t} = \frac{S_1}{\pi \cdot D_{1t} \cdot L_{1t}}$$

où  $n_{1t}$  : est le nombre de tubes de l'évaporateur.

$L_{1t}$  et  $D_{1t}$  : respectivement la longueur et le diamètre des tubes.

### VI.2.5.2. Dimensionnement du condenseur :

Le raisonnement est analogue à celui appliqué ci-dessus. Le rendement du condenseur ( $\eta_{co}$ ) est égal au rapport des chaleurs à la sortie et à l'entrée du condenseur.

Si on désigne par  $S_2$  la surface d'échange du condenseur, alors :

$$\eta_{co} = \frac{Q_{u3}/S_2}{Q_{u2}/S_1 - Q_{u3}/S_2}$$

Donc la surface d'échange  $S_2$  du condenseur :

$$S_2 = \frac{1 + \eta_{co}}{\eta_{co}} \cdot \frac{Q_{u3}}{Q_{u2}} \cdot S_1$$

De la même manière que précédemment, on détermine le nombre de tubes qui composent le condenseur. Soit :



Tableau VI-31 - Résultats du système intégré.

N° du jour.	heure du jour.	circuit primaire eau		circuit secondaire - Fréon 12							sortie source froide	Chaleurs (W)			Puissance électrique produite (kW <sub>e</sub> )	Dimensionnet	
		Températures T(°C)		Températures - pressions - enthalpies. T(°C) P(bar) H(kcal.kg <sup>-1</sup> ).							Temp. T(°C)	CAPT.	EVAP.	COND.		EVAP.	COND.
		T <sub>hi</sub>	T <sub>ho</sub>	T <sub>co</sub> P <sub>co</sub>	H <sub>co</sub>	T <sub>hi</sub> P <sub>hi</sub>	H <sub>hi</sub>	T <sub>ho</sub> P <sub>ho</sub>	H <sub>ho</sub>	T <sub>co</sub>	Q <sub>01</sub>	Q <sub>02</sub>	Q <sub>03</sub>	S <sub>1</sub> (m <sup>2</sup> )		S <sub>2</sub> (m <sup>2</sup> )	
100	8	79,06	33,11	69,55 18,43	143,065	29,55 4,35	140,035	23,13 6,48	105,521	22,098	17662	6860,94	988,29	3,69	27,74	9,70	
	12	87,50	34,37	76,50 21,35	143,355	36,5 8,78	140,360	24,17 6,36	105,541	22,188	20483	7932,09	1798,05	3,80	27,66	16,07	
	17	82,97	33,69	72,17 19,83	143,212	32,17 7,99	140,409	23,61 6,26	105,436	22,139	18568,8	7357,17	1109,79	3,74	28,30	13,16	
101	8	76,86	32,78	67,74 17,89	142,968	27,74 7,00	139,864	22,86 6,14	105,257	22,074	15722,1	6681,73	754,36	3,67	29,90	8,28	
	12	84,70	33,95	74,19 20,28	143,274	34,19 8,28	140,445	23,83 6,30	105,489	22,158	19501,1	7576,73	1595,67	3,76	27,75	14,19	
	17	86,80	34,27	75,93 21,11	143,338	35,93 8,66	140,561	24,09 6,33	105,551	22,181	20034,8	7843,25	1823,44	3,79	27,96	15,78	
102	8	75,70	32,60	66,78 17,54	142,916	26,78 6,82	139,770	22,71 6,11	105,223	22,062	15634,1	6434,51	625,70	3,65	29,39	6,94	
	12	81,30	33,44	71,39 19,28	143,151	31,39 7,71	140,195	23,41 6,23	105,388	22,122	19051,5	7145,23	1229,15	3,72	26,78	11,78	
	17	81,30	33,44	71,39 19,28	143,092	31,39 7,71	140,195	23,41 6,23	105,388	22,122	17331,8	7145,23	1229,15	3,72	29,44	12,29	
103	8	79,67	32,20	70,05 18,14	143,092	30,05 7,44	140,084	23,20 6,19	105,338	22,104	16264,7	6938,36	4053,74	3,70	30,47	11,23	
	12	80,88	33,38	71,05 19,14	143,136	31,05 7,64	140,164	23,25 6,22	105,374	22,117	17807,7	7091,92	1184,64	3,72	28,44	11,53	
	17	85,54	34,08	74,89 20,07	143,305	34,89 8,43	140,501	23,93 6,32	105,513	22,167	20456	7683,34	1687,30	3,77	26,82	14,30	



Tableau Cvi-3J- Résultats du système intégré (suite).

N° du Jour	Heure du Jour	circuit primaire EAU.		circuit secondaire - Fréon 12.						sortie source froide	chaleurs (w)			Puissance élect. Produite (kWe).	Dimensionnement†	
		Température T(°C)		Températures - Pressions - Enthalpies. T(°C) P(bar) H(kcal.kg <sup>-1</sup> )						Temp. T(°C)	CAPT.	EVAP.	COND.		EVAP.	COND
		T <sub>hi</sub>	T <sub>ho</sub>	T <sub>co</sub> P <sub>co</sub>	H <sub>co</sub>	T <sub>hi</sub> P <sub>hi</sub>	H <sub>hi</sub>	T <sub>ho</sub> P <sub>ho</sub>	H <sub>ho</sub>	T <sub>co</sub>	Q <sub>u1</sub>	Q <sub>u2</sub>	Q <sub>u3</sub>		S <sub>1</sub> (m <sup>2</sup> )	S <sub>2</sub> (m <sup>2</sup> )
104	8	75,42	32,56	66,55 17,45	142,903	26,55 6,78	139,749	22,63 6,11	105,216	22,059	15589	6398,97	595,59	3,65	29,31	6,62
	12	81,86	33,53	71,85 18,46	143,171	31,85 7,80	140,236	23,47 6,24	105,403	22,128	19477,4	7216,30	1289,36	3,73	26,46	11,48
	17	78,20	32,98	68,84 18,29	143,027	28,84 7,21	139,965	23,02 6,16	105,295	22,088	16480	6751,79	895,35	3,68	29,26	9,42
105	8	77,32	32,85	68,15 18,04	142,990	28,15 7,08	139,903	22,82 6,15	105,271	22,079	15844	6646,46	805,03	3,68	29,96	8,81
	12	79,00	33,10	69,50 18,54	143,063	29,50 7,34	140,030	23,12 6,18	105,318	22,097	18703,3	6853,33	981,75	3,69	26,17	9,10
	17	79,80	33,22	70,16 18,79	143,097	30,16 7,46	140,092	23,22 6,20	105,343	22,106	17839	6954,86	1068,14	3,70	27,84	10,38
106	8	72,50	32,12	64,14 16,59	142,760	24,14 6,36	139,515	22,32 6,04	105,183	22,027	13908,6	6028,39	280,12	3,62	30,95	3,49
	12	78,89	33,08	69,11 18,51	143,058	29,41 7,32	140,021	23,11 6,18	105,316	22,096	17754,2	6839,36	969,97	3,69	27,51	9,47
	17	75,84	32,55	66,48 18,43	142,899	26,48 6,77	139,743	22,67 6,10	105,214	22,058	16460,9	6388,82	586,43	3,65	27,72	6,17



$$\eta_{2t} = \frac{S_2}{\pi \cdot D_{2t} \cdot L_{2t}}$$

où  $S_2$  : est la surface d'échange du condenseur.

$D_{2t}, L_{2t}$  : respectivement le diamètre et la longueur des tubes.

Dans les calculs qui suivent, on fixe le rendement des échangeurs à  $\eta_{ev} = \eta_{co} = 70\%$  et le diamètre des tubes à  $D_{1t} = D_{2t} = 21 \text{ mm}$ . On déterminera le nombre de tubes de l'évaporateur et du condenseur pour deux longueurs normalisées :  $L_{1t} = L_{2t} = 3 \text{ m}$  et  $L_{1t} = L_{2t} = 6 \text{ m}$ .

### VI-3. Exemples de réalisations.

Dans ce qui suit, nous ferons les calculs d'optimisation et de dimensionnement de l'installation pour des puissances électriques différentes. Ces calculs correspondent au 100<sup>em</sup> jour de l'année en prenant les valeurs moyennes de l'énergie solaire incidente absorbée ( $G_s$ ), de la vitesse du vent ( $v$ ) et de la température ambiante ( $T_A$ ). Soient :

$$G_s = 1940,51 \text{ W/m}^2 ; \quad v = 3,50853 \text{ m/s} ; \quad T_A = 288,75.$$

La méthode de calcul est celle exposée plus-haut, où reste à déterminer la surface de captation ( $A_c$ ). Le calcul de cette dernière se fera de la manière suivante :

En fixant un rendement global ( $\eta_g$ ) de l'installation (environ 3 à 4%), on détermine la puissance solaire absorbée ( $P_{sol}$ ) :

$$P_{sol} = \frac{P_e}{\eta_g}$$

où  $P_e$  est la puissance électrique désirée.

Connaissant la puissance solaire absorbée, il est aisé de déterminer la surface de captation nécessaire pour produire la puissance électrique désirée :

$$A_c = \frac{P_{sd}}{G_s}$$

Nous choisirons, par commodité, des capteurs élémentaires de surface  $A_{ci} = (2 \times 1) \text{ m}^2$  où les tubes sont disposés suivant la longueur ( $Y_L = 2 \text{ m}$ ). Le nombre de capteurs élémentaires sera ainsi :

$$n_c = \frac{A_c}{A_{ci}}$$

Mis à part ces nouvelles dimensions, les autres constantes du capteur restent inchangées. Ayant ainsi présenté la méthode de calcul, nous donnerons directement les résultats sous forme de tableaux.



A. Production de 5 kWe :

Données fixées.									
$T_E$ (°C)	$\dot{m}_h$ (kg/s')	$\dot{m}_c$ (kg/s')	$\eta_a$ (%)	$T_{ci}$ (°C)	$E_1$	$\dot{m}'_c$ (kg/s')	$T'_{ci}$ (°C)	$E_2$	
30	0,04	0,0683	4	25	0,85	9	22	0,85	
Intégration du sous-système de captation. (Résultats de la dernière itération).									
$P_{sol}$ (kW)	$A_c$ (m <sup>2</sup> )	$N_T$	$U_L$ (W/m <sup>2</sup> ·K)	$F$	$F'$	$F_R$	$T_p$ (°C)	$Q_{u1}$ (kW)	$T_{hi}$ (°C)
125	65	330	9,2569	0,9634	0,4828	0,2534	125,45	29,7967	91,197
Intégration du sous-système d'évaporation.									
$T_{hi}$ (°C)	$T_{ho}$ (°C)	$Q_{ue}$ (kW)	$T_{co}$ (°C)	$H_{co}$ (kcal/kg)	$P_{co}$ (bar).				
91,197	34,93	11,1617	80,8	143,468	23,205				
Intégration du sous-système de condensation.									
$T'_{hi}$ (°C)	$T'_{ho}$ (°C)	$Q_{us}$ (kW)	$T'_{co}$ (°C)	$H'_{co}$ (kcal/kg) / $P'_{ci}$ (bar)	$H'_{co}$ (kcal/kg) / $P'_{co}$ (bar)				
40,8	24,82	3,1977	22,07	141,004 / 9,772	105,727 / 6,476				
Puissance électrique produite en kWe. $P_e = 5,01 \approx 5$ kWe.									
Dimensionnement des échangeurs									
Evaporateur					Condenseur				
$S_1$ (m <sup>2</sup> )	$\eta_{it}$		$S_2$ (m <sup>2</sup> )	$\eta_{st}$					
	$L_{it} = 3$ m	$L_{it} = 6$ m.		$L_{st} = 3$ m	$L_{st} = 6$ m.				
34,784	176	88	24,201	123	62				

Tableau VI-4. Résultats du système pour la production de 5 kWe.



B. Production de 50 kWe.

Données fixées

$T_e$ (°C)	$\dot{m}_h$ (kg.s <sup>-1</sup> )	$\dot{m}_c$ (kg.s <sup>-1</sup> )	$\eta_a$ (%)	$T_{ci}$ (°C)	$E_1$	$\dot{m}'_c$ (kg.s <sup>-1</sup> )	$T'_{ci}$ (°C)	$E_2$
30	0,4	0,683	4	25	0,85	9	22	0,85

Intégration du sous-système de captation.  
(Résultats de la dernière itération)

$P_{sol}$ (kW)	$A_c$ (m <sup>2</sup> )	$N_T$	$U_L$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$F$	$F'$	$F_R$	$T_P$ (°C)	$Q_{u1}$ (kW)	$T_{hi}$ (°C)
1250	644,16	3220	9,2953	0,99619	0,4804	0,25518	123,27	297,211	91,55

Intégration du sous-système d'évaporation.

$T_{hi}$ (°C)	$T_{ho}$ (°C)	$Q_{u2}$ (kW)	$T_{co}$ (°C)	$H_{co}$ (kcal/kg)	$P_{co}$ (bar)
91,55	34,98	112,078	81,04	143,470	23,315

Intégration du sous-système de condensation.

$T_{hi}$ (°C)	$T_{ho}$ (°C)	$Q_{u3}$ (kW)	$T'_{co}$ (°C)	$H'_{hi}$	$P'_{hi}$	$H'_{co}$	$P'_{co}$
41,04	24,85	32,368	27,72	141,023	9,829	105,734	6,482.

Puissance électrique produite en kWe.  
 $P_e = 50,2 \approx 50$  kWe.

Dimensionnement des échangeurs.

Evaporateur.

Condenseur.

$S_1$ (m <sup>2</sup> )	$n_{1t}$		$S_2$ (m <sup>2</sup> )	$n_{2t}$	
	$L_{1t} = 3m$	$L_{1t} = 6m$		$L_{2t} = 3m$	$L_{2t} = 6m$
347	1753	877	243,37	1230	615.

Tableau [VI-5]. Résultats du système pour la production de 50 kWe.



C. Production de 100 kWe :

Données fixées									
$T_E$ (°C)	$\dot{m}_h$ (kg.s <sup>-1</sup> )	$\dot{m}_c$ (kg.s <sup>-1</sup> )	$\eta_c$ (%)	$T_{cl}$ (°C)	$E_1$	$\dot{m}'_c$ (kg.s <sup>-1</sup> )	$T'_{ci}$ (°C)	$E_2$	
30	0,48	1,37	4	25	0,85	9	22	0,85	
Intégration du sous-système de captation (Résultats de la dernière itération)									
$P_{sol}$ (kW)	$A_c$ (m <sup>2</sup> )	$N_T$	$U_L$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$F$	$F'$	$F_R$	$T_p$ (°C)	$Q_{u1}$ (kW)	$T_{hi}$ (°C)
2500	1300	8500	9,50731	0,9967	0,48772	0,24989	125,31	587,544	93,68
Intégration du sous-système d'évaporation.									
$T_{hi}$ (°C)	$T_{ho}$ (°C)	$Q_{u2}$ (kW)	$\tau_{co}$ (°C)	$H_{co}$ (kcal.kg <sup>-1</sup> )	$P_{co}$ (bar)				
93,68	35,3	225,547	81,38	143,474	23,470				
Intégration du sous-système de condensation.									
$T'_{hi}$ (°C)	$T'_{ho}$ (°C)	$Q_{u3}$ (kW)	$\tau'_{co}$ (°C)	$H'_{hi}$ / $P_{hi}$		$H'_{co}$ / $P'_{co}$			
41,38	24,91	65,892	23,47	141,050 / 9,911		105,748 / 6,492			
Puissance électrique produite en kWe. $P_e = 100,5 \approx 100$ kWe.									
Dimensionnement des échangeurs.									
Evaporateur					Condenseur				
$S_1$ (m <sup>2</sup> )	$\eta_{1e}$		$S_2$ (m <sup>2</sup> )	$\eta_{2c}$					
	$L_{1e} = 3m$	$L_{1e} = 6m$		$L_{2c} = 3m$	$L_{2c} = 6m$				
712,90	8802	1801	505,79	2556	1278				

Tableau [VI.65]. Résultats du système pour la production de 100 kWe.



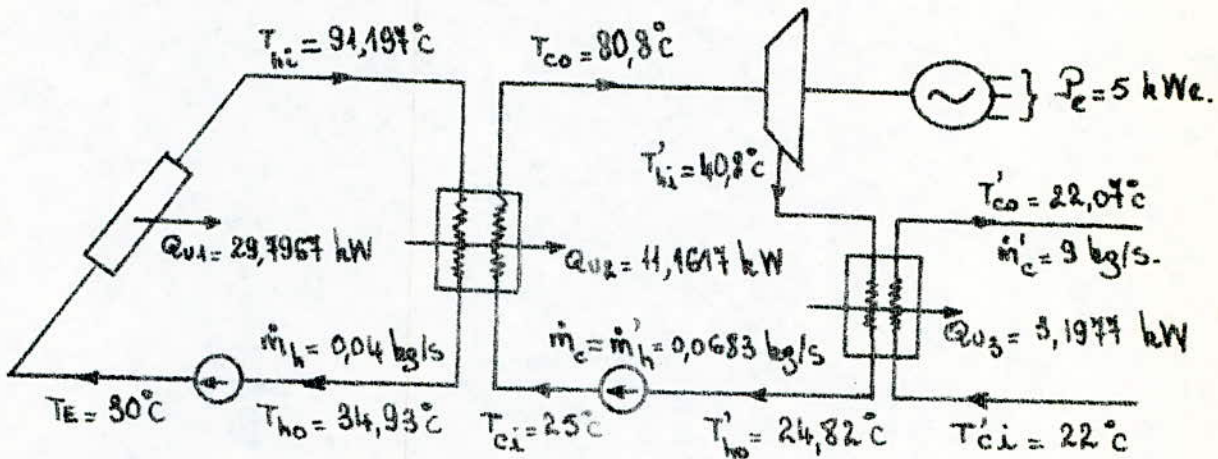
D. Production de 500 kWe :

Données fixées									
$T_E$ (°C)	$\dot{m}_h$ (kg·s <sup>-1</sup> )	$\dot{m}_c$ (kg·s <sup>-1</sup> )	$\eta_o$ (%)	$T_{ci}$ (°C)	$E_1$	$\dot{m}'_c$ (kg·s <sup>-1</sup> )	$T'_{ci}$ (°C)	$E_2$	
30	4	6,83	4	25	0,85	9	2,2	0,85	
Intégration du sous-système de captation. (Résultats de la dernière itération)									
$P_{sol}$ (kW)	$A_c$ (m <sup>2</sup> )	$N_T$	$U_L$ (W/m <sup>2</sup> ·K)	$F$	$F'$	$F_e$	$T_p$ (°C)	$Q_{u1}$ (kW)	$T_{hi}$ (°C)
12500	6441,6	32210	9,29906	0,9633	0,48167	0,25383	122,6	2956,2	90,68
Intégration du sous-système d'évaporation.									
$T_{hi}$ (°C)	$T_{ho}$ (°C)	$Q_{u2}$ (kW)	$T_{co}$ (°C)	$M_{co}$ (kcal·kg <sup>-1</sup> )	$P_{co}$ (bar)				
90,68	34,85	1106,131	80,35	143,463	22,999				
Intégration du sous-système de condensation.									
$T_{hi}$ (°C)	$T_{ho}$ (°C)	$Q_{u3}$ (kW)	$T'_{co}$ (°C)						
40,35	24,75	311,710	28,99	140,968 9,665		105,71 6,464			
Puissance électrique produite en kWe $P_e = 500,4 \approx 500$ kWe.									
Dimensionnement des échangeurs.									
Evaporateur.				Condenseur.					
$S_1$ (m <sup>2</sup> )	$n_{1e}$		$S_2$ (m <sup>2</sup> )	$n_{2t}$					
	$L_{1e} = 3m$	$L_{1e} = 6m$		$L_{2t} = 3m$	$L_{2t} = 6m$				
3443,25	17398	8699	2356,48	11907	5954				

Tableau [VI-7]. Résultats du système pour la production de 500 kWe.



fig VI-2. schéma de fonctionnement.

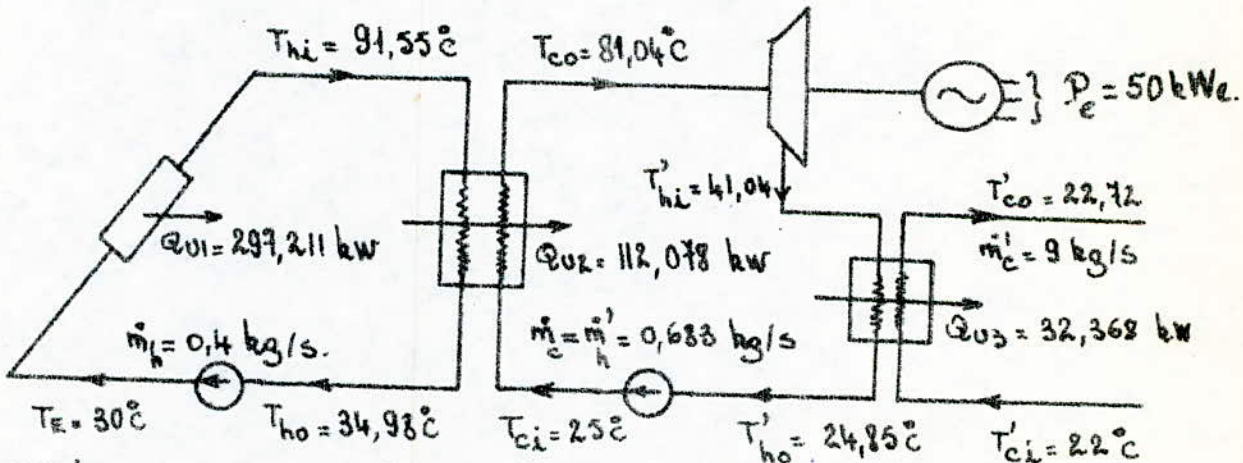


capteur:  
 $A_c = 65 \text{ m}^2$   
 $N_T = 330$

évaporateur:  
 $S_1 = 34,784 \text{ m}^2$

condenseur:  
 $S_2 = 24,201 \text{ m}^2$

(A). Production de 5 kW.



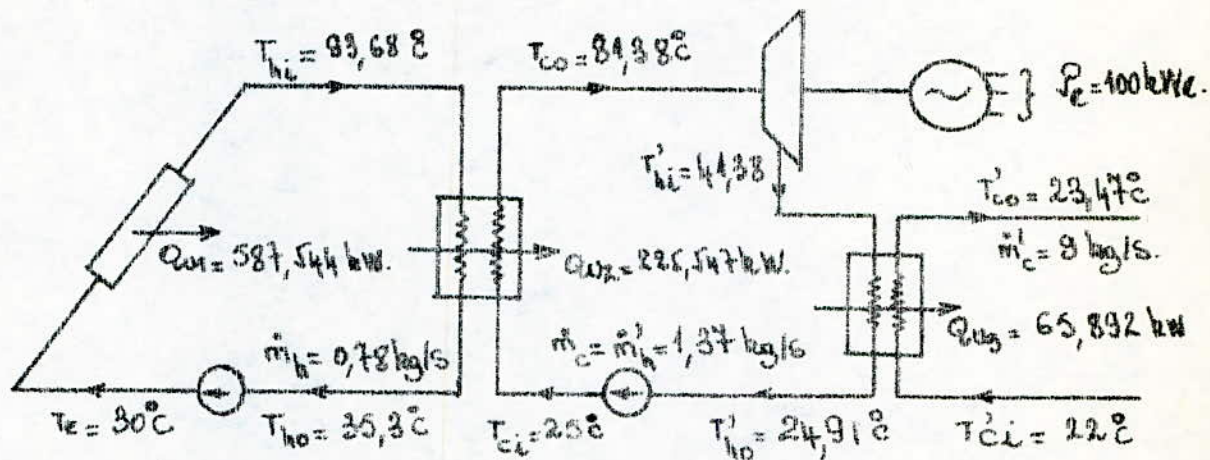
capteur:  
 $A_c = 644,16 \text{ m}^2$   
 $N_T = 3220$

évaporateur:  
 $S_1 = 347 \text{ m}^2$

condenseur:  
 $S_2 = 243,37 \text{ m}^2$

(B) Production de 50 kW.

fig VI-2. Schéma de fonctionnement (suite).

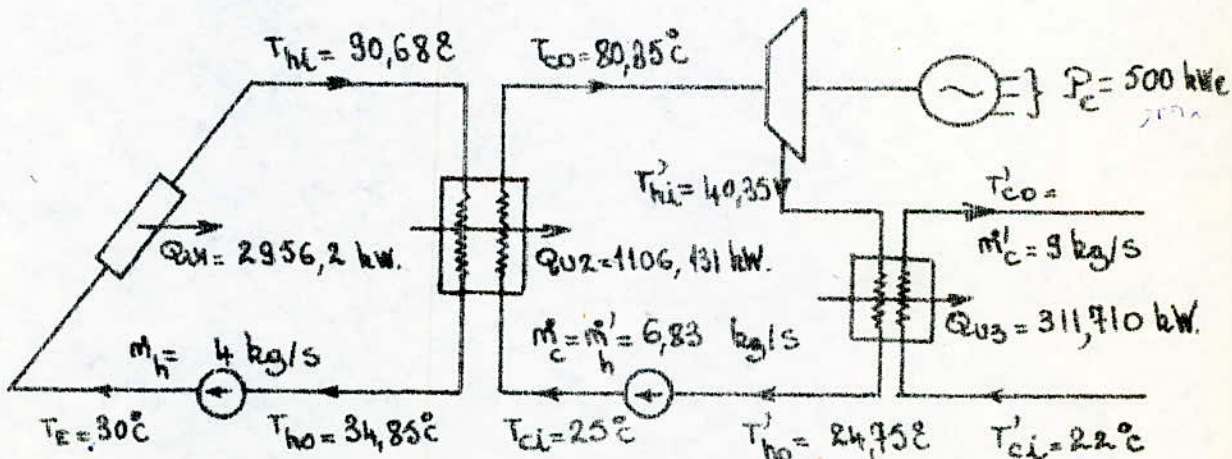


capteur:  
 $A_E = 1300 \text{ m}^2$   
 $N_T = 6500$

évaporateur:  
 $S_1 = 712,9 \text{ m}^2$

condenseur:  
 $S_2 = 505,79 \text{ m}^2$

(C). Production de 100 kW.



capteur:  
 $A_E = 6441,6 \text{ m}^2$   
 $N_T = 32210$

évaporateur:  
 $S_1 = 3443,25 \text{ m}^2$

condenseur:  
 $S_2 = 2356,0 \text{ m}^2$

(D) Production de 500 kW.



### VI-2-7. Interprétation des résultats - Conclusion :

Le fonctionnement du système repose essentiellement sur le choix du débit de l'eau et du gaz de travail. Ce choix doit être fait de manière à obtenir au niveau du capteur et de l'évaporateur des flux de chaleur maximums et des variations de températures de l'eau et du fréon aussi élevées que possible. Le débit de l'eau circulant dans le capteur doit être choisi de façon à recueillir au niveau du fluide caloporteur une énergie utile ( $Q_{01}$ ) assez élevée et une température de sortie ( $T_5$ ) se situant autour de  $85^\circ\text{C}$ . Le choix du débit du fréon lui, se fait de façon à obtenir une température de sortie de l'évaporateur ( $T_{00}$ ) se situant autour de  $80^\circ\text{C}$  et une énergie ( $Q_{03}$ ) cédée au condenseur aussi faible que possible.

La difficulté réside donc dans la détermination de ces débits du fait qu'il n'existe aucune relation directe permettant le calcul de ceux-ci pour une puissance électrique donnée dans le cas des systèmes solaires; Pour ceci, on passe à l'optimisation du système qui consiste à rechercher par approximation, les débits qui assurent l'obtention de la puissance désirée.

D'autre part, l'eau de refroidissement à l'entrée du condenseur doit être maintenue à une température relativement faible ( $T'_{ci} = 22^\circ\text{C}$  dans nos calculs) car une augmentation excessive de celle-ci entraînerait le "décrochage" du système. En effet, la chaleur cédée au condenseur :

$$Q_{03} = E_2 C'_{\min} (T'_{hi} - T'_{ci})$$

peut devenir négative (pour  $T'_{ci} > T'_{hi}$ ), De ce fait, le transfert de chaleur au niveau du condenseur, a lieu en sens inverse, c'est à dire de l'eau de refroidissement vers le gaz de travail; Par conséquent, le gaz travaillerait entre deux sources chaudes et il

il y aurait rupture du cycle thermodynamique. Pour remédier à ça, une régulation, qui consisterait à maintenir la température de sortie ( $T'_{hi}$ ) du fréon du moteur thermodynamique inférieure à  $T'_{ci}$ , est nécessaire.

Pour la production des puissances supérieures à 100 kWe (500 kWe dans notre exemple), l'installation du point de vue économique n'est plus rentable, car les surfaces d'échange et de captation deviennent très importantes ( $A_c = 6441,6 \text{ m}^2$ ;  $S_1 = 3443,25 \text{ m}^2$ ;  $S_2 = 2356,48 \text{ m}^2$ ).

Pour éviter ces grandes surfaces d'échange, on pourrait essayer de diminuer la surface de captation  $A_c$ , ce qui entraînerait la diminution des sections d'échange, en utilisant des concentrateurs solaires qui, en plus permettraient de réaliser le maximum d'échange de chaleur. Dans ce cas, les fluides caloporteur, de travail ainsi que les cycles thermodynamiques seraient à revoir.



## CHAPITRE-VII- REGULATION

### VII. 1. Introduction :

Les résultats et les interprétations présentés au chapitre précédent nous amènent à mettre en évidence le rôle essentiel de la régulation d'un tel système.

Dans ce qui suit, nous ne ferons qu'esquisser les problèmes de régulation et de stockage car ce sont des problèmes très complexes qui pourraient faire l'objet d'un projet de fin d'études.

### VII. 2. Régulation du système (fig VII-1) :

Les régulations adoptées [9] sont généralement :

- A. Une régulation de la vitesse du moteur thermodynamique qui agit sur une vanne de laminage placée à l'admission de façon à maintenir la vitesse constante quelle que soit la charge du récepteur : Problème du maintien de la fréquence constante ( $f = 50 \text{ Hz}$ ).
- B. Une régulation de la puissance thermique par réglage du débit du fluide de travail passant par l'évaporateur. On cherche généralement à maintenir la pression à l'évaporateur constante.
- C. Une régulation de niveau dans l'évaporateur qui agit sur la pompe pour maintenir l'égalité des débits de la vapeur et du liquide dans le circuit.

### VII. 3. Stockage :

Pour un bon fonctionnement du système pendant le jour, il faut prévoir un stockage nébulaire (stockage à faible durée) pour amortir les fluctuations qui sont dues à des passages nuageux. On peut aussi prévoir d'autres types de stockage :

- stockage journalier permettant de faire face à la demande nocturne.
- stockage de longue durée à l'échelle hebdomadaire ou saisonnière.

Le mode de stockage, actuellement le plus pratique est le stockage sous forme de chaleur sensible (thermique) à condition de se plier aux servitudes des cycles thermodynamiques quand on voudra obtenir ensuite de l'énergie mécanique ou électrique.

Pour les capteurs plans, l'eau chaude a déjà été choisie pratiquement dans les réalisations actuelles. Dans notre système, l'eau joue donc les trois rôles :

- fluide de captation.
- fluide caloporteur.
- Accumulateur de chaleur.

Les sels hydratés remplaceront quelques fois l'eau comme accumulateur de chaleur, dans le cas des hautes températures.



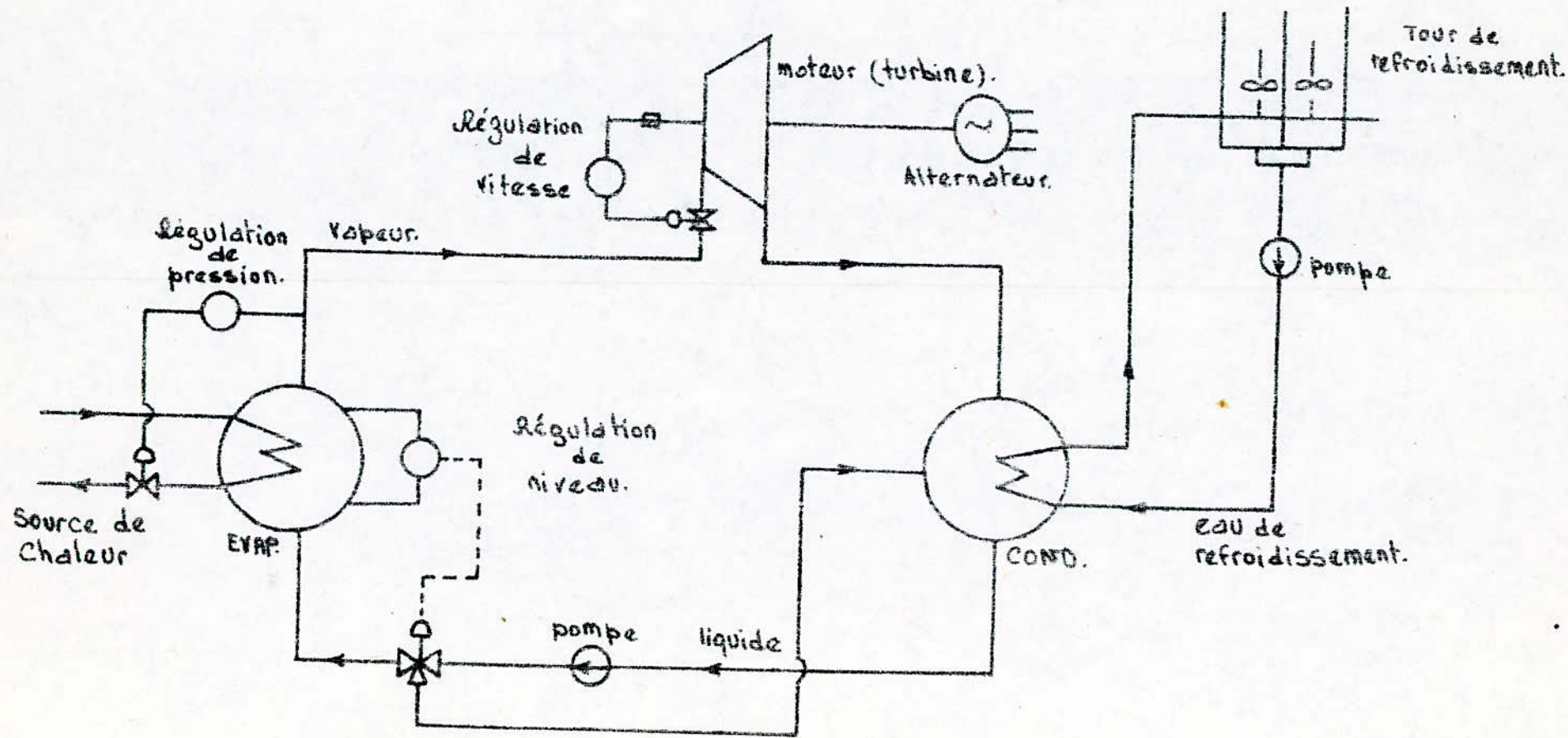


fig VII-1. Principe du système de régulation.

## CONCLUSION

La production de l'énergie électrique à partir d'un système de conversion thermodynamique à basse-température de l'énergie solaire est une opération de mauvais rendement. Afin de tirer le meilleur profil de ce procédé, une attention particulière doit être accordée au choix des organes de l'installation et des fluides caloporteur et de travail ainsi que du cycle thermodynamique. Les résultats du système intégré montrent que pour l'obtention de faibles puissances électriques, les puissances solaires absorbées sont très importantes ce qui nécessite de grandes surfaces de captation qui sont à la fois coûteuses et encombrantes. Néanmoins de meilleurs résultats sont obtenus lorsque l'écart de température entre l'entrée du capteur du fluide caloporteur et l'air environnant est faible. La difficulté réside dans le fait que le système est soumis à des variations climatiques continues. D'autre part, pour un bon fonctionnement (sans décrochage) du système, il est nécessaire de maintenir la température de l'eau de refroidissement relativement faible pour ceci de grandes masses d'eau et des débits élevés sont nécessaires.

Pour l'obtention des puissances électriques supérieures à 100 kWe, nos calculs aboutissent à des surfaces d'échange et des débits énormes; De ce fait, le coût de l'installation devient important et il nous semble logique dans ce cas de concevoir un autre mode de captation, à savoir des concentrateurs solaires.

Enfin, afin d'étendre la durée de fonctionnement de l'installation et de lui assurer un fonctionnement aussi stable que possible, nous souhaiterions que des études ultérieures de régulation et de stockage d'énergie viennent compléter notre travail.



# ANNEXE

[A-1]: Coefficient d'échange de chaleur vers la face avant du capteur:

Les pertes vers la face avant du capteur peuvent être exprimées à l'aide de différents coefficients de transfert de chaleur caractérisant les pertes par convection et par radiation.

Ainsi, les pertes avant de l'absorbeur vers le 1<sup>er</sup> vitrage sont:

$$\Delta Q_{AV,1} = h_{p,v_1} (T_p - T_{v_1}) + \frac{\sigma (T_p^4 - T_{v_1}^4)}{1/\epsilon_p + 1/\epsilon_{v_1} - 1}$$

où:

$\Delta Q_{AV,1}$  = pertes avant de l'absorbeur vers le 1<sup>er</sup> vitrage en  $W/m^2$ .

$h_{p,v_1}$  = coefficient de transfert de chaleur par convection plaque - vitre 1 en  $W/m^2 \cdot K$ .

$T_p$  = température de l'absorbeur (plaque) en  $K$ .

$T_{v_1}$  = température de la 1<sup>ère</sup> vitre en  $K$ .

$\sigma$  = constante de Stefan-Boltzman en  $W/m^2 \cdot K^4$ .

$\epsilon_p, \epsilon_{v_1}$  : coefficients d'émission de la plaque et de la vitre 1.

En linéarisant le 2<sup>e</sup> terme de cette équation :

$$\Delta Q_{AV,1} = (h_{p,v_1} + h_{r,1}) (T_p - T_{v_1})$$

où :  $h_{r,1}$  est le coefficient de transfert de chaleur par radiation plaque - vitre 1 en  $W/m^2 \cdot K$ . Il est défini par:

$$h_{r,1} = \frac{\sigma (T_p - T_{v_1}) (T_p^2 + T_{v_1}^2)}{1/\epsilon_p + 1/\epsilon_{v_1} - 1} \quad \text{d'où} \quad R_3 = \frac{1}{h_{p,v_1} + h_{r,1}}$$

Dans le cas général de 3 vitrages  $R_4 \approx R_5$ .

Dans le cas particulier, et le plus courant, d'un seul vitrage, à ces pertes déjà définies, s'ajoutent les pertes par convection naturelle dues au vent et par radiation

vers l'extérieur.

$$h_w = 5,7 + 3,8 V$$

$$h_{r,6} = \varepsilon_{v,N} \cdot \sigma (T_{v,N} + T_{ciel}) (T_{v,N}^2 + T_{ciel}^2) \left( \frac{T_{v,N} - T_{ciel}}{T_{v,N} - T_{\theta}} \right)$$

où :

$h_w$  : coefficient d'échange par convection due au vent en  $W/m^2 \cdot K$

$V$  : la vitesse du vent en m/s

$h_{r,6}$  : coefficient d'échange de chaleur par radiation vers l'extérieur en  $W/m^2 \cdot K$ .

$\varepsilon_{v,N}$  : émissivité de la vitre externe.

$T_{v,N}$  : Température de la vitre externe en  $^{\circ}K$ .

$T_{ciel}$  : Température du ciel en  $^{\circ}K$ .

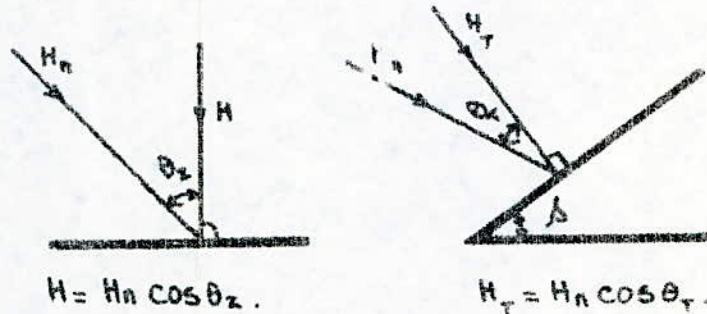
D'où le coefficient de pertes global ( $U_t$ ) vers l'avant, dans le cas d'un seul vitrage :

$$U_t = \frac{1}{R_3 + R_6} = \left[ \frac{1}{h_{b,v} - h_{s,i}} + \frac{1}{h_w + h_{r,6}} \right]^{-1}$$



## [A-2]: Détermination du taux conversion Solaire.

Le taux de conversion solaire ( $R$ ) est défini comme étant le rapport du rayonnement incident sur une surface inclinée sur le même rayonnement, mais incident sur une surface horizontale



d'où le taux de conversion solaire :

$$R = \frac{H_T}{H} = \frac{\cos \theta_r}{\cos \theta_z}$$

D'autre part, si  $\theta$  est l'angle incident du rayonnement solaire sur une surface quelconque d'inclinaison " $\delta$ ", on a :

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \phi \cos \lambda - \sin \delta \cos \phi \sin \lambda \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \lambda \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin \lambda \cos \gamma \sin \omega + \cos \delta \sin \lambda \sin \gamma \sin \omega$$

où :

- $\delta$  : est la déclinaison.
- $\lambda$  : numéro du jour de l'année
- $\phi$  : latitude du lieu.
- $\lambda$  : inclinaison de la surface de captation.
- $\gamma$  : angle azimutal.
- $\omega$  : Angle horaire (quelque fois noté AH).
- $\theta$  : Angle d'incidence.

Cette dernière expression peut être simplifiée pour un capteur orienté plein sud  $\gamma = 0$  (face à l'équateur). On retrouve finalement :

$$R = \frac{\cos \theta_T}{\cos \theta_z} = \frac{\cos(\phi - \delta) \cos \delta \cos \omega + \sin(\phi - \delta) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta}$$

[A.3]. Etude d'un échangeur à circulation anti-méthodique: Le raisonnement est analogue à celui appliqué à un échangeur à contre courant exposé au chapitre III. Les résultats de calculs sont consignés dans le tableau ci-dessous:

Expressions des températures.	
$T_f = \frac{c_c T_{ci} + c_h T_{hi}}{c_c + c_h} - \frac{c_h (T_{hi} - T_{ci})}{c_c + c_h} \exp \left[ - \left( 1 + \frac{c_c}{c_h} \right) \frac{US}{c_c} \right]$	
$T_h = \frac{c_c T_{ci} + c_h T_{hi}}{c_c + c_h} + \frac{c_c (T_{hi} - T_{ci})}{c_c + c_h} \exp \left[ - \left( 1 + \frac{c_c}{c_h} \right) \frac{US}{c_c} \right]$	
Chaleur échangée.	
$Q = \frac{c_c c_h}{c_c + c_h} (T_{hi} - T_{ci}) \left\{ 1 - \exp \left[ - \left( 1 + \frac{c_c}{c_h} \right) \frac{US}{c_c} \right] \right\}$	
Différence de température logarithmique moyenne.	
$\bar{\Delta T} = \frac{(T_{hi} - T_{ci}) - (T_{ho} - T_{co})}{\ln \left( \frac{T_{hi} - T_{ci}}{T_{ho} - T_{co}} \right)} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left( \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)}$	
expression de l'efficacité.	
$E = \frac{1 - \exp \left[ - \left( 1 + \frac{c_{min}}{c_{max}} \right) \frac{US}{c_{min}} \right]}{1 + \frac{c_{min}}{c_{max}}}$	$; c_c \neq c_h$



# ANNEXE

[A4] : Programme d'intégration du sous-système "CAPT":

ISN 0002            SOUBROUTINE CAPT (TE, FE, TS, IHR, JR, TA, HDIR,  
\* HDIFF, VV, UL, TP, QU)

ISN 0003            COMMON/CONST / CP, W, DIAM, PHI, S, YL, XK, EP,  
\* N, EPSP, EPSG, SIG, CB, DI, HFI, AC, NT, EPSS,  
\* XKC, EPC, TOALPH

ISN 0004            PI = 3.14159  
C            CALCUL DE GS ENERGIE ABSORBÉE W/m<sup>2</sup>  
C            DECLINAISON

ISN 0005            IMP = 6

ISN 0006            DELTA = 23.45 \* SIN (6.2830 \* ((284 + JR) / 365))  
C            ANGLE HORAIRE OMEGA

ISN 0007            AH = 0.262 \* IHR

ISN 0008            XNA = COS (PHI - S) \* COS (-DELTA \* 0.0175) \* COS (AH)

ISN 0009            XNB = SIN (PHI - S) \* SIN (-DELTA \* 0.0175)

ISN 0010            XN = XNA + XNB

ISN 0011            XD = COS (PHI) \* COS (-DELTA \* 0.0175) \* COS (AH) + SIN (PHI - S)  
\* \* SIN (-DELTA \* 0.0175)

ISN 0012            R = XN / XD

ISN 0013            GS = (HDIR + HDIFF) \* R \* TOALPH \* 100. / 36  
C            CALCUL DE UB, CALCUL DE HW, F, UL

ISN 0014            UB = XKC / EPC

ISN 0015            HW = (5.7 + 3.8 \* VV)

ISN 0016            F = (1. - 0.04 \* HW + 5.0E - 04 \* HW + HW) \* (1. + 0.058 \* N)

ISN 0017            DD = 1 / (EPSP + 0.0425 \* N \* (1. - EPSP)) + (2 \* N + F.4) / EPSG - N  
C            INITIALISATION DE TP

ISN 0018            TP = TA + 5

ISN 0019            WRITE (IMP, 300) DELTA, AH, XN, XD, R, GS, F

```

ISN 0020      300  FORMAT (4X, 'DELTA =', E13.6, 'AH =', E13.6, 'XN =',
* 13.6, 'XD =', E13.6, 'R =', E13.6, 'GS =', E13.6, 'F =', E13.6)

ISN 0021      500  CONTINUE

ISN 0022
      UT = 1. / (N / ((344. / TP) * ((CTP - TA) / (N + F) ** 0.31))
* + 1. / HW) + (SIG * (TP + TA) * (TP * TP + TA * TA)) / DD

ISN 0023
      UL = UB + UT

C
ISN 0024      CALCUL DE FF
      FF = TANH (SQRT (UL / XK * EP)) * (W - DIAM) / 2 /
* (SQRT (UL / XK * EP)) * (W - DIAM) / 2)

ISN 0025
      FPRIM = 1. / UL / LW * (1. / (UL * (DIAM + (W - DIAM) * FF
* + 1. / CB + 1 / (PI * DI * HFI)))

ISN 0026
      G = FE / AC

ISN 0027
      FR = (1. - EXP (-UL * FPRIM / G * CP)) * G * CP / UL

ISN 0028
      QU = AC * FR + (GS - UL * (TE - TA))

C
ISN 0029
      TFM = TE + QU / (AC * UL * FR) * (1. - FR / FPRIM)

ISN 0030
      TPM = TFM + QU / (PI * HFI * DI * NT * YL)

ISN 0031
      WRITE (IMP, 310) UT, UL, FF, FPRIM, FR, QU, TPM

ISN 0032
      IF (ABS (TPM - TP) .LT. EPS) GO TO 510

ISN 0033
      TP = TPM

ISN 0034      310  FORMAT (4X, 'UT =', E13.6, 'UL =', E13.6, 'FF =', E13.6,
* 'FPRIM =', E13.6, 'QU =', E13.6, 'TP =', E13.6)

ISN 0035
      GO TO 500

ISN 0036      510  CONTINUE

ISN 0037
      TP = TPM

ISN 0038
      TS = TA + GS * AC / UL + (TE - TA - GS * AC / UL)
* * EXP (-UL * W * FPRIM * YL / (FE * CP))

ISN 0039
      RETURN

ISN 0040
      END

```



## [A-5]. Étude technico-économique.

### A.5.1. Introduction :

Quand on a affaire à un système solaire, la notion de prix de revient dans le sens classique est un peu faussée. Ceci est dû au caractère "gratuit et diffus de cette forme d'énergie". Dans ce qui suit nous présenteront quelques tentatives d'estimations et de comparaison [14] de l'énergie solaire avec les énergies conventionnelles.

### A.5.2. Evaluation technico-économique du matériel :

(a). Comparaison des moteurs solaires et des moteurs à combustion interne.

On entend par "moteur solaire" un appareil comportant un moteur actionné par l'énergie solaire, et par moteurs à "combustion interne" des moteurs Diesel ou à essence.

Dans une comparaison technico-économique, de nombreux facteurs pourraient être pris en considération ; Mais par souci de simplification, on limite la comparaison aux facteurs suivants : coût de l'appareil, amortissement, entretien, réparations, énergie consommée et l'impact du solaire sur le développement.

(b). Hypothèses :

Dans un régime favorable d'ensoleillement, un moteur solaire peut fonctionner 8h/J, mais ne fonctionne pas à plein rendement pendant cette période. De ce fait, il semble raisonnable d'envisager un temps de fonctionnement à plein rendement de 1500 h/an. Cette durée peut être augmentée avec un stockage important de chaleur.

L'utilisation de moteurs solaires de moins de 15 kW est injustifiée (pas rentable). Par exemple, une pompe solaire de 0,5 kW, peut-être remplacée par une pompe de 0,25 kW fonctionnant 8h/J au moyen de la traction animale.

Autre exemple, un moteur solaire de 0,5 kW permet d'économiser uniquement 250 kg/an de fuel.

Un moteur Diesel ou à essence peut fonctionner 8h/J (3000h/an).



On prendra pour la comparaison, deux moteurs thermiques (un de secours).

La plupart des moteurs diésels tournant entre 1000 et 1500 tr/mn, ont une puissance de 2 kW ou d'avantage; donc pour les petites puissances, on envisagera des moteurs à essence, et des diésels pour les puissances de 10 à 15 kW. On ne tient pas compte de l'inflation.

(C). Equation de comparaison des coûts:

Sur la base des hypothèses indiquées ci-dessus, on peut écrire l'équation suivante:

$$(a_s + b_s + \frac{i}{2}) K_s = (a_t + b_t + \frac{i}{2}) K_t + q_f C_f + q_l C_l \quad (1)$$

dans laquelle:

a: taux annuel d'amortissement (numériquement égal à l'inverse de la durée de vie probable du moteur exprimée en années).

b: rapport coût annuel d'entretien et de réparation, coût de moteur installé.

i: taux d'intérêt de l'emprunt pour financer le coût du moteur installé.

K: coût du moteur par unité de puissance installée.

q: consommation annuelle de fuel, d'essence ou de lubrifiant par unité de puissance installée.

C: coût unitaire de fuel, d'essence ou de lubrifiant.

\*Indices:

S: Moteurs solaires.

t: Moteurs thermiques (d: diésel; e: essence).

f: fuel ou essence

l: Lubrifiant.

A-5.3. Application numérique:

- valeurs des variables:

\* Durée de vie probable du moteur:

(a) moteur solaire:



20 ans d'après les constructeurs ; On prendra 10 ans. Par conséquent :

$$c_3 = \frac{1}{10} = 0,1.$$

(b) Moteur Diésel :

La durée de vie d'un moteur diésel peut atteindre 20 000 heures de fonctionnement. On admettra ici, 6000 heures de fonctionnement, soit  $c_4 = 0,25$ . Sa durée de vie dépend de la puissance, vitesse de rotation, conception, systèmes de refroidissement, matériaux, cycle de travail, entretien, conditions climatiques etc...

(c) Moteur à essence :

Une durée de vie de 3000 heures de fonctionnement sera retenue pour ce moteur, soit  $c_5 = 0,5$ .

\* Entretien et réparations :

(a) Moteur solaire :

Remplacement de vitrage brisé, isolation détériorée, nouvelle peinture peinture du caisson et des surfaces absorbantes, addition du fluide de travail, réparation des fuites et plomberie.

Le salaire d'un employé à temps complet ou partiel n'a pas été pris en considération car il est également exigé pour les moteurs thermiques.

Compte tenue de la durée de vie probable, on obtient les valeurs :

$b_5 = 0,02 \text{ à } 0,03$  pour la conversion thermodynamique.

$b_6 = 0,01$  pour la conversion photovoltaïque.

(b) Moteur thermique :

Pour l'entretien des moteurs Diésels et à essence, on prendra les valeurs :

$$b_7 = b_8 = 0,20.$$

\* Taux d'intérêt :

On l'estimera à 8% - soit  $i = 0,08$ .

## \* Consommation de fuel et de lubrifiant :

(a) Moteur Diésels :

La consommation de fuel est d'environ  $0,25 \text{ kg/kWh}$  et celle du lubrifiant est de l'ordre de  $0,007 \text{ kg/kWh}$ . Pour obtenir le coût total du fuel et du lubrifiant, on admettra que le coût du lubrifiant est 5 fois celui du fuel. Ainsi, la consommation totale est :  $0,25 + 0,007 \times 5 = 0,285 \text{ kg/kWh}$ .

Si le moteur fonctionne  $1500 \text{ h/an}$ , nous obtenons :

$$q_f = 0,285 \times 1500 = 427,5 \text{ kg/kW}$$

Comme les conditions d'exploitation du moteur ne seront pas toujours optimales, on majore de  $17\%$  cette consommation.

$$\text{Soit : } q_f = 500 \text{ kg/kW} = 0,5 \text{ t/kW}$$

(b) Moteur à essence :

Pour le moteur à essence, on admettra que la consommation annuelle d'équivalent fuel est supérieure de  $20\%$  à celle des moteurs Diésels - soit :  $q_f = 0,6 \text{ t/kW}$ .

## \* Comparaison :

1<sup>er</sup> cas : Moteur solaire de  $10 \text{ kW} / 1500 \text{ h/an} = 2$  Diésels de  $5 \text{ kW}$  chacun.

2<sup>e</sup> cas : Moteur solaire de  $2 \text{ kW} = 2$  moteurs à essence de  $1 \text{ kW} / 3000 \text{ h/an}$  chacun.

Compte tenu des hypothèses citées ci-dessus, on peut écrire les équations suivantes :

(a) Pour les moteurs Diésels :

$$(0,010 + 0,03) K_S = (0,25 + 0,2 + 0,04) K_D + 0,5 C_f$$

$$\text{d'où : } K_S = 3 K_D + 3 C_f \quad (2)$$

(b) Pour les moteurs à essence :

$$0,17 K_S = (0,50 + 0,2 + 0,04) K_e + 0,6 C_f$$

$$\text{d'où : } K_S = 4,35 K_e + 3,53 C_f \quad (3)$$



où :

$K$  est exprimé en unité monétaire / kW.

$C_f$  en unité monétaire / tonne de fuel.

Dans tous les cas on suppose que les taxes et les impôts ne sont pas applicables.

Il est difficile d'évaluer le coût unitaire du fuel ; Il dépend de nombreux facteurs, tels que le prix du pétrole brut, les frais de transport et de distribution. Dans les conditions de l'année 1976 du marché International, on peut évaluer à 150 \$/kW le prix de revient total d'un moteur Diesel de la puissance considérée ; Dans les mêmes conditions le prix de revient d'un moteur à essence d'environ 1 kW est évalué à 50-70 \$/kW. En remplaçant  $K_d$ ,  $K_e$  et  $C_f$  respectivement par 150 \$/kW, 50 \$/kW et 150 \$/kW dans les équations (2) et (3), On remarque que le prix de revient total d'un moteur solaire ne devrait pas dépasser 900 \$/kW pour être compétitif avec un moteur Diesel et 834 \$/kW pour l'être avec un moteur à essence. Il convient de noter qu'il s'agit du prix d'un moteur solaire sans stockage de chaleur. Le prix des moteurs solaires dépend fortement de la puissance du moteur et du nombre d'unités identiques fabriquées.

#### A.5.4. Conclusions et observations.

- (a) le calcul du coût par unité d'énergie produite est sans intérêt car les paramètres varient trop d'un pays à l'autre ; Une équation générale telle que l'équation (1) est plus utile.
- (b) Un moteur solaire thermodynamique dans la gamme de 2 à 10 kW devient économiquement intéressant quand son coût ne dépasse pas 1000 \$/kW. Les prix actuelles sont 3 à 20 fois supérieurs.
- (c) la conversion photovoltaïque serait économiquement

intéressante à 2000 \$/kw, car les frais d'entretien et des réparations et le taux d'amortissement sont inférieurs. En outre le prix d'un alternateur n'a pas été compris dans le coût d'un diesel ou d'un moteur à essence.

(d) Les économies d'échelle ne peuvent être pleinement appliquées dans le cas des moteurs thermiques solaire du fait que la surface des capteurs est à peu près proportionnelle à la puissance du moteur. Les capteurs représentent une partie importante du coût total de l'installation ; Toute fois, le coût par unité de puissance des autres éléments diminue beaucoup quand la puissance augmente.

(e) Les dépenses d'investissement sont plus élevées pour les moteurs solaires.

(f) Les installations solaires occupent une surface au sol de 20 à 50 m<sup>2</sup>/kw, Ce coût de terrain supplémentaire doit être pris en considération. Si les capteurs sont installés sur les toitures des bâtiments, le coût par unité de puissance installée diminuera.

(g) S'il était pratiquement possible de stocker l'énergie solaire le coût par unité de puissance installée augmenterait ; mais le coût par unité de puissance délivrée diminuerait.

(h) Il est difficile d'obtenir une vitesse constante sur l'arbre du moteur solaire à moins de prévoir un système de réglage coûteux.



# BIBLIOGRAPHIE

- [1] S. BELAKHOSKY - "Chauffage et climatisation. Dossier solaire".  
6<sup>e</sup> édition - technique et vulgarisation.
- [2] Projet de fin d'étude. ENPA - Département de mécanique.  
"Etude et réalisation d'un réfrigérateur solaire - Tome I".  
Promotion Janvier 1979.
- [3] Cours de M<sup>r</sup> DARRADJE - "les capteurs plans".
- [4] G. Vassogne - "Les Fluides frigorigènes".
- [5] Revue Entropie N° 92 (1980).
- [6] Techniques de l'ingénieur. "Tables et diagrammes thermo-  
-dynamiques".
- [7] Aden B. Meinel et Marjorie P. Meinel. "Applied Solar Energy".
- [8] Techniques de l'ingénieur. B3 Moteurs thermiques.
- [9] A. Verneau - "Revue générale de thermique. N° 214. 1979".
- [10] F. KREITH - "Transmission de chaleur et Thermodynamique".
- [11] R. Vichnievsky. "Thermodynamique appliquée aux  
machines - Tome II Moteurs thermiques et production  
de l'énergie."
- [12] J.R vaillant. "Utilisation et promesses de l'énergie  
solaire." Edition Eyrolles - collection du BCEOM.
- [13] Projet de fin d'étude - ENPA - Département de mécanique  
"Etude comparative des échangeurs. Tome I".  
Promotion Juin 1978.

