

ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES

Département Génie Electromécanique



PROJET DE FIN D'ETUDE

(EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR DE
CONCEPTION)

Titre:

**ETUDE COMPARATIVE DE DIFFERENTS
SYSTEMES DE CLIMATISATION EN ZONE
TROPICALE. BILANS
ENERGETIQUE, ECONOMIQUE ET IMPACT
ENVIRONNEMENTAL.**

Auteurs:

Cheikh Ahmed Tidiane

GUEYE

&

Abdoulaye WADE

Directeur interne :

Banda Ndoye

Directeur externe :

OMAR DIALLO

Juillet 1999

DEDICACES

*A mon défunt Père,
que son âme repose en paix,
A ma Mère,
A mes Frères et Sœurs.*

Cheikh Ahmed Tidiane GUEYE

*A mon défunt Père,
que son âme repose en paix,
A ma Mère,
A mon Oncle.*

Abdoulaye WADE

REMERCIEMENTS

Nous ne pourrions pas manquer de penser à ceux sans lesquels ce travail aurait un aboutissement très difficile.

Ainsi, nos remerciements vont à Monsieur Banda Ndoye, Professeur à l'Ecole Polytechnique de Thiès qui, non seulement a voulu nous encadrer dans l'exécution de ce projet de fin d'études, mais nous a aidé en mettant à notre disposition tous les moyens nécessaires.

Nous tenons à remercier Monsieur Omar Diallo, vacataire à l'Ecole Polytechnique de Thiès.

Enfin, nous adressons nos remerciements à Mme Thérèse Sylva qui n'a ménagé aucun effort pour la saisie de toute cette œuvre.

SOMMAIRE

Ce présent rapport est le fruit du travail accompli dans le cadre du projet de fin d'études intitulé : ETUDE COMPARATIVE DE DIFFERENTS SYSTEMES DE CLIMATISATION. BILANS ENERGETIQUE ,ECONOMIQUE ET IMPACT ENVIRONNEMENTAL.

L'objectif de ce projet est donc de faire des simulations à partir d'un logiciel d'analyse énergétique des bâtiments, qui permettent d'effectuer une étude comparative de plusieurs systèmes de climatisation pour un grand immeuble à usage de bureaux ou d'habitation.

Le premier chapitre traite des rappels essentiels de thermodynamiques. Ainsi, il décrit les modes de productions de froid par machine à compression, par machine à absorption à gaz et par absorption solaire.

L'étude du système de conditionnement d'air existant dans les pays tropicaux fait l'objet du deuxième chapitre. Ce sujet est traité de façon approfondie en faisant une description des systèmes centraux et individuels les plus courants dans la zone tropicale. Le domaine d'utilisation de chaque système est passé en revue.

Les données sur l'enveloppe du bâtiment, l'éclairage, l'infiltration, le zonage, ainsi que l'outil de calcul utilisé constituent les éléments principaux d'une analyse énergétique. Les caractéristiques de ces derniers sont présentées dans le chapitre III. Cette partie est importante en cela qu'elle définit les « inputs » du programme de simulation et la méthode utilisée pour faire l'analyse.

Dans le chapitre IV et V, une présentation des résultats des simulations des systèmes centraux à compression et à absorption à gaz est faite. En effet, les charges de climatisation, les puissances des équipements des différents systèmes et la consommation annuelle en énergie sont déterminées.

Une étude économique et environnementale de ces systèmes est aussi présentée dans ce chapitre.

L'étude des systèmes solaires actifs de climatisation est traitée dans le chapitre VI. Après une description ^{des} éléments ^{des} systèmes, nous passons ^à aux méthodes de calcul de la conception d'une installation solaire.

La détermination du nombre de capteurs à installer nous a permis de faire une évaluation économique du système solaire.

L'avantage de ce dernier par rapport aux autres systèmes sur le plan environnemental est décrit dans ce chapitre.

Enfin, le dernier chapitre est consacré à l'étude comparative des systèmes étudiés en utilisant les méthodes d'analyse d'atténuation et de délai de recouvrement.

TABLE DES MATIERES

	Pages
<u>DEDICACES</u>	I
<u>REMERCIEMENTS</u>	II
<u>SOMMAIRE</u>	III
<u>TABLES DES MATIERES</u>	V
<u>LISTE DES TABLEAUX</u>	XI
<u>LISTE DES FIGURES</u>	XIII
<u>LISTE DES ANNEXES</u>	XIV
<u>INTRODUCTION</u>	1
<u>Chapitre I - PRINCIPE DE PRODUCTION DE FROID</u>	3
I - Production de froid par compression	3
I.1 – Généralités	3
I.2 - Les réfrigérants	3
I.3 - Le cycle de la réfrigération	5
I.3.1 - Description	5
I.3.2 - Le compresseur	5
I.3.2.1- Les compresseurs alternatifs	6
I.3.2.2- Les compresseurs rotatifs	6
I.3.2.3- Les compresseurs centrifuges	6
I.3.3 - L'évaporateur	7
I.3.3.1 - Evaporateurs refroidisseurs d'air	7
I.3.3.1.1 - Convection d'air naturelle	7

II.3.2.1 - Système de collecte de l'énergie solaire	19
II. 3. 2. 1- Principe physique de base de la captation	19
II. 3. 2. 1. 2-Rendement des capteurs	21
II.3.2.2 - Ballon de stockage de fluide chaud	23
II.3.2.3 - Energie d'appoint	23
II.3.2 .4- Système de distribution de froid dans les locaux	23
II.4 - Climatisation à absorption à gaz	24
II.4 .1 - Description et caractéristique	24
II.4 .2 - Etude de la source à gaz	25
Chapitre II - ETUDE DES SYSTEMES DE CONDITIONNEMENT	
D'AIR UTILISES DANS LES PAYS TROPICAUX	26
I – Généralités	26
II - Systèmes unitaires	26
II.1 - Principe de fonctionnement	26
II.1.1 - Climatiseur de fenêtre	26
II.1.2 - Unité compacte de toiture	27
II.1.3 - Les unités compactes autonomes	27
II.2 - Domaine d'utilisation	28
III - Systèmes de climatisation centrale	28
III.1 - Principe de fonctionnement	28
III.1.1 - Le système à débit constant température variable (SZRH)	30
III.1.2 - Le système à 100% d'air neuf	30
III.1.3 - Le système multizone (MZS)	31
III.1.4 - Le système à volume variable (VAVS)	32
III.2 - Domaine d'utilisation	33

Chapitre III : MODELISATION DU BATIMENT ET

OUTILS DE CALCUL UTILISES	34
I- Localisation	34
II- Enveloppe	34
III- Occupation	34
III.1- Profil d'occupation journalier	34
III.2- Profil d'occupation hebdomadaire	35
III.1- Profil d'occupation annuel	35
IV- Eclairage	36
IV.1- Profil d'éclairage journalier	36
IV.2- Profil d'éclairage hebdomadaire	36
IV.3- Profil d'éclairage annuel	36
V- Infiltration	37
V.1- Profil d'infiltration journalier	37
V.1- Profil d'infiltration hebdomadaire	37
V.1- Profil d'infiltration annuel	37
VI- Conditions dans les espaces	38
VII- Zonage	38
VIII- Application à l'aide d'un calculateur	39

Chapitre IV : ETUDES ENERGETIQUE , ECONOMIQUE**ET ENVIRONNEMENTALE DES SYSTEMES**

CENTRAUX A COMPRESSION	42
I- Etude énergétique	42
I.1-Le système MZS	43
I.2-Le système SZRH	44

I.3-Le système VAVS	45
II- Etude économique	46
I.1-Le système MZS	47
I.2-Le système SZRH	48
I.3-Le système VAVS	48
III - Etude environnementale	49

Chapitre V : ETUDE ENERGÉTIQUE, ECONOMIQUE

ET ENVIRONNEMENTALE DES SYSTEMES

CENTRAUX A ABSORPTION A GAZ	51
I.1 - Etude énergétique	51
I.1-Le système MZS	51
I.2-Le système SZRH	52
I.3-Le système VAVS	53
I.2 - Etude économique	54
I.1-Le système MZS	54
I.2-Le système SZRH	55
I.3-Le système VAVS	55
I.3 - Etude environnementale	56

Chapitre VI : ETUDE ENERGÉTIQUE, ECONOMIQUE

ET ENVIRONNEMENTALE DES SYSTEMES

CENTRAUX A ABSORPTION SOLAIRE	58
I- Conception de l'installation	58
I.1- Modélisation du système	58
I.1.1- La machine à absorption	58

I.1.2- L'insolateur solaire	59
I.2- Détermination de la radiation solaire reçu par les capteurs	62
I.3-Présentation des résultats de la simulation	63
II- Etude économique	64
III- Etude environnementale	66
	•
Chapitre VII : ETUDE COMPARATIVE DES DIFFERENTS SYSTEMES	67
I - Elément de référence	67
I - L'option d'atténuation	67
CONCLUSION	70

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 : Liste des principaux réfrigérants et leurs températures d'ébullition

Tableau I.2 : Quantité de chaleur nécessaire

Tableau III.1 : Caractéristiques des différents matériaux utilisés

Tableaux III.2 : profil d'occupation journalier

tableaux III.3 : profil hebdomadaire d'occupation

Tableaux III.4 : profil annuel d'occupation

Tableaux III.5 : profil d'éclairage journalier

Tableaux III.6 : profil d'éclairage hebdomadaire

Tableaux III.7 : profil d'éclairage annuel

Tableaux III.8 : profil journalier d'infiltration

Tableau III.9 : profil hebdomadaire d'infiltration

Tableau III.10 : profil annuel d'infiltration

Tableau III.11 : condition dans chaque espace

Tableau III.12 : répartition des zones dans le bâtiment

Tableau IV.1 :Caractéristiques du système MZS

Tableau IV.2 : Puissances et énergies consommées par le système

Tableau IV.3 :Caractéristiques du système SZRH

Tableau IV.4 : Puissances et énergies consommées par le système

Tableau IV.5 :Caractéristiques du système VAVS

Tableau IV.6 : Puissances et énergies consommées par le système

Tableau V.1 : Puissances et énergies consommées par le système

Tableau V.2 : Puissances et énergies consommées par le système

Tableau V.3 : Puissances et énergies consommées par le système

Tableau V.4 : Consommation en énergie des différents systèmes à gaz

Tableau VI.1 : Paramètres et indices utilisés dans les équations

Tableau VI.2 : Constantes utilisées dans les équations

Tableaux VI.3 : Valeurs remarquables du flux durant l'année

Tableaux VI.4: Résultats l'insolateur de l'unité ARKLA N°143

Tableaux VI.5: Résultats de l'insolateur de l'unité ARKLA N°20

Tableau VII.1 : Scénario de remplacement

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Cycle théorique d'une machine frigorifique à compression

Figure I.2.a : Cycle des machines à absorption

Figure I.2.b : Diagramme (P,T) du couple LiBr/H₂O

figure I.3 : Schéma de principe pour une réfrigération solaire

figure I.4 : Energies lumineuses émises par le Soleil et le corps noir

FigureI.5: Transmission d'une glace

FigureI.6 : Rendement des capteurs CORTEC

LISTE DES ANNEXES

ANNEXE A

Annexe A.1 : Organigramme des diverses filières de production de froid par utilisation de l'énergie Solaire.

Annexe A.2 : Caractéristiques techniques des machines à absorption vendues par CARRIER

Annexe A.3 : Installation pilote de climatisation solaire du Centre Technique Régional des Caisses d'Epargnes.

Annexe A.4 : Système SZRH

Annexe A.5 : Système à 100% d'air neuf

Annexe A.6 : Système MZS

Annexe A.7 : Système VAVS

Annexe A.8 : Structure générale du logiciel

Annexe A.9 : Unité ARKLA 300

ANNEXE B

Résultats des simulations

INTRODUCTION

Les changements climatiques sont au centre des préoccupations internationales actuelles. Après de longs débats scientifiques, on sait maintenant que les activités humaines entraînent le réchauffement de la planète. Le continent africain, tant par ses zones arides que côtières est particulièrement vulnérables aux effets de ce réchauffement auquel il n'a quasiment pas contribué. Les émissions du continent ne représentent à l'heure actuelle que 7% des émissions mondiales. La communauté internationale s'est engagée par le biais d'une Convention Cadre, à réduire les émissions de gaz à effet de serre afin de stabiliser leur concentration dans l'atmosphère.

Ces changements climatiques sont dus aux émissions de gaz à effet de serre qui ont essentiellement pour origine les consommations d'énergie fossiles, les fuites de CFC, le changement d'affectation des terres ainsi que la gestion des espaces ruraux et urbains.

Ainsi, dans les pays consommant déjà des quantités d'énergie fossiles importantes, la maîtrise de l'énergie c'est-à-dire l'amélioration de l'efficacité énergétique aussi bien au stade de la production que des transformations, des transports et de l'utilisation finale – reste essentielle. La prise en compte de la conception des infrastructures, des bâtiments, de l'urbanisation, des transports, etc, est également importante. Elle l'est particulièrement pour les pays africains subsahariens, dont les infrastructures ne sont le plus souvent pas encore construites.

Au Sénégal , des études ont révélé que 51.6% de l'énergie est consommée dans le secteur du bâtiment. Ainsi notre étude s'oriente vers l'efficacité énergétique du bâtiment, plus particulièrement la climatisation qui représente l'essentiel de la consommation en énergie dans le bâtiment .

En effet, notre étude s'oriente vers une comparaison entre plusieurs systèmes de climatisation en vue de choisir le meilleur système sur les plans économique, énergétique et environnemental.

Ainsi, pour cette comparaison, les simulations sont réalisées à l'aide du logiciel d'analyse énergétique DOE21.E.

Les systèmes de climatisation étudiés sont :

- le système à débit constant, température variable (SZRH)
- le système multizone (MZS)
- le système à volume variable (VAVS)

Chaque système est associé à un mode de production de froid qui est : la réfrigération à absorption solaire, la réfrigération à absorption à gaz, ou la réfrigération à compression.

Le calcul du champ de capteurs pour la machine à absorption solaire, est effectué à l'aide du logiciel Excel.

CHAPITRE I - PRINCIPE DE PRODUCTION DE FROID

I - Production de froid par compression

I.1 - Généralités

Les machines frigorifiques sont des systèmes qui doivent transférer de l'énergie calorifique d'un niveau de température inférieure vers un niveau de température supérieure.

En climatisation de confort, les machines à compression sont les plus utilisées. Le compresseur joue le rôle de "pompe à chaleur" transférant celle-ci d'un milieu à un autre. Ces machines doivent donc consommer de l'énergie électrique pour effectuer cette opération antinaturelle. L'énergie provient généralement des centrales thermiques brûlant du fuel. Elle est souvent très coûteuse et insuffisante pour couvrir la demande. Par ailleurs, l'importation de fuel nécessaire pour sa production, grève très lourdement les recettes d'exportation des pays importateurs de pétrole.

I.2 - Les réfrigérants

La méthode de production de froid avec compression fait appel à une substance que l'on appelle réfrigérant. C'est une substance chimique dont la température d'ébullition à la pression atmosphérique est inférieure à la température ambiante. Aujourd'hui l'utilisation des réfrigérants est remise en question, à cause de leur effet sur la couche d'ozone. Certains seront retirés du marché pour être remplacés par de nouveaux composés moins agressifs vis à vis de la couche d'ozone.

Le tableau I.1 donne les principaux réfrigérants et leurs températures d'ébullition à la pression atmosphérique.

Réfrigérants		Températures d'ébullition (°C)
Eau	H ₂ O	100
R11	CF Cl ₃	23,3
R12	CF ₂ Cl ₂	- 29,8
R22	CHF ₂ Cl	- 40,7
R500		- 33,3
R502	(Azéotrope)	- 45,6
Ammoniac	NH ₃	- 33,3

Tableau I.1 : Liste des principaux réfrigérants et leurs températures d'ébullition

Les raisons pour lesquelles il est important pour un réfrigérant (fluide frigorigène) d'avoir une température d'ébullition peu élevée sont :

. Durant l'ébullition, la température du liquide demeure constante. C'est aussi vrai pour l'eau qui se maintient à 100° C tout le temps que l'ébullition a lieu. Cette caractéristique permet de stabiliser l'effet réfrigérant à une température précise (voir tableau I.1).

	Chaleur nécessaire pour chauffer le liquide de 1°C (KJ/kg °C)	Chaleur nécessaire pour évaporer le liquide à la pression atmosphérique (KJ/kg)
Eau	4,17	2257
R 12	0,981	165.91
R 22	1,400	233.79

Tableau I.2 : Quantité de chaleur nécessaire

N.B. : la 2^e colonne du tableau est obtenue à partir de la formule :

$Q = m \cdot \Delta T$ (avec $\Delta T = 1 \text{ } ^\circ\text{C}$), tandis la 3^e colonne est lue sur les tables thermodynamiques.

On constate que pour l'eau, la quantité de chaleur absorbée durant l'évaporation est équivalente au fait d'avoir élevé la température de 541°C. Dans le cas des réfrigérants, c'est l'équivalent d'avoir élevé leur température d'environ 167 °C. Cette donnée

démontre qu'on peut transmettre beaucoup plus d'énergie à un fluide si on l'amène à se vaporiser que si on ne fait que le chauffer de quelques degrés.

I.3 - Le cycle de réfrigération

I.3.1 - Description

Le cycle de réfrigération est celui de Carnot parcouru en sens indirect en cycle frigorifique.

En effet la source chaude est à la température T_1 et la source froide est à T_0 .

Une quantité de chaleur Q_0 est prise de la source froide, et une autre, Q_1 est cédée à la source chaude (voir figure I.1).

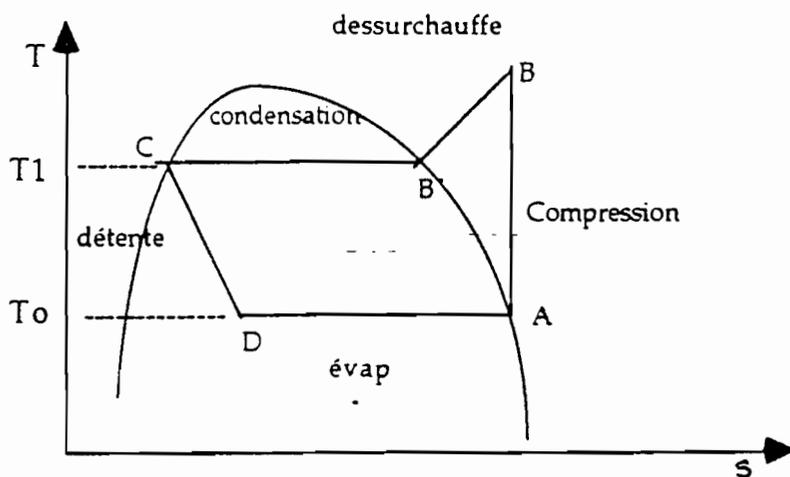


Figure I.1 : Cycle théorique d'une machine frigorifique à compression

Il est important de préciser qu'un cycle de réfrigération comprend quatre éléments principaux qui sont :

- Le compresseur
- l'évaporateur
- le condenseur
- le détendeur

I.3.2- Le compresseur :

Son rôle est d'aspirer le fluide frigorigène à l'état gazeux, de le comprimer pour augmenter sa pression et sa température. Et ceci pour permettre à la vapeur de céder de la chaleur au fluide caloporteur du condenseur. C'est l'organe le plus compliqué et qui devra faire l'objet de plus d'attention. Il existe trois principales catégories de compresseurs : les compresseurs alternatifs, rotatifs et centrifuges.

I.3.2.1- Les compresseurs alternatifs

Le terme alternatif utilisé pour désigner ce genre de compresseurs est du au mouvement de va-et-vient du piston à l'intérieur d'un cylindre. Ils sont aussi appelés compresseurs volumétriques ou réciproques. Un compresseur alternatif peut comporter jusqu'à 16 cylindres (pistons) disposés en file radiale, ce sont les plus couramment utilisés dans les installations. Il y en a trois types : ouvert, semi-hermétique, hermétique.

I.3.2.2- Les compresseurs rotatifs

Dans cette catégorie de compresseurs, un type courant consiste en un corps cylindrique où est disposé un axe excentré par rapport à l'axe du corps cylindrique; cet axe porte un rotor muni de fentes radiales dans lesquelles coulisent des palettes, appliquées contre la paroi intérieure du corps, par inertie ou à l'aide de ressort. Les compresseurs rotatifs sont compacts et fonctionnent sans pulsation ni vibration, même aux grandes vitesses. Mais en dehors du compresseur à palette décrit ici, il en existe d'autres types tels que ceux à anneau liquide, à lobes et vis. Cette catégorie des compresseurs est largement utilisée dans les appareils électroménagers (réfrigérateurs, climatiseurs de fenêtre, etc). Une apparition progressive des compresseurs à vis est remarquée dans le cadre des grandes installations de climatisation.

I.3.2.3- Les compresseurs centrifuges

Ils sont semblables dans le principe de fonctionnement aux pompes centrifuges : l'augmentation de pression est obtenue par la rotation d'une roue à aube qui tourne à très grande vitesse. Ces types de compresseurs conviennent dans les installations de grandes capacités mettant en œuvre de grand volume de vapeurs de fluide. Deux types sont disponibles : hermétique et ouvert.

I.3.3- L'évaporateur :

C'est là que le fluide frigorigène à basse température et à basse pression va absorber la chaleur de la substance à refroidir (eau ou air) de devenir gazeux. Ce gaz sera ensuite absorbé par le compresseur et le cycle reprend.

L'évaporateur d'une machine frigorifique est l'appareil qui sert à prélever la chaleur à une source froide. Il assure la production de froid par la vaporisation du fluide frigorigène. C'est donc l'élément actif et fondamental de l'installation. Deux catégories d'évaporateurs sont utilisés dans le cadre des installations de climatisation de confort :

- . les évaporateurs refroidisseurs d'air ;
- . les évaporateurs refroidisseurs de liquide.

I.3.3.1 - Evaporateurs refroidisseurs d'air

On parle en général d'évaporateurs refroidisseurs de gaz ou à détente sèche. Mais dans notre cas, le gaz traité est de l'air. Il en existe deux types : à circulation naturelle ou convection naturelle et à circulation forcée ou convection forcée.

I.3.3.1.1 - Convection d'air naturelle

Ils sont installés au plafond des chambres froides (plafonnier) ou contre les parois (muraux). Ils sont utilisés pour réaliser un très faible mouvement de l'air et un degré hygrométrique élevé dans les chambres positives. On les retrouve dans les appareils électroménagers. Il n'y a pratiquement pas d'entretien à y effectuer.

I.3.3.1.2 - Convection d'air forcée

Un ventilateur est placé derrière ou devant la batterie, obligeant l'air à circuler sur celle-ci. On les retrouve pour la majorité dans les installations de conditionnement d'air et les chambres froides. L'entretien porte sur les vérifications de la batterie, du ventilateur, du bac de condensât et du cycle de dégivrage.

I.3.3.2 - Evaporateurs refroidisseurs de liquide

On distinguera les évaporateurs multitubulaires noyés ou à circulation interne (c'est-à-dire que le fluide frigorigène est à l'extérieur des tubes et que l'eau circule à l'intérieur) et les évaporateurs à immersion (fluide frigorigène à l'intérieur des tubes).

Le premier est utilisé pour le refroidissement de l'eau glacée au voisinage de 4°C dans les tubes, et le fluide frigorigène se vaporise dans la calandre. Cette disposition améliore les échanges thermiques mais le retour d'huile au compresseur nécessite des dispositifs particuliers.

Avec le deuxième type d'évaporateur, l'alimentation en fluide frigorigène est assurée au moyen de détendeurs thermostatiques. Ce système permet un retour permanent de l'huile vers le compresseur. Il ne convient pas pour le centrifuge.

I.3.4- Le condenseur :

Dans toute machine frigorifique, le condenseur est l'appareil qui sert à évacuer la chaleur de condensation (constituée par la chaleur extraite à l'évaporateur plus l'équivalent thermique du travail de compression). Nous pouvons classer les condenseurs en deux familles : les condenseurs à chaleur latente et les condenseurs à chaleur sensible. Mais en général ils sont classés en trois catégories qui sont :

- . Les condenseurs à air ;
- . Les condenseurs à eau ;
- . les condenseurs évaporatifs.

I.3.4.1- Les condenseurs à air

Les condenseurs à air utilisent une source qui est abondante et gratuite. Le facteur qui influe sur le comportement est la température sèche de l'air. On est vite amené à ventiler de gros débits d'air et à installer des condenseurs présentant une très grande surface d'échange. Les condenseurs ventilés permettent de dégager des puissances thermiques importantes, et ont un coefficient global de transfert de chaleur entre 20 et 25 Kcal/h.m² °C.

Mais leur utilisation est limitée aux installations de faible puissance. Ceux à circulation d'air naturelle sont utilisés sur des installations de très faible puissance (réfrigérateurs ménagers, installations individuelles comme les compactes dans les systèmes séparés comme les split-systèmes et dans les appareils installés en toiture).

Les ventilateurs sont du type hélicoïde ou centrifuge. On choisit généralement des ventilateurs à basse vitesse, de façon à créer des niveaux sonores réduits.

I.3.4.2- Les condenseurs à eau

Ils utilisent les eaux de toute nature : eau de ville, eau de mer et eau de rivière. Le coût du traitement de l'eau limite l'utilisation dans le cas des installations de traitement d'air de confort à l'eau de ville tout en évitant de travailler à eau perdue. Ils offrent en plus l'avantage d'être moins encombrant pour les mêmes capacités d'échange.

Les condenseurs à refroidissement par eau peuvent se présenter sous trois formes :

- . Condenseurs verticaux ;
- . Condenseurs horizontaux ;
- . Condenseurs coaxiaux.

Mais on ne rencontre dans la majorité des installations que des condenseurs horizontaux du fait de leur facilité d'installation et aussi parce qu'ils sont relativement facile à nettoyer, car les fonds à eau sont démontables. La vitesse de l'eau dans les tubes va de 1,5 à 3 m/s.

Cependant l'un des inconvénients majeurs du condenseur à eau est l'utilisation de l'eau qui revient plus cher que celle de l'air et peut poser des problèmes de corrosion et d'entartrage.

I.3.4.3. Les condenseurs évaporatifs

L'échange de chaleur se fait à la fois par augmentation de la chaleur sensible de l'eau et par l'utilisation de la chaleur latente d'évaporation de l'eau. Ce type d'installation n'est pas très répandu sous nos cieux.

I.3.5- Le détendeur

Le détendeur permet d'abaisser la pression et la température du fluide frigorigène, de doser le liquide admis à l'évaporateur et de régler ainsi sa puissance. Il assure aussi le maintien dans l'évaporateur et dans condenseur des pressions (et par conséquent des températures) idéales pour le fonctionnement des installations dans les conditions extérieures données. Il permet donc de n'injecter à l'évaporateur que la quantité de fluide frigorigène nécessaire à l'absorption de la chaleur calorifique provenant du milieu à refroidir. Il existe plusieurs types de détendeurs ayant tous en commun le fait qu'ils constituent la frontière entre la zone de haute pression et celle de basse pression du circuit frigorifique. Nous énumérerons ici les différents types avec les domaines d'utilisation.

I.3.5.1- Les détendeurs capillaires

La détente du fluide est obtenue par perte de charge lors du passage dans le tube capillaire. Il ne permet nullement l'ajustement automatique du débit de fluide à l'évaporation en fonction de la charge calorifique de celui-ci. Ils sont utilisés dans les installations à faible puissance du type : réfrigérateurs ménagers et climatiseurs de fenêtres.

I.3.5.2- Les détendeurs pressostatiques

Ils sont utilisés dans la même gamme d'équipements mais aussi dans les installations de faible puissance. Le détendeur pressostatique automatique permet de façon automatique le maintien d'une pression d'évaporation constante à l'évaporateur. Son utilisation est limitée aux installations à faible puissance et de charge calorifique très peu variable.

I.3.5.3- Les détendeurs thermostatiques

Ils sont les plus utilisés dans les installations de puissance moyenne. Le détendeur thermostatique est plus performant que les deux premiers car il permet déjà d'assurer l'admission de fluide frigorigène à l'évaporation en fonction des charges extérieures.

I.3.5.4- Les détendeurs à flotteurs Haute Pression (HP) et Basse Pression (BP)

Ceux-ci sont utilisés dans les installations de grande puissance et présentent l'avantage de posséder par rapport au précédent une très large plage de modulation de puissance et une grande souplesse. Le temps de réaction est très bref lors d'une variation de la charge calorifique.

I.3.6- Les équipements annexes

I.3.6.1-Accumulateurs

C'est un équipement de sécurité à l'aspiration du compresseur pour éviter les coups de liquide. C'est dans cet équipement où arrive le fluide frigorigène sortant du condenseur et permettant une amélioration régulière de l'évaporateur.

I.3.6.2-Collecteur

C'est un équipement de stockage du fluide frigorigène à la sortie du condenseur.

I.3.6.3-Tuyauterie

Une installation frigorifique présente trois tuyauteries principales qui sont la tuyauterie d'aspiration au compresseur, la tuyauterie de refoulement et la tuyauterie d'amenée du liquide à l'évaporateur.

Ces conduites doivent en général :

- permettre une circulation aisée du fluide,
- ne pas présenter de charges excessives qui augmentent inutilement la charge du compresseur,
- éviter que l'huile ne s'accumule dans les points bas où elle se décanterait ,
- permettre le maintien de l'installation en état de propreté,
- permettre les contractions et les dilatations de conduites,
- dans les petites installation non munies de séparateur d'huile permettre sa circulation,
- rester d'un prix raisonnable

II - Production de froid par absorption

II.1. Généralités

Les machines à absorption sont depuis très longtemps sorties des laboratoires pour être utilisées industriellement et même au niveau domestique surtout au Japon, aux Etats-Unis et en Israël. Cet intérêt est motivé par trois préoccupations :

- la réduction des pics de consommation d'énergie électrique due à la climatisation dans ces pays ;
- la recherche de solutions alternatives à l'utilisation des CFC et des HCFC qui détruisent la couche d'ozone.
- la réduction des rejets de gaz à effet de serre par une utilisation de ressources énergétiques fossiles.

Dans un pays comme le Sénégal où l'énergie électrique coûte cher, les machines frigorifiques à absorption qui ne consomment presque pas d'énergie électrique,

présentent un grand intérêt. En effet, elles peuvent fonctionner, alimentées avec de l'énergie à faible niveau exégétique telle que l'énergie solaire ou les rejets thermiques.

II.2. Principe du cycle de réfrigération par absorption

Le cycle des machines frigorifiques à absorption est représenté par les figures ci-dessous.

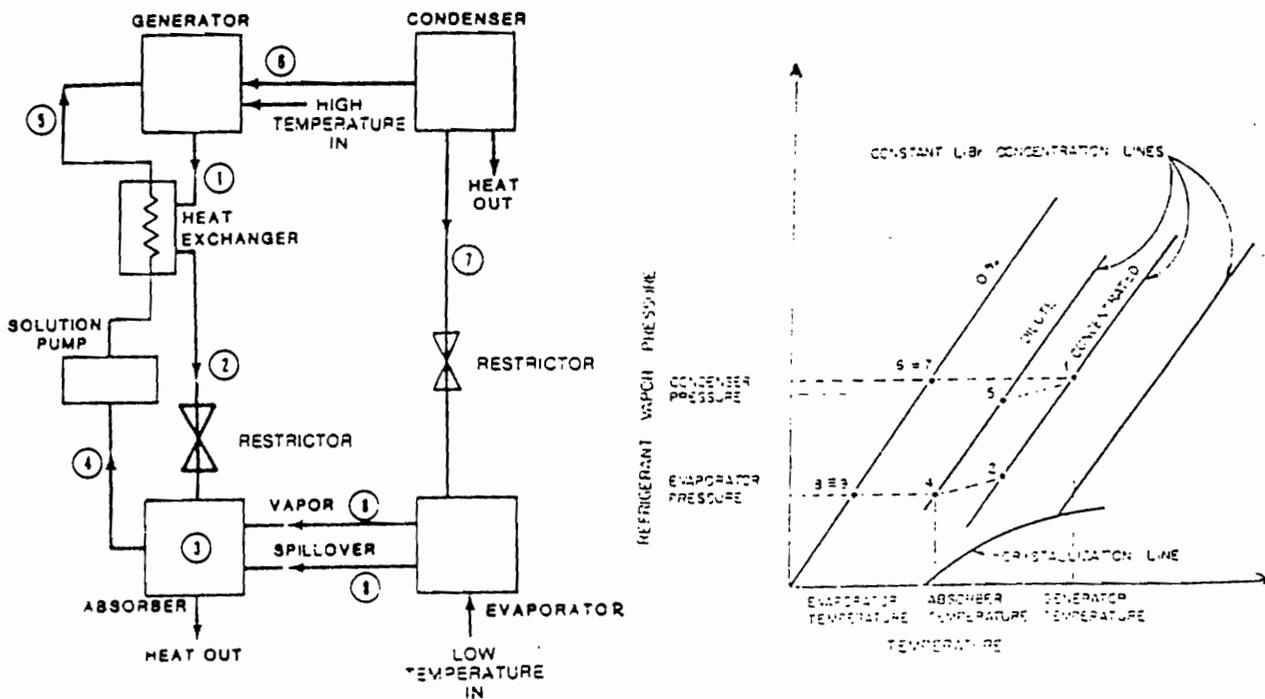


Figure I.2.a : Cycle des machines à absorption Figure I.2.b : Diagramme (P,T) du couple LiBr/H₂O

Dans une machine frigorifique à absorption, le compresseur des machines frigorifiques à compression est remplacé par un ensemble générateur/absorbeur.

Les cycles de réfrigération à absorption sont des cycles avec opération de chauffage dans lesquels le fluide secondaire (absorbant) absorbe le fluide primaire (fluide frigorigène à l'état gazeux) qui s'était déjà vaporisé dans l'évaporateur.

Dans le cycle à absorption de base, la vapeur du fluide frigorigène est transformée en phase liquide (solution) tout en restant à basse pression. Cette transformation est

rendue possible grâce à l'absorption de la vapeur par le fluide secondaire (l'absorbant). La solution fluide frigorigène() est pressurisée par une pompe de solution et envoyée au générateur en passant par un échangeur de chaleur. A partir du générateur, le fluide frigorigène et le solvant sont séparés, c'est-à-dire, régénérés par un processus de distillation.

En effet, le paragraphe suivant permet de mieux comprendre le processus du cycle à absorption :

Chemin 1-2.

La solution concentrée et chaude (1) en équilibre avec la pression du condenseur, quitte le générateur ; cette solution est refroidie dans l'échangeur de chaleur par l'intermédiaire de l'arrivée de la solution et est détendue avant d'entrer dans l'absorbeur (2)

Chemin 2-4.

La solution concentrée et froide (2) absorbe le fluide frigorigène à basse pression (8 et 9) dans l'absorbeur et est en équilibre avec la pression de l'évaporateur.

Chemin 4-5.

La solution (4) est pompée vers le générateur en passant par l'échangeur de chaleur, où elle est chauffée par la solution qui quitte le générateur.

Chemin 5-1.

La solution diluée et chaude (5) entre dans le générateur, où de la chaleur est ajoutée pour distiller le frigorigène (6). La solution chaude concentrée quitte le générateur (1).

Chemin 6-7.

Vapeur frigorigène chaude à haute pression (6) se condense (7).

Chemin 7-8.

Le liquide frigorigène chaud, est détendu dans l'évaporateur, où il s'évapore à basse pression et basse température à cause de la chaleur du milieu à refroidir.

La vapeur frigorigène froide à basse pression (8) est absorbée par la solution dans l'absorbeur (3).

Les éléments constituant le système à absorption sont :

- Evaporateur
- Condenseur
- Absorbeur
- Générateur

II.2.1- Les évaporateurs

Les évaporateurs sont des faisceaux de tubes à travers lesquels l'eau frigorigène est pulvérisée. Le fluide frigorigène (l'eau) se transforme en vapeur lorsqu'elle absorbe la chaleur qui provient du liquide à refroidir qui passe dans les tubes.

Ce phénomène est dû à la basse pression dans l'évaporateur. Dans certaines unités, le dépôt de l'eau est évité grâce à l'utilisation de séparateur de gouttelettes.

II.2.2- Les condenseurs

Les condenseurs sont des faisceaux de tubes situés dans la zone de vapeur au dessus du générateur et protégés contre le dépôt de sel par les séparateurs de gouttelettes. L'eau de refroidissement du condenseur passe d'abord par l'absorbeur.

II.2.3- Les absorbeurs

Les absorbeurs sont des faisceaux de tubes sur lesquels est pulvérisé l'absorbant. La vapeur de fluide de frigorigène se condense dans l'absorbeur en cédant de la chaleur à l'eau de refroidissement qui y passe.

II.2.4- Les générateurs

Les générateurs sont des faisceaux de tubes immergés dans l'absorbant, chauffés par de la vapeur ou de l'eau chaude.

II.3- Climatisation à absorption solaire

La climatisation solaire envisagée dans ce sous-chapitre concerne la climatisation de confort. Elle est certes, une idée attrayante du fait de la coïncidence de deux phénomènes d'insolation (donc d'apport d'énergie) et de besoin de froid pour la climatisation.

Beaucoup de filières de production de froid par utilisation de l'énergie solaire ont été étudiées et expérimentées.

L'annexe A.1 présente un organigramme de ces divers filières. Nous étudions, en ce qui nous concerne la climatisation solaire par machine à absorption qui présente une plus grande maturité technique. Il est aujourd'hui possible d'acheter des machines à absorption spécialement conçues pour des applications solaires et des progrès très significatifs sont escomptés dans le développement des ces machines.

II.3.1. Adaptation du cycle d'absorption à la production de froid solaire

Pour favoriser le fonctionnement de la machine à absorption avec une eau chaude et donc le générateur à des températures plus basses (120°C à 90°C) des modifications ont été apportées.

La solution initialement introduite dans le groupe est moins concentrée en sel que celle injectée dans une machine classique (60 % à 55 %), ceci pour faciliter la séparation des produits.

Le faible niveau de température atteint au générateur donne un moindre écart des titres de solution pauvres et riches en frigorigène. La qualité de réfrigérant générée au bouilleur est moindre, et l'amélioration de la puissance de la machine nécessite de relever le taux de circulation relative de solution. Cette modification pénalise les performances de la machine à cause d'une augmentation des pertes thermiques vers le milieu ambiant ; le COP sera donc plus faible.

Une autre intervention a visé à améliorer les conditions de refroidissement de l'absorbeur et du condenseur.

D'après la relation :

$$COP_f(id) = \frac{T_0}{T_1 - T_0} * \frac{T_2 - T_1}{T_2}$$

où T_0 : température d'évaporation

T_1 : température de condensation

T_2 : température de désorption

Une diminution de la température de refroidissement s'accompagne d'une augmentation du COP. Cet objectif a été atteint en choisissant un système de refroidissement liquide, et en modifiant les surfaces d'échanges dans les appareils.

Traduit dans la relation ci-dessus, un autre aspect vise à relever la température d'évaporation du frigorigène dans l'évaporateur, afin d'obtenir une valeur de COP frigorifique plus élevée. Une nouvelle conception de l'échangeur constitue essentiellement les modifications. L'autre souci des fabricants, dans le cas d'une fourniture d'eau chaude solaire, apparaît dans le manuel de service des appareils. Les valeurs nominales des températures et débits de fluides dans les circuits d'échange sont encadrées par des plages de tolérance assez grandes qui autorisent des fluctuations de l'apport énergétique. Cette possibilité facilite le fonctionnement avec une source de chaleur dont la disponibilité est fortement aléatoire. Nous noterons aussi des éléments à priori favorables à l'adoption de la climatisation solaire par machine à absorption :

- Les fortes charges frigorifiques sont comptés pour des périodes bien ensoleillées, durant lesquelles une fourniture énergétique importante assurera un bon fonctionnement de l'installation.
- La machine frigorifique à absorption présente l'avantage de conserver de bonnes performances pour différents régimes de fonctionnement à charge partielle.

Les caractéristiques techniques des machines à absorption vendues par CARRIER sont illustrées dans l'annexe A.2

II. 3.2- Réalisation d'un système de production de froid solaire

La climatisation solaire par machine à absorption à cycle continu est constituée des ensembles suivants :

- Système de collecte de l'énergie solaire ;
- Ballon de stockage d'eau chaude ;
- Energie d'appoint ;
- Groupe frigorifique à absorption ;
- Système de distribution de froid dans les locaux.

La figure ci-dessus montre le schéma de principe d'une installation solaire à absorption.

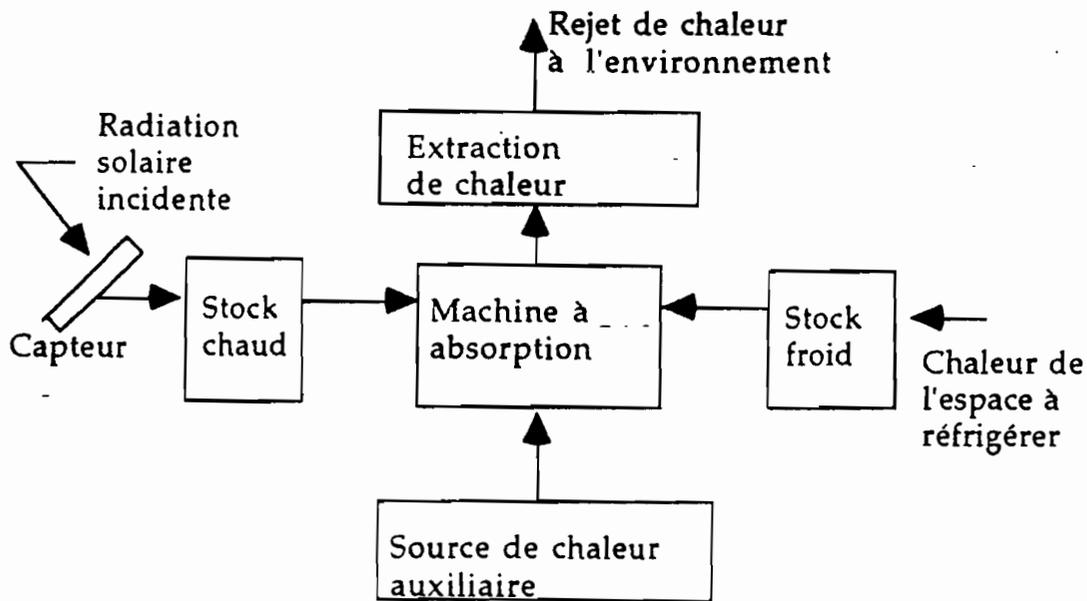


Figure I.3 : Schéma de principe pour une réfrigération solaire

La machine consomme une énergie thermique directement fournie par le système capteur, il n'y a pas besoin de transformer cette chaleur en travail.

DUMINIL propose de chiffrer le comportement du système grâce à un coefficient de performance frigorifique solaire défini par.

$$\varepsilon_g = \varepsilon_f \cdot \eta_f \cdot \eta_{cap}$$

ε_f : efficacité théorique du cycle à absorption

η_f : rendement exégétique du cycle à absorption

η_{cap} : rendement de captation

Cette formule peut encore s'écrire : $\varepsilon_g = COP_f \eta_{cap}$ avec COP_f coefficient de performance frigorifique de la machine.

Le système décrit, et appréhendé grâce au coefficient ne tient pas compte du caractère aléatoire des deux phénomènes d'insolation et de besoin de froid pour climatiser le bâtiment. Une réponse est apportée à ce problème avec l'insertion de dispositifs de stockage sur l'installation. Cette opération peut cependant prendre des formes diverses selon le principe de stockage adopté : par chaleur sensible, latente ou sous forme chimique ; et selon la forme d'énergie accumulée : chaleur fournie par le champ de capteurs ; ou énergie frigorifique produit par le groupe.

Ces considérations nécessitent la définition d'une gestion énergétique de l'installation qui s'appuie sur des critères résultant de travaux théoriques et aussi d'observation de résultats qui traduisent le comportement dynamique du système de climatisation. Il faut rappeler que la fourniture énergétique solaire est caractérisée par de fortes variations journalières, saisonnières et, de plus aléatoires. Il en va de même du besoin thermique du bâtiment qui dépend de paramètres variables comme les conditions météorologiques, l'activité des locaux.

II. 3. 2. 1- Système de collecte de l'énergie solaire

Le principe de la captation solaire étant l'absorption des rayons lumineux, l'élément fondamental est le capteur qui est une surface constituée d'un corps noir.

II. 3. 2. 1. 1- Principe physique de base de la captation

Le principe d'absorption ou d'émission de la lumière par la matière est basé sur deux lois fondamentales :

- Loi d'émission : Plus un corps est chaud, plus la lumière qu'il émet est de courte longueur d'onde.

- Loi d'émission : Plus un corps est chaud, plus la lumière qu'il émet est de courte longueur d'onde.
- Loi d'absorption : Un corps noir absorbe la lumière dans les mêmes proportions qu'il émet

Définition du corps noir : Toute matière qui absorbe de façon idéale la totalité de la lumière qu'il reçoit est appelée corps noir.

Il est choisi pour capter la lumière solaire parce qu'il absorbe tout le rayonnement.

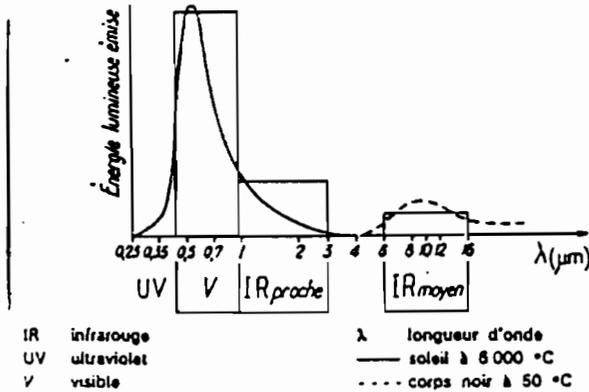


figure I.4 : Energies lumineuses émises par le Soleil et le corps noir

Le phénomène d'effet de serre : Le verre n'étant transparent qu'au rayonnement visible et au proche infrarouge, on peut, en entourant le corps noir d'une cage de verre, piéger le rayonnement solaire qui se situe dans le visible. La lumière qui traverse le verre chauffe le corps noir qui faiblement chauffé va émettre dans l'infrarouge pour lequel le verre est opaque ; l'infrarouge emprisonné dans la cage va retourner au corps noir contribuant ainsi à son échauffement : c'est l'effet de serre.

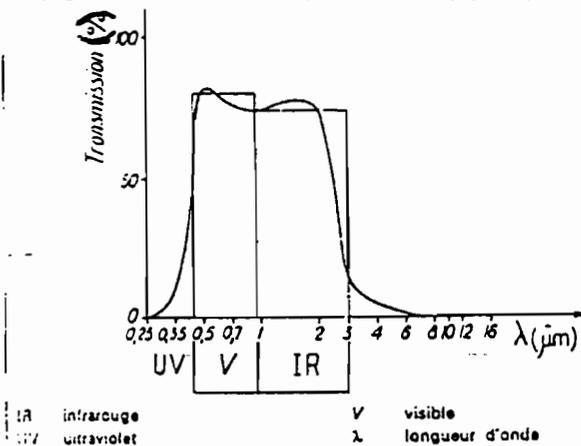


Figure I.5: Transmission d'une glace

Dans les capteurs plans utilisés pour la climatisation, on utilise des surfaces sélectives qui présentent des capacités d'émission-absorption dans le visible et la particularité d'être au contraire de mauvais absorbeur ou émetteur dans l'infrarouge pour réduire le plus possible les déperditions radioactives. Les capteurs à tubes sous vides présentent un intérêt particulier, vue leur performance.

Dans l'annexe A.3, nous avons présenté l'installation pilote de climatisation solaire du Centre Technique Régional des Caisses d'Epargne sur laquelle des études ont révélé que ses capteurs ont une productivité de 980 kWh/m² /an.

II. 3. 2. 1. 2- Rendement des capteurs

Le rendement d'un capteur se définit comme étant le rapport de l'accroissement de la puissance thermique E_c en moyenne du fluide caloporteur sur la puissance incidente E_v .

$$\eta = \frac{E_c}{E_v}$$

E_c et E_v sont exprimées en puissance par unité de surface. Un capteur idéal est celui dont le rendement est égal à 1 c'est à dire qu'il stockerait dans le fluide caloporteur toute la puissance reçue sous forme de rayonnement.

Pratiquement le rendement est plus complexe car il dépend du rendement optique du capteur ν et du coefficient surfacique de perte thermique θ .

$$\eta = \nu - \theta * \frac{t_c - t_a}{E_v}$$

avec t_c : température du capteur

t_a : température ambiante ; ν et θ sont fournis par le constructeur .

La variable $\frac{t_c - t_a}{E_v}$ précise les conditions d'utilisations du capteur.

Donc sa valeur dépend de l'utilisateur qui la fixe en mesurant à chaque instant de l'utilisation les trois variables.

La figure ci-dessous montre la courbe de rendement des capteurs sous vide CORTEC.

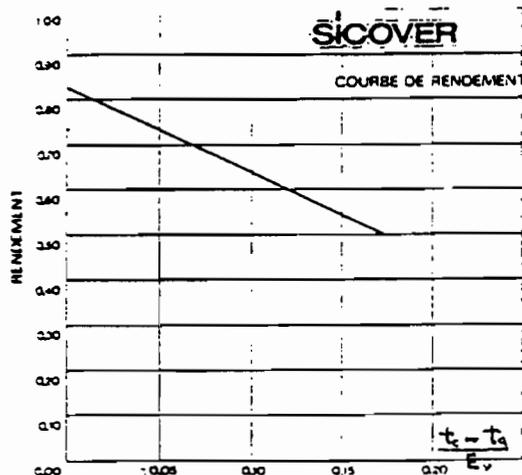


Figure I.6 : Rendement des capteurs CORTEC

Il faut noter que la fonction rendement donnée par les constructeurs est incomplète et qu'en réalité l'angle d'incidence i qui est l'angle entre le rayon lumineux et la normale du capteur doit être considéré. Il faut donc introduire un coefficient d'incidence.

$$\alpha(i) = 1 \quad \text{si } \cos(i) \geq 0.8$$

$$\alpha(i) = 2.5 * \cos(i) * \left(1 - \frac{\cos(i)}{1.6}\right)$$

la fonction rendement corrigée devient :

$$\eta(i) = \nu * \alpha(i) - \theta * \frac{t_c - t_a}{E_d}$$

Cette nouvelle fonction rendement convient bien au rayonnement direct.

Par contre, lorsque le ciel est couvert, tout le rayonnement est diffus.

On peut donc définir un coefficient qui s'applique à l'ensemble du rayonnement diffus.

L'expérience donne $\mu_d = 0,9$.

Une journée étant forte de rayonnement direct E_D et diffus E_d , le capteur récupère la puissance :

$$E_c = \nu * \alpha(i) * E_D + 0.9 * \nu * E_d - \theta * (t_c - t_a)$$

Ceci est l'équation du capteur.

II. 3. 2. 2- Ballon de stockage du fluide chaud

Il a un rôle important sur tous les systèmes solaires; les temps prolongés de chauffe et l'intermittence des panages nuageux constituent un empêchement à l'utilisation direct du fluide passé dans les capteurs, en contraignant à l'utilisation de cuves de stockage qui permettent d'emmagasiner l'énergie pendant les périodes de non utilisation. Il convient de déterminer le volume de stockage optimal par rapport à la surface de captation.

II. 3. 2. 3- Energie d'appoint

Dans les systèmes solaires , il est souvent considéré que l'appareil ne chauffe pas le fluide mais il lui apporte la chaleur prise au soleil. C'est par contre l'énergie d'appoint sous forme traditionnelle qui amène la température à sa valeur d'utilisation.

II. 3. 2. 4- Système de distribution de froid dans les locaux

L'utilisation du froid et la taille des locaux déterminent le système de distribution à choisir. Dans un local de grande taille équipé d'une centrale de traitement d'air, le groupe frigorifique à absorption sera couplé à la batterie d'eau glacée. Les appareils mis en place sont des ventiloconvecteurs répartis dans les différents locaux. Ils sont le siège de transferts thermiques entre l'aire de la pièce et le fluide caloporteur dans les conduits. La majeure partie de cet échange met en jeu une chaleur sensible.

Les surfaces d'échanges prévues doivent être assez importantes, car l'écart de température entre le fluide du circuit d'eau et le local est relativement faible ; elle est inférieure à 20°C. Parmi ceux - ci , il faut éviter autant que possible :

- Ceux qui règlent la puissance du système frigorifique sur la demande du local qui requiert le plus de froid ; la température réclamée par les autres locaux étant obtenue par chauffage terminal ;
- Ceux qui entraînent systématiquement des irréversibilités thermodynamiques (par exemple mélange de fluides à des températures différentes) ;
- Ceux pour lesquels les pertes frigorifiques des réseaux aérauliques et hydrauliques sont élevées ;
- Ceux pour lesquels la puissance mécanique nécessaire à la ventilation et à la circulation de l'air dans les locaux est importante. Il s'agit généralement des systèmes à haute pression (ou grande vitesse) qui font usage de boîte de mélange ou de détente où la puissance mécanique est malheureusement perdue. On évitera aussi des systèmes utilisant des ventiloconvecteurs équipés de moteurs à rendement insuffisant à haut ou bas régime et des batteries mécaniquement trop résistantes ; notamment du côté air.

II.4- Climatisation à absorption à gaz

II.4.1- Description et caractéristique

Une unité à absorption à gaz est une machine à absorption à double effet avec une chambre de combustion et brûleur intégrés. Au lieu d'utiliser de la vapeur ou de l'eau chaude, l'unité brûle du combustible pour fournir la chaleur nécessaire à la séparation du fluide frigorigène et de l'absorbant. L'unité à absorption à double effet et brûleur à gaz est basée sur une technologie de pointe et répond aux préoccupations d'aujourd'hui quant à la protection de l'environnement et au rendement énergétique.

Le cycle frigorifique à absorption d'eau/bromure de Lithium est de loin le plus utilisé par cette unité qui fonctionne en mode refroidisseur sans bruit et sans vibrations. L'utilisation du couple H_2O /Libr est justifiée dans la mesure où le bromure de Lithium possède une grande affinité avec l'eau, ce qui provoque l'absorption de l'eau frigorigène sous forme de vapeur par la solution concentrée dans l'absorbeur.

La chaleur est fournie par un brûleur à gaz naturel ou fuel . Ce sont des machines idéales pour les hôpitaux, les immeubles de bureaux, les écoles, les universités, les magasins et les industriels.

Le refroidisseur à absorption à double effet gaz fournit un refroidissement efficace et rentable avec une consommation d'électricité minimale. Seuls le brûleur, les commandes et la pompe de solution et celle du fluide frigorigène ont besoin d'électricité.

Le cycle à absorption à deux étages, avec brûleur à gaz, utilise un générateur chaud et un générateur froid ; un système de purge sans moteur qui stocke les gaz non condensables hors de la machine ; et un fonctionnement stable avec de l'eau de tour pouvant descendre jusqu'à 15°C. Les seules pièces en mouvement sont la pompe de fluide frigorigène et celle de la solution. Des gicleurs anti-colmatages et traités contre la corrosion assure une diffusion uniforme par aspersion pour un transfert de chaleur optimal.

II.4.2- Etude de la source de chaleur à gaz

Les machines à absorption à gaz utilisent le fuel-oil naturel comme source d'énergie. Vu que le fuel-oil est plus disponible et moins cher dans nos régions, donc son choix est incontestablement justifié.

En effet, le fuel-oil a une densité de 0,993 g/cm³ à 15°C, un dégagement de carbone de 0,843 kg de carbone par kg et un coût de 96 836 FCFA / tonne.

CHAPITRE II - ETUDES DES SYSTEMES DE CONDITIONNEMENT D'AIR UTILISES DANS LES PAYS TROPICAUX

I/ Généralités

Les systèmes de conditionnement d'air peuvent être classés en deux : le système central et le système unitaire. Une station de système central est une station dans laquelle les composantes du système sont tous regroupés ensemble dans une chambre centrale mécanisée à partir de laquelle l'air conditionné est envoyé aux espaces à climatiser à travers des conduites. Les grandes stations de système central sont montées sur place en suivant attentivement les plans préparés et les spécifications de l'ingénieur mécanicien qualifié. Par contre les petites stations utilisent des unités préfabriquées.

Les systèmes unitaires, par contre, fait utiliser des unités en monobloc qui s'installent facilement et rapidement sur un mur , une fenêtre ou au dessus d'une porte.

II / Systèmes Unitaires

II.1- Principe de fonctionnement

Ces systèmes établis pour être placés dans les locaux qu'ils conditionnent, renferment sous une seule enveloppe les appareils nécessaires au traitement et à la pulsion de l'air : on leur donne également le nom d'appareils individuels.

II.1.1- Climatiseur de fenêtre

Le climatiseur de fenêtre offre des capacités variant entre 1000 et 7000 fg/h. Certains modèles vont jusqu'à 10 000 fg/h.

Il utilise un système de réfrigération à expansion directe pour refroidir l'air venant de la pièce. Dans certains cas, il permet aussi de chauffer, soit par électricité soit par pompe à chaleur.

Certains appareils permettent un apport d'air extérieur arbitraire, lorsqu'il fonctionne en mode évacuation. Le contrôle de la température s'effectue à l'aide d'un thermostat électrique à même l'appareil. Le ventilateur à 3 vitesses permet d'ajuster le degré de refroidissement et de déshumidification de l'air. L'air est projeté directement dans la pièce à 1 ou 2 mètres de l'appareil. Un filtre primaire permet de retirer une partie des poussières.

II.1.2- L'unité compacte de toiture

Ce système fonctionne habituellement comme un système à débit variable. Conçu d'une manière compacte, il incorpore dans un caisson toutes les composantes essentielles permettant ainsi une installation sur toit.

Le pourcentage d'air frais peut être fixe (en fonction de l'évacuation) ou variable pour les appareils plus complets, ce qui permet de faire du refroidissement gratuit lorsque les conditions extérieures sont favorables. En règle générale, ce système dessert une zone. En option il est possible d'avoir un système multizone. Dans certains cas, il comporte des boîtes à volume variable en fin de course.

II.1.3- Les unités compactes autonomes

Les unités compactes autonomes contiennent tous les éléments nécessaires au traitement de l'air ; elles sont donc semblables aux climatiseurs de fenêtre mais sont conçues pour circuler des débits plus importants.

La régulation du ventiloconvecteur est assurée par un thermostat relié à la soupape de la batterie froide du ventiloconvecteur ou par arrêt du compresseur.

On distingue deux types :

- l'unité compacte autonome avec système de réfrigération intégré dont le condenseur peut être refroidi à l'air ou à l'eau ; en général dans ce cas il assure le traitement de la totalité des charges du local.

- l'unité compacte autonome sans système de refroidissement est donc alimentée en eau glacée. Dans certains cas, il sert d'appoint pour le traitement d'ambiance.

II.2- Domaine d'utilisation

Les systèmes unitaires sont employés dans les petits édifices à bureaux (02 étages et moins) ou dans une pièce unique. Ces groupes sont utilisés aussi pour régler un problème local.

III/ Système de climatisation centrale

Lorsqu'on cherche à réunir un ou plusieurs éléments pour diminuer les frais de première installation ainsi que l'encombrement, le système de climatisation centrale convient.

Ce système peut être classifié en sous systèmes dont les plus couramment rencontrés dans les pays tropicaux sont les systèmes simples, notamment :

- Le système à 100% d'air neuf
- Le système multizone
- Le système à débit constant, température variable
- Le système à volume variable

III. 1- Principe de fonctionnement

Dans ce système, l'air est entièrement traité dans une centrale unique comprenant tous les dispositifs nécessaires, avant d'être envoyé dans un réseau de gaines qui le distribue dans chaque local. Un tel système présente l'avantage de pouvoir grouper dans un seul local tous les appareils : filtres, ventilateur, échangeurs, groupes frigorifiques, etc.

L'implantation, le montage et surtout la surveillance et l'entretien en sont ainsi facilités. L'utilisation d'appareils de forte capacité conduit en général à une économie appréciable par rapport à la construction de plusieurs appareils plus faibles. Leur

rendement peut également être supérieur à celui d'appareils plus petits. Le transport des frigories depuis la centrale étant entièrement confié à l'air, les gaines devront être très soigneusement isolées pour les températures extrêmes possibles en période chaude.

Tous les locaux reçoivent de l'air à la même température et au même degré d'humidité ; les débits d'air froid envoyés dans chaque local doivent donc être calculés en tenant compte des frigories à apporter dans ce local : il ne sera possible de maintenir dans les locaux la même ambiance en air calme que si dans chacun d'eux le nombre de grammes d'eau dégagé par frigorie dégagée est sensiblement le même. S'il y avait de gros écarts dans ces chiffres de grammes d'eau par frigorie le problème serait pratiquement insoluble par installation centralisée : la marge que permettrait d'obtenir l'influence de la mise en vitesse de l'air conduirait à des réglages extrêmement délicats. Si les conditions peuvent évoluer dans un local indépendant des autres le seul réglage que l'on puisse effectuer concerne le débit d'air conditionné admis dans le local.

Ce réglage peut être manuel ou automatique : la centrale doit être pourvue d'un dispositif réduisant sa puissance lorsque l'appel d'air conditionné diminue. En période chaude, ce sont les locaux les plus occupés qui doivent recevoir le plus fort débit d'air froid. Il faut toutefois assurer le débit minimum confortable avec le bien-être .

L'on s'efforce donc de ne desservir par une même centrale que des locaux présentant des caractéristiques thermiques analogues : l'on peut d'ailleurs dans une certaine mesure jouer sur leur isolation pour modifier ces caractéristiques.

On pallie quelquefois cet inconvénient des installations centralisées en adoptant un réseau double de distribution d'air, une gaine est affectée à l'air conditionné et l'autre ne transporte que de l'air extérieur : chaque local comporte un dispositif automatique ou manuel permettant de régler la proportion du mélange.

Si ce système est très souple, il conduit par contre à une certaine complication du réseau .

On peut aussi adopter un système mixte avec ventiloconvecteur, ce qui permet aussi une régulation de la température de chaque local.

Comme énoncé ci-dessus, le principe de fonctionnement du conditionnement de l'air reste le même, mais il diffère au niveau de la distribution.

Ainsi pour les différents sous - systèmes cités ci-dessus, nous allons décrire pour chacun son mode de ventilation.

II. 1. 1- Les systèmes à débit constant température variable (SZRH)

Le système fonctionne à basse vitesse et à basse pression. Le ventilateur fonctionne à débit d'air constant. La qualité d'air admis est proportionnelle à la puissance de climatisation et au volume de renouvellement d'air par heure à maintenir dans le local.

La proportion d'air neuf et d'air recyclé est constant. La quantité minimale d'air de renouvellement est fonction des besoins des occupants et de la quantité d'air rejeté. La température de l'air soufflé dans les locaux est variable.

Un seul thermostat de pièce contrôle tout le système d'alimentation d'air monogaine. Le caisson de mélange en H offre la possibilité d'un refroidissement gratuit quand la température extérieure est basse et les volets modulants.

Il est le plus fréquent de tous les systèmes. Une partie de l'air repris dans le local est mélangé à l'air neuf, puis filtré, refroidi et déshumidifié ; cet air sera ensuite soufflé dans le local. La régulation est assurée par une sonde placée dans le retour et reliée à une soupape sur le serpentín d'eau glacée. Il arrive aussi que le thermostat de contrôle soit placé dans un local desservi par le système. Ce système assure un confort moyen à l'ensemble des locaux qu'il dessert, il peut arriver par conséquent que des pièces à forte ou à faible charge soient moins confortables. Les volets extérieurs sont en général réglés dans une proportion fixe et s'ouvre à la mise en marche du ventilateur.

II.1.2- Les systèmes à 100 % d'air neuf

Il fonctionne à basse vitesse et basse pression. Le débit d'air est habituellement constant car il est égal à la quantité d'air évacué. La température de l'air soufflé est

constante aux environs de la température à maintenir dans le local. Le système ne comporte ni de boîte de mélange ni de retour d'air.

Ce système prend l'air extérieur qu'il refroidit et déshumidifie selon les besoins pour l'introduire dans le local. Une partie de l'air est rejetée à l'extérieur par un système de reprise ou par des extracteurs sanitaires, de hall, d'ascenseurs, etc.

Ce type d'installation est très peu répandu compte tenu de son coût d'exploitation. Il est utilisé dans les laboratoires de recherches où l'air contient des substances toxiques ou des micro - organismes. Il est aussi utilisé dans les hôpitaux, cliniques, industries pharmaceutiques, etc.

Mais si le système 100% d'air climatisé est peu répandu, il existe une variante de ce système sans climatisation des bureaux non climatisés, des ateliers, des usines, des parkings, etc.

Les volets d'admission et d'extraction sont ouverts au départ du ventilateur. Ici, il n'y a pas de mélange air neuf, air extrait.

La température du local est contrôlée à l'aide d'une sonde de température située dans le local et qui agit sur la soupape de la batterie froide. L'humidité est quant à elle contrôlée par un humidistat situé dans le local et qui agit sur la soupape de la batterie chaude. Dans certains cas la batterie à eau est remplacée par une batterie électrique.

III. 1. 3- Le système multizone (MZS)

Une unité de traitement multizone peut couvrir de 2 à 15 zones. Un thermostat situé dans chaque zone règle une paire de volets situés à la sortie de chaque côté, juste à l'entrée de la gaine de mélange et de distribution. Un mélange différent de chaud et de froid permet d'obtenir la température de confort idéale pour la zone et ses occupants. Mais ce système nécessite un bon fonctionnement des mécanismes, de régulation et de contrôle.

Le système est en général composé d'une gaine d'alimentation et d'une gaine de reprise, d'un filtre, d'un ventilateur d'alimentation et d'une batterie froide et chaude.

Les volets d'admission et d'extraction sont ouverts au départ du ventilateur.

Le mélange entre l'air extérieur et l'air repris est fixe en général. La température localisée dans le caisson et agissant sur la soupape de l'eau glacée de la batterie froide. Un humidistat placé dans le retour assure le contrôle de l'humidité en agissant sur la soupape de la batterie chaude. Un thermostat de zone contrôle quant à lui la paire de volets solidaires qui permet d'effectuer le dosage adéquat d'air chaud et d'air froid pour le confort.

III. 1. 4- Le système à volume variable (VAVS)

Le système fonctionne à haute ou à basse vitesse et pression. Ce type de système de ventilation peut être installé partout où il y a plusieurs locaux à desservir et où l'on désire un certain niveau de confort. Le système fonctionne par réduction du débit d'air par ajustement de la pression statique dans la gaine. Le confort dans le local est contrôlé par un thermostat qui agit sur les volets dans la boîte de réduction de débit. Il assure en général un bon niveau de confort lorsque les locaux desservis sont occupés en permanence et que les gains internes et solaires sont à peu près constants. Le thermostat réduit la quantité d'air admise par action sur les volets pour la régulation. Un pressostat placé dans la gaine d'alimentation contrôle la vitesse du ventilateur. L'humidité est contrôlée par un humidistat placé dans la gaine de retour et qui agit sur la soupape de la batterie chaude.

Les ventilateurs fonctionnent à débit variable. Il existe quatre façons de faire varier le débit :

- Utiliser des volets motorisés à l'entrée ou à la sortie du ventilateur ;
- Faire varier l'angle d'attaque des pales d'un ventilateur axial.
- Faire varier les iris vortex d'un ventilateur centrifuge ;
- Faire varier la vitesse du ventilateur.

La quantité d'air admis est proportionnelle à la puissance de climatisation et au nombre de changements d'air par heure à maintenir dans le local.

Cependant, comme les gains solaires ne sont pas les mêmes sur chaque façade, on peut utiliser cette diversité pour réduire la quantité totale d'air du système, ce qu'on ne peut pas faire avec les autres genres de systèmes.

Dans les zones périphériques, l'action peut être couplée à un refroidissement (par des ventiloconvecteurs) le long des murs extérieurs pour compenser les pertes.

La proportions d'air de renouvellement et d'air recirculé varie. La quantité minimale d'air de renouvellement est basée sur les besoins des occupants et la quantité d'air évacué. La température de l'air soufflé est constante.

III. 2- Domaine d'utilisation

Le système central est un système de conditionnement d'air qui peut être utilisé dans plusieurs domaines. Quelques applications de ce système peuvent être citées :

- Espaces avec des charges uniformes
- Petites espaces demandant un contrôle très précis
- Systèmes multiples pour des surfaces larges
- Systèmes avec un contrôle environnemental complet
- Comme une source primaire de conditionnement d'air pour des autres systèmes.

CHAPITRE III - MODELISATION DU BATIMENT ET OUTILS DE CALCUL UTILISES

I/ Localisation

Le bâtiment étudié est situé à la latitude (+5°), à l'azimut (-109°), à la longitude (-4°) et à l'altitude 20 m..

II/ Enveloppe

Les caractéristiques des différents matériaux de construction sont données.

En effet, pour les briques, enduits, dalles, bois, arg..., on indique l'épaisseur, la conductivité thermique, la densité et la chaleur spécifique. Ainsi, on résume ces caractéristiques sous forme de tableau :

Matériaux	Densité (kg/m ³)	Conductivité (w/m.K)	Epaisseur (mm)	Chaleur spécifique (J/kg.°C)
Brique	1600	0,69	200	840
Enduit	800,92	0,16	15	836,77
Dalle	784,90	0,76	370	836,77
Arg	1922,22	1,8	10	836,77
bois	512,59	0,12	40	1380,66

Tableau III.1 : Caractéristiques des différents matériaux utilisés

III/ Occupation

Pour connaître le profil d'occupation durant l'année, il faut déterminer les profils journalier et hebdomadaire.

III.1- Profil d'occupation journalier

On définit deux types d'occupation journalier : OC-1 et OC-2.

Ainsi nous représenterons sous forme de tableau ces deux types :

OC-1	
Horaires	Taux d'occupation
1 ^H à 7 ^H	0
8 ^H à 12 ^H	1
13 ^H	0,5
14 ^H à 17 ^H	1
18 ^H à 24 ^H	0

OC-2	
Horaires	Taux d'occupation
1 ^H à 24 ^H	0

Tableaux III.2 : profil d'occupation journalier

III.2- Profil d'occupation hebdomadaire

Ici également , on définit deux types de profil hebdomadaires : OC-WK1 et OC-WK2. Les tableaux suivants définissent ces deux types :

OC-WK1	
Jour	Type de profil journalier
Lundi au vendredi	OC - 1
Samedi	OC - 2
Dimanche Et jours ferries	OC - 2

OC - WK2	
Jour	Taux d'occupation
Lundi au Dimanche et Jours ferries : De 1 ^H à 24 ^H	1

tableaux III.3 : profil hebdomadaire d'occupation

III. 3- Profil d'occupation annuel

On distingue deux types de profil : OCCUP-1 et OCCUP-2. Ainsi on a les tableaux suivants :

OCCUP-1	
Mois	Type de profil
1 ^{er} Janv 31 Decem	OC-WK1
OCCUP-2	
Mois	Type de profil
1 ^{er} Janv 31 Decem	OC-WK2

Tableau III.4 : profil annuel d'occupation

IV/ Eclairage

Pour l'éclairage aussi on distingue des profils journalier, hebdomadaire et annuel.

IV.1- Profil d'éclairage journalier

Deux types de profils sont déterminés : LT-1 et LT-2. Les tableaux suivants permettent de les identifier :

LT-1	
Horaires	Taux d'utilisation
1 ^H à 7 ^H	0
8 ^H à 17 ^H	1
18 ^H à 24 ^H	0

LT-2	
Horaires	Taux d'utilisation
1 ^H à 24 ^H	0

Tableaux III.5 : profil d'éclairage journalier

IV. 2-Profil d'éclairage hebdomadaire

On distingue deux types comme le montre les tableaux suivants : LT-WK1 ; LT-WK2 .

LT-WK 1	
Jour	Profil journalier
Lundi au Vendredi	LT-1
Samedi	LT-2
Dimanche et jours ferries	LT-2

LT-WK2		
Jour	Horaires	Profil d'éclairage
Lundi au Dimanche Et jours fériés	1 ^H à 18 ^H	0
	19 ^H à 23 ^H	1
	24 ^H à 24 ^H	0

Tableaux III.6 : profil d'éclairage hebdomadaire

IV.3- Profil d'éclairage annuel

Nous distinguons deux types : LIGHTS - 1 et LIGHTS - 2

LIGHTS - 1	
Mois	Profil hebdomadaire
1 ^{er} janvier au 31 décembre	LT - WK1

Tableaux III.7 : profil d'éclairage annuel

LIGHTS-2	
Mois	Profil hebdomadaire
1 ^{er} janvier au 31 décembre	LT - WK2

V / Infiltrations**V.1-Profil d'infiltration journalier**

Deux types sont déterminés : INF - 1
et INF - 2.

INF - 1	
Horaires	Taux d'infiltration
1 H à 6 H	0
7 H à 22 H	1
23 H à 24 H	0

INF - 2	
Horaires	Taux d'infiltration
1 H à 24 H	1

Tableaux III.8 : profil journalier d'infiltration

V.2-Profil hebdomadaire

On définit un seul type de profil hebdomadaire : INF - WK .

INF - WK	
Jour	Type de profil journalier
Lundi au vendredi	INF - 1
Samedi	INF - 2
Dimanche et jours ferries	INF - 2

Tableau III.9 : profil hebdomadaire d'infiltration

V.3-Profil d'infiltration annuel

On distingue un seul type de profil annuel : INF SCH. Le tableau suivant indique les propriétés de ce type :

INF SCH	
Mois	Profil hebdomadaire
1 ^{er} janvier au 31 Décembre	INF - WK

Tableau III.10 : profil annuel d'infiltration.

VI/ Conditions dans les espaces

On définit deux types de "conditions - espaces". Ces dernières servent à définir les conditions dans les zones thermiques du bâtiment.

En effet, on distingue ces deux types par Z -1 et Z -2.

Les tableaux suivants donnent les caractéristiques de chaque "condition-espace" :

Caractéristiques	Condition - espace	
	Z1	Z 2
Température (°C)	25	25
Type de profil d'occupation	OCCUP -1	OCCUP -2
Apport de chaleur par personne (W/pers)	140	140
Surface occupée par personne (M ² /pers)	20	20
Type de profil d'éclairage	LIGHTS -1	LIGHTS -2
Type de lumière	SUS -FLUOR	SUS - FRUOR
Flux lumineux (W/m ²)	7	7
Fraction de chaleur sensible des lampes	1	1
Profil d'utilisation des équipements	LIGHTS -1	LIGHTS -2
Apport (W/m ²) du aux équipements	4	4
Méthode de calcul d'infiltration	AIR -CHANGE	AIR - CHANGE
Nombre d'infiltration	0,5	0,5

Tableau III.11 : condition dans chaque espace

VII/ Zonage :

Le bâtiment est composé de huit étages, d'un Rez - de- chaussée et de Mezzanine. On le divise en onze zones thermiques réparties en deux groupes.

En effet, les zones 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, et 10 sont caractérisées par la condition d'espace Z-1 et sont desservies par le système SYST-1 alors que les zones 8, 9, 11, elles sont caractérisées par Z-2 sont desservies par le système SYST-2 .Des plenums sont également prévus : plenum 1 et plenum2.

L'affectation des zones au niveau du bâtiment est fait comme suit :

Niveau	Zones thermiques	Plenum	Système
Rez - de- chaussée	Zone -10	Plen - 1	SYST-1
1 ^{er} étage	Zone - 3 et Zone - 4	Plen - 1	
6 ^{eme} étage	Zone - 6 et Zone - 7	Plen - 1	
7 ^{eme} étage	Zone - 8 et Zone - 9	Plen - 2	SYST-2
8 ^{eme} étage	Zone - 11	Plen - 2	
Mezzanine	Zone - 5	Plen - 1	SYST-1
Etage courant	Zone - 1 et Zone - 2	Plen - 1	SYST-1

Tableau III.12 : répartition des zones dans le bâtiment

L'étage courant : c'est du 2^{ème} étage au 5^{ème} étage.

Les *plenums* permettent, dans un système central de desservir des zones où règnent les mêmes conditions de confort thermique.

VIII/ Application à laide d'un calculateur :

Après avoir déterminé les sources des charges thermiques, il nous faut les évaluer maintenant. Pour cela, nous avons choisi le logiciel DOE2. 1 E.

Présentation du logiciel :

L'outil de calcul du DOE2. (Département Of Energie) est un logiciel d'analyse énergétique des bâtiments développé aux Etats-Unis. C'est un programme réalisé en FORTRAN. Il est composé de cinq sous programmes qui sont : BDL (Building Description Langage processor), LOADS, SYSTEMS, PLANT et ECONOMICS.

BDL : c'est l'interface qui traduit les instructions et données en langage machine. Il permet de calculer la réponse des parois au transfert de chaleur en régime transitoire ainsi que l'inertie des zones thermiques définies auparavant.

LOADS : calcule les flux de chaleur latente et sensible constituant la charge horaire de climatisation pour chaque zone thermique dont la température choisie est supposée constante. Il intègre le taux d'occupation des zones thermiques, le nombre

d'occupation, la puissance et le profil horaire d'utilisation des équipements et de l'éclairage, les conditions climatiques, le délai de restitution des parois et les caractéristiques des ombres portées sur le bâtiment.

Il donne une première approximation des charges thermiques.

SYSTEMS : il corrige la première approximation donnée par LOADS, en tenant compte des caractéristiques de l'air extérieur, du programme d'utilisation des équipements, de la stratégie de régulation et le comportement du bâtiment, lorsque ni le chauffage, ni le refroidissement ne sont nécessaire : Ce module donne en sortie les charges horaires au niveau des zones et des équipements de distribution et de production.

PLANT : fait une simulation sur le comportement des chaudières, turbines, refroidisseurs, tours de refroidissement, des réservoirs de stockage etc, dans le but de déterminer les besoins en fuel et ou en électricité

ECONOMICS : calcule le coût de l'énergie. Il permet de comparer différentes solutions appliquées à un bâtiment.

La structure générale du logiciel est schématisée à l'annexe A.8.

Les simulations faites avec ce logiciel concernent les systèmes centraux à compression(énergie électrique) en premier lieu ; en deuxième lieu elles concernent les systèmes centraux à absorption à gaz .

Aussi avons-nous ciblé les systèmes MZS, SZRH,VAVS parce qu'ils sont les plus adaptés aux zones tropicales.

Les résultats de ces simulations sont donnés dans l'annexe B.

Quant aux systèmes centraux à absorption solaire, les charges thermiques considérées sont tirées des sorties du module "SYSTEMS". A partir de ces charges et en choisissant les capteurs sous vide, nous avons établi les bilans énergétiques relatives à une installation solaire et la résolution de ces équations a été réalisée grâce à "EXCEL" .

Il est à noter que nous n'étudions pas les systèmes unitaires, car des études ont montré que les systèmes centraux sont plus performants.

En effet leurs inconvénients sont : bruyance , mauvaise distribution de l'air, encombrement , espérance de vie courte, investissement élevé, occupe de l'espace utile, non flexible par rapport à la demande

CHAPITRE IV - ETUDES ENERGETIQUE, ECONOMIQUE ET ENVIRONNEMENTAL DES SYSTEMES CENTRAUX A COMPRESSION

I/ Etude énergétique :

Les systèmes centraux à compression qui font l'objet de ce chapitre diffèrent au niveau de la distribution de l'air conditionné, mais le principe de production de froid est le même.

Ces systèmes utilisent les machines à compression, donc ils fonctionnent à partir de l'énergie électrique.

Dans cette étude, les systèmes de distribution qui ont été cités précédemment seront abordés à savoir le système multizone (MZS), le système à volume constant, température variable (SZRH), le système à volume variable (VAVS).

Les résultats des simulations de chaque système sont présentés sous forme de tableaux . Ainsi nous définissons :

E_c : Energie annuelle de climatisation extraite par le système de distribution

P_c : Pic de charge de climatisation tenant compte des charges thermiques du bâtiment , des caractéristiques de l'air conditionné et de l'apport des ventilateurs.

D_t : Date à laquelle on atteint la charge maximale de climatisation

H_r :Heure à laquelle on atteint la charge maximale de climatisation

T_h : Température humide

T_s : Température sèche

E_f : Energie annuelle des ventilateurs

P_f : Puissance maximale des ventilateurs

E_{tc} : Energie totale de climatisation représentant l'énergie annuelle de climatisation plus les pertes dans les réservoirs et circuits d'eau glacée

E_{fp} : Energie consommée par les équipements de réfrigération

E_{peg} : Energie consommée par les pompes de circulation d'eau glacée

E_c : Energie consommée au niveau du condenseur

P_{cal} : Puissance frigorifique calculée

P_p : Puissance frigorifique pratique choisie à l'aide des catalogues

P_{eff} : Puissance effective de l'unité de production d'eau glacée.

I.1- le système multizone (MZS)

Le tableau ci-dessous donne les différentes énergies et puissances des équipements, le pic des charges de climatisation, l'énergie annuelle de climatisation. Les conditions de l'air extérieur, les date et heure correspondants au pic des charges de climatisation sont illustrées à travers le tableau suivant.

<i>systèmes</i>	E_c (Mwh)	P_c (kW)	Dt et Hr	T_h (°C)	T_s (°C)	E_f (Mwh)	P_f (kW)
SYST-1	405,843	344,703	24 Mai à 10h	27	29	30,526	11,696
SYST- 2	170,556	47,015	11 Nov. à 20h	23	23	23,115	2,639

Tableau IV.1 :Caractéristiques du système MZS

Après avoir déterminé les paramètres correspondant au système de distribution, il s'agit maintenant de donner l'énergie totale de climatisation durant l'année , la consommation en énergie électrique des différents composants de l'installation, la puissance frigorifique de l'unité de production de froid.

La connaissance de cette dernière permet, à partir des caractéristiques réelles du catalogue du fournisseur CARRIER, de faire le choix de la gamme à installer, et d'en déduire la puissance effective de l'unité (puissance des compresseurs + contrôle + puissance des ventilateurs + puissance absorbée par la pompe due aux pertes de charges de l'évaporateur) en supposant que la température de sortie de l'eau est 7°C et que celle de l'air extérieur est 35°C .

Le tableau ci-dessous en est une illustration :

Etc (Mwh)	Energie électrique consommée (Mwh)				Puis. frigorifique		Puissance pratique (kw)
	Efp	Epeg	Ec	Ef	Pcal (kW)	Pp (kW)	
640,6	323,053	35,593	78,012	53,647	374	379	148,1

Tableau IV.2 : Puissances et énergies consommées par le système

Les tableaux IV.1 et IV.2 montrent que la consommation annuelle en énergie électrique est de 490,41 Mwh., la puissance totale installée s'élève à 162,435 kW.

I. 2- Le système SZRH

Pour ce système également, deux sous-systèmes ont été définis dans le programme : Syst -1 et Syst -2.

Le tableau suivant indique les différentes énergies et puissances requises pour chaque sous-système. Mais également, il donne la date des pics de puissance et les caractéristiques de l'air extérieur.

	Ec(Mwh)	Pc (kW)	Dt et Hr	Th(°C)	Ts(°C)	Ef(Mwh)	Pf(kw)
Syst - 1	415,890	351,334	24 mai 10h	27	29	27,161	10,407
Syst - 2	170,328	50,307	11Nov.20h	23	23	20,566	2,348

Tableau IV.3 :Caractéristiques du système SZRH

D'après les résultats indiqués par le tableau IV.3, les besoins annuels en énergie de climatisation sont (415,890 + 170, 328), soit 586,218 Mwh.

Quant aux ventilateurs de soufflage, ils ont une puissance de 12,755 kW et une consommation en énergie de 47,727 Mwh/an.

En ce qui concerne les équipements de production de froid, leurs caractéristiques sont indiquées par le tableau ci-dessous :

Etc(Mwh)	Consommation annuelle en électricité (Mwh)				Puissance Frigorifique (kW)		Peff (kW)
	Efp	Epeg	Ec	Ef	Pcal (kW)	Pp (kW)	
651,6	322,403	78,694	36,339	47,727	380	379	148,1

Tableau IV.4 : Puissances et énergies consommées par le système

Les valeurs de ce tableau indiquent que la consommation annuelle en énergie électrique est de 484,163 Mwh ; la puissance installée est 160,855kW.

I.3- Le système VAWS

Dans ce cas aussi, le module SYSTEMS a été éclaté en deux sous- systèmes que sont syst -1 et syst - 2 selon le zonage de l'immeuble.

Les résultats de la simulation pour ce système sont résumés dans le tableau ci-dessous.

	Ec (Mwh)	Pc (Kw)	Dt et Hr	Th (°C)	Ts(°C)	Ef (Mwh)	Pf (Kw)
Syst -1	429,882	378,968	01Mars11h	27	29	37,410	14,333
Syst - 2	178,611	52,619	11Nov.20h	23	23	28,329	3,234

Tableau IV.5 :Caractéristiques du système VAWS

Ces résultats indiquent que les besoins annuels en énergie de climatisation sont de 608,493 Mwh, alors que les ventilateurs ont une puissance de 17,567 kW et une consommation annuelle de 65,739 Mwh.

Fort de ces résultats, il est possible maintenant de déterminer les puissances et énergies requises au niveau du module "plant", et aussi de choisir la taille de l'unité.

Etc(Mwh)	Consommation annuelle en Electricité (Mwh)				Puissance frigorifique (kW)		Peff (kW)
	Efp	Epeg	Ec	Ef	Pcal (kW)	Pp (kW)	
679	359,398	39,215	83,871	65,739	410	417	168,1

Tableau IV.6 : Puissances et énergies consommées par le système

Ces valeurs permettent de calculer l'énergie électrique totale annuelle consommée qui est de 548,228 Mwh ; la puissance installée est de 185,667 kW.

A partir donc des résultats précédents, il s'en déduit que le système SZRH requiert le moins d'énergie électrique (485,163Mwh) et une plus faible puissance installée (160,855kw). Donc sur le plan énergétique, ce système est plus rentable. Mais, si nous raisonnons en terme de charge maximale de climatisation, nous remarquons que le système MZS a un plus faible pic des charges de climatisation ; il est de 391,718kw.

Il s'ensuit que son énergie annuelle de climatisation est plus faible : elle est égale à 576,399Mwh. Ceci nous permet de choisir le système MZS comme modèle pour l'étude des systèmes centraux à absorption solaire.

II/ Etude économique :

Dans cette partie, une étude économique est faite sur les systèmes centraux à compression, en considérant le coût d'installation de la machine et le coût d'exploitation annuelle imputable à la source froide. Nous prendrons alors les caractéristiques réelles du catalogue du fournisseur CARRIER pour l'évaluation du coût initial de l'unité de production de froid à compression.

Les coûts pertinents sont alors :

- L'investissement initial
- Les économies d'impôt engendrées par l'acquisition de la machine en considérant un amortissement linéaire, une durée de vie de 10 ans et un taux d'imposition de 50%.
- Les coûts d'exploitation sont les annuités dues à la source d'énergie.

Dans cette étude, nous allons utiliser les résultats de l'étude énergétique pour évaluer économiquement les systèmes centraux à compression.

II.1- Le système MZS :

L'étude énergétique de ce système a permis de faire le choix de l'unité 30GZ N° 120 des refroidisseurs de liquide à condensation par air.

Ⓜ Coût de la machine à compression

Le coût hors taxe hors douane : 30.192615 FCFA

le coût hors TVA : 31.024037 FCFA

avec un taux de TVA de 20% le coût d'investissement de la machine est

$$I_{01} = 37228845 \text{ FCFA.}$$

Les économies d'impôts sont :

$$E.I.1 = \frac{37228845}{10} * 0.5 = 1861445 \text{ FCFA}$$

Ⓜ - Les coûts d'exploitation.

Les résultats de l'étude énergétique ont montré une puissance totale installée de $P_T = 162,435 \text{ kW}$. L'installation est certainement alimentée en MT vue l'ordre de grandeur de la puissance. Le tarif général est donc appliqué par la SENELEC, soit un coût de 80,63 FCFA/kWh pour les heures de pointes, 55,88FCFA/kwh pour les heures hors pointes et une prime fixe mensuelle de 2529,84FCFA/kw.

Si nous considérons que la période de pointe est de 20 heures à 23 heures, donc le pourcentage de fonctionnement durant les heures de pointe est $x = \frac{3}{24}$. Le coût annuel

de l'énergie est alors :

$$C.E.1 = \left[\left(\frac{3}{24} * 490410 * 80.63 + \frac{21}{24} * 490410 * 55.88 \right) + (2529.84 * 12 * 162.435) \right]$$

$$C.E.1 = 33.852.530 \text{ FCFA}$$

II.2-Le système SZRH :

Dans ce système, c'est aussi l'unité 30GZ N°120 des refroidisseurs de liquide à condensation par air qui est choisie.

Ainsi, avec les mêmes considérations que précédemment, le coût d'investissement de la machine revient à $I_{02} = 37.228.845$ FCFA.

Les économies d'impôts sont : $E.I.2 = 1.861.445$ FCFA

Ⓢ Les coûts d'exploitation

Pour une puissance installée de $P_{T..} = 160,855$ kW, et une consommation annuelle en énergie électrique de $E = 485.163$ kWh, le coût annuel est alors :

$$C.E.2 = \left[\left(\frac{3}{24} * 485163 * 80,63 + \frac{21}{24} * 485163 * 55,88 \right) + (2529,84 * 12 * 160,855) \right]$$

$$C.E.2 = 33.495.130 \text{ FCFA}$$

II.3- Le système VAVS :

L'étude énergétique faite sur ce système nous a permis de choisir l'unité 30 GZ N° 130.

Ⓢ Coût de l'unité à compression

Le coût hors taxe douane = 33.581.543 FCFA

Le coût hors TVA = 34.505.445 FCFA

Avec un taux de TVA de 20% le coût d'investissement de la machine est :

$$I_{03} = 41.406.535 \text{ FCFA}$$

Les économies d'impôts sont : $E.I.3 = \frac{41.406.535}{10} * 0,5 = 2.070.325$ FCFA

Ⓢ Les coûts d'exploitation

La consommation annuelle en électricité = 548.228 kWh

La puissance totale installée = 185,667kw

Donc le coût annuel est :

$$C.E.3 = \left[\left(\frac{3}{24} * 548228 * 80,63 + \frac{21}{24} * 548228 * 55,88 \right) + (2529,84 * 12 * 185,667) \right]$$

C.E.3 = 37.967.555 FCFA.

A partir des résultats obtenus, nous pouvons admettre qu'au niveau des systèmes centraux à compression, le système SZRH est plus rentable ; mais sa rentabilité par rapport au système MZS n'est pas significative. Dès lors pouvons-nous affirmer que les systèmes MZS et SZRH sont presque équivalents du point de vue énergétique et économique. Par contre le système VAVS dispose d'une unité de plus grande puissance frigorifique, soit un investissement initial plus élevé et des coûts d'exploitation énormes.

III/ Etude environnementale :

L'énergie électrique qui est la source d'énergie utilisée pour les systèmes centraux à compression est souvent issue d'une réaction chimique, par conséquent les résidus polluant sont rejetés dans l'atmosphère.

Les centrales thermiques qui sont les plus utilisées pour les demandes régulières, consomment des combustibles lourds comme le fuel pour produire de l'énergie électrique. Il en résulte un dégagement de gaz toxiques nés de la combustion, notamment le dioxyde de carbone (CO_2), rejetés dans l'atmosphère. L'effet de serre est donc augmenté, puisque le CO_2 absorbe une partie du rayonnement solaire émis par la terre et la retransmet vers l'espace ou vers la terre. Il s'ensuit donc une augmentation de l'apport énergétique né de la basse atmosphère et de la surface terrestre, lesquelles voient leurs températures augmenter. Ceci entraîne un surdimensionnement des machines frigorifiques, donc une augmentation du dégagement de CO_2 dans l'atmosphère.

Dans cette partie, nous allons calculer la quantité de carbone rejetée par une centrale thermique utilisant le fuel lourd, en utilisant la quantité d'énergie électrique consommée par les systèmes centraux qui font l'objet de cette étude.

En effet, nous savons qu'un kWh d'énergie électrique produit à partir du fuel entraîne le rejet de 0,222kg de carbone, de plus l'étude énergétique a montré que le système SZRH consomme moins d'énergie ; la masse carbone rejeté par année due à ce système est alors :

$$M_C = 0,222 \times 485.163 , \text{ soit } M_C = 107.706,186 \text{ kg de carbone}$$

CHAPITRE V - ETUDE ENERGETIQUE, ECONOMIQUE ET ENVIRONNEMENTAL DES SYSTEMES CENTRAUX A ABSORPTION A GAZ

I/ Etude énergétique :

Les systèmes centraux à absorption à gaz, qui seront étudiés dans ce présent chapitre utilisent les machines à absorption à gaz dont la description a été faite dans les chapitres précédents.

Ces systèmes se présentent sous différentes variantes selon le mode de distribution de l'air conditionné, mais le principe de production de froid ne changent pas.

Dans cette partie les systèmes de distribution MZS, SZRH et VAVS sont étudiés , mais la source d'énergie utilisée est du gaz (dans notre étude c'est le fuel qui est utilisé).

Les résultats obtenus à l'aide des simulations sont présentés sous forme de tableaux. Les significations des paramètres de sortie utilisés dans ces tableaux sont définis comme suit :

Cfg : consommation annuelle en fuel-oil (ou en gaz) du refroidisseur

Etrf : énergie annuelle consommées en électricité par la tour de refroidissement

Ptrf : Puissance de la tour de refroidissement.

Ppog : puissance des pompes de circulation

Pb : puissance au niveau du brûleur

Les paramètres non définis ici sont supposés identiques à ceux définis précédemment pour les systèmes à compression.

I.1-Le système multizone (MZS)

Le même zonage que les systèmes à compression est adopté, donc les énergies et puissances des équipements au niveau du système de distribution, les pics de charge de climatisation, l'énergie annuelle de climatisation ne changent pas (tableau IV.1).

Nous allons maintenant illustrer, à travers le tableau ci-dessous, l'énergie totale de climatisation, la consommation annuelle de gaz, la consommation annuelle en électricité des éléments tournants au niveau du système. La puissance frigorifique ne change pas, mais l'unité de production de froid, par contre, n'est pas la même. La connaissance de la puissance frigorifique permet de choisir la capacité de l'unité de production qui satisfait la demande.

Etc(Mwh)	C _{fg} (m ³)	Consommation annuelle en Electricité (Mwh)				Puissance Frigorifique (kW)		Puissance électrique (kw)		
		E _{fp}	E _{peg}	E _{trf}	E _f	P _{cal}	P _p	P _{peg}	P _b	P _{trf}
640,6	74,304	34,760	35,693	85,563	53,647	374	390	4,075	2,653	13,010

Tableau V.1 : Puissances et énergies consommées par le système

Les valeurs du précédent tableau indiquent que la consommation annuelle en énergie électrique est de 209,663 Mwh. La consommation annuelle en gaz s'élève à 74,304 m³ de fuel. La puissance électrique installée est égale à la somme des puissances des ventilateurs de soufflage, de la pompe de circulation, du brûleur à gaz, de la tour de refroidissement, donc elle est de 34,073kw. Ces valeurs vont nous permettre d'évaluer le coût d'exploitation du système et le coût de la machine à absorption dans l'étude économique.

De même, dans l'étude environnementale, nous pourrions évaluer la quantité de carbones dégagée par le système à gaz.

I.2- Le système SZRH

Dans ce cas aussi, nous allons présenter à travers le tableau ci-dessous les puissances électriques des différents équipements, ainsi que les consommations annuelles en électricité et en gaz.

Au niveau du système de distribution de l'air conditionné, les valeurs ne changent pas par rapport au système SZRH à compression.

Etc (Mwh)	Cfg(m ³)	Consommation annuelle en Electricité(Mwh)				Puissance frigorifique(kW)		Puissance électrique (kW)		
		Efp	Epeg	Etrf	Ef	Pcal	Pp	Ppeg	Pb	Ptrf
551,6	75,417	18,686	36,339	87,014	47,727	380	390	4,148	2,7	13,244

Tableau V.2 : Puissances et énergies consommées par le système

Les résultats présentés dans le tableau révèlent une consommation annuelle en électricité de 189,766 Mwh, et une consommation annuelle en gaz de 75,417 m³ de fuel. La puissance installée s'élève à 32,847 kW.

I.3-Le système VAVS

Le tableau suivant présente les consommations en électricité et en gaz du système, les puissances électriques des divers équipements.

Etc (Mwh)	Cfg(m ³)	Consommation annuelle en Electricité(Mwh)				Puissance frigorifique(kw)		Puissance électrique (kw)		
		Efp	Epeg	Etrf	Ef	Pcal	Pp	Ppeg	Pb	Ptrf
679	79,092	19,914	39,215	93,601	65,739	410	420	4,477	2,914	14,293

Tableau V.3 : Puissances et énergies consommées par le système

Le tableau révèle une consommation annuelle en électricité de 218,469 Mwh et une consommation annuelle en gaz de 79,092 m³ de fuel. La puissance électrique installée est de 37,659kw

L'analyse des résultats obtenus lors de l'étude énergétique révèle que le système MZS a une plus faible consommation en gaz, soit 74,304 m³ de fuel, mais il consomme plus d'énergie électrique que le système SZRH.

Le système VAVS consomme plus de gaz et d'électricité que les deux autres, donc sur le plan énergétique ce système n'est pas rentable.

Une étude économique détaillée nous permettra de faire un choix entre les systèmes MZS et SZRH.

II/ ETUDE ECONOMIQUE :

Nous allons aborder cette partie de la même façon que l'étude économique des systèmes centraux à compression.

En effet, en utilisant les résultats de l'étude énergétique, et les caractéristiques réelles du catalogue du fournisseur CARRIER, nous allons évaluer l'investissement et les coûts d'exploitation du système à absorption.

Les coûts pertinents sont alors :

- L'investissement initial
- Les économies d'impôt engendrées par l'acquisition de la machine en considérant un amortissement linéaire, une durée de vie de 10 ans et un taux d'imposition de 50%.
- Les coûts d'exploitation sont les annuités dues à la source d'énergie.

II.1 Le système MZS

Dans ce système, c'est l'unité 16 DF N° 011 des "Refroidisseurs de liquide hermétiques à absorption" qui est choisie.

® Coût de l'unité.

Le coût hors taxe hors douane = 69.098.695 FCFA

Le coût hors TVA = 75.519.620 FCFA

Avec un taux de TVA de 20% le coût d'investissement de la machine est :

$$I_{01} = 90.623.545 \text{ FCFA}$$

Les économies d'impôts sont : $E.I.1 = \frac{90.623.545}{10} * 0,50 = 4.531.120 \text{ FCFA}$

Ⓜ Les coûts d'exploitation

Les résultats de l'étude énergétique ont montré une consommation annuelle en fuel de 74,304 m³, une consommation annuelle en énergie électrique de 209663 kWh, et une puissance installée de 34,073 kW. Le coût du fuel étant de 96836

FCFA/tonne, nous allons calculer d'abord la masse de fuel utilisée :

$$V = 74,304 \text{ m}^3$$

$$\rho = 0,993 \text{ kg/l} \quad \text{d'où } M = \rho * v \quad M = 73,784 \text{ tonnes}$$

La tarification de la SENELEC est telle qu'elle a été décrite dans les chapitres précédents. Donc le coût annuel de l'énergie est :

$$C.E.1 = \left[(73,784 * 96836) + \left(\frac{3}{24} * 209663 * 80,63 + \frac{21}{24} * 209663 * 55,88 \right) + (2529,84 * 12 * 34,073) \right]$$

$$C.E.1 = 20.543.950 \text{ FCFA}$$

II.2-Le système SZRH

C'est l'unité 16 DF N°11 des "refroidissements de liquide hermétique à absorption" qui est choisie.

Le coût de l'unité a été déjà donné.

Ⓜ Les coûts d'exploitation

La consommation annuelle en fioul étant de 74,889 tonnes, l'énergie électrique utilisée et la puissance installée sont respectivement de 189766 kWh et 32,847 kW, alors le coût annuel de l'énergie est :

$$C.E.2 = \left[(74,889 * 96836) + \left(\frac{3}{24} * 189766 * 80,63 + \frac{21}{24} * 189766 * 55,88 \right) + (2529,84 * 12 * 32,847) \right]$$

$$C.E.2 = 19.440.335 \text{ FCFA.}$$

II.3- Le système VAVS

Nous avons installé l'unité 16 DF N° 012 dans ce système.

ⓐ Coût de l'unité

Le coût hors taxe hors douane = 74.413.980 FCFA

le coût hors TVA= 81.328.820 FCFA

Avec un taux de TVA de 20%, le coût d'investissement de la machine est :

$I_{03} = 97.594.585$ FCFA

les économies d'impôts sont : $C.E.3 = \frac{97.594.585}{10} * 0,50 = 4.879.730$ FCFA

ⓑ Les coûts d'exploitation

La consommation annuelle en fuel est 78,538 tonnes ; la consommation annuelle en électricité et la puissance installée sont respectivement de 218.469 kWh et 37,659 kW. Le coût annuel de l'énergie est alors :

$$C.E.3 = \left[(78,538 * 96836) + \left(\frac{3}{24} * 218469 * 80,63 + \frac{21}{24} * 218469 * 55,88 \right) + (2529,84 * 12 * 37,659) \right]$$

$C.E.3 = 21.632.500$ FCFA.

III/ Etude environnementale :

Dans les systèmes centraux à absorption à gaz, presque 80% de l'énergie utilisée provient de la source à gaz qui consomme directement du fuel, le reste provient de la source électrique dont la consommation en fuel est évaluée à partir des centrales thermiques.

Ces systèmes ont donc le même impact environnemental que les systèmes centraux à compression, car ils consomment également du fuel pour produire de l'énergie. Il s'ensuit donc une libération de dioxyde de carbone (CO₂) jeté dans l'atmosphère. L'effet de serre est donc augmenté, par conséquent il en résulte un réchauffement global de la température de la basse atmosphère et de la surface terrestre.

Dans cette étude, il s'agit donc d'évaluer la quantité de carbone rejetée par le système à gaz, car 1 kg de fuel libère 0,843 kg de carbone.

Pour évaluer la quantité de carbone émise, nous allons considérer la quantité d'énergie électrique et la masse de fuel consommées. Le tableau suivant résume la consommation en énergie des différents systèmes à gaz.

MZS		SZRH		VAVS	
Consommation en énergie électrique (kWh)	Consommation en Fuel (kg)	Consommation en énergie électrique (kWh)	Consommation en fuel (kg)	Consommation en énergie électrique (kWh)	Consommation en Fuel (kg)
209.663	73.784	189.766	74.889	218.469	78.538

Tableau V.4 : Consommation en énergie des différents systèmes à gaz

Le tableau révèle que le système SZRH consomme moins d'énergie que les deux autres, donc la quantité de carbone rejetée par ce système est :

$$M_c = 0,222 * 189766 + 0,843 * 74.889 \quad M_c = 105.259,479 \text{ kg}$$

CHAPITRE VI - ETUDES ENERGETIQUE, ECONOMIQUE ET ENVIRONNEMENTALE DES SYSTEMES CENTRAUX A ABSORPTION SOLAIRE

I/ Conception de l'installation

Dans les chapitres précédents, nous avons développé le principe de climatisation à absorption solaire, de plus nous avons étudié l'adaptation du cycle d'absorption à la production de froid solaire.

Nous allons maintenant faire la conception de l'installation à absorption solaire en utilisant les résultats des simulations du système central à compression. En effet, les pics de charges de climatisation sont plus faibles au niveau du système MZS à compression, donc nous utiliserons la puissance frigorifique de ce système pour dimensionner le système à absorption. Il s'ensuit donc l'écriture du programme détaillé de toutes les parties du système.

I.1- Modélisation du système :

La machine en tant que telle est généralement réservée aux applications où de grandes puissances sont nécessaires.

Un système solaire est constitué des ensembles principaux schématisés sur la figure I.3 (chapitre I):

Deux parties essentielles se distinguent : la machine proprement dite comportant l'évaporateur, le condenseur, l'absorbeur, le générateur et les éléments de liaison (tuyauterie entre ses éléments) et l'insolateur solaire qui est chargé de produire la chaleur et de maintenir le niveau de température du générateur fixe.

I.1.1- La machine à absorption :

Les variables d'entrée de ce modèle sont les caractéristiques de fonctionnement de la machine, c'est à dire les températures du générateur, du condenseur, de l'absorbeur et

de l'évaporateur. La connaissance de la puissance frigorifique permet de déterminer les débits massiques dans le système : les enthalpies aux niveaux des différents endroits du circuit sont connues, donc on peut déduire les besoins en puissances dans le condenseur, l'absorbeur et le générateur. Le coefficient de performance (COP) du système est donné par : $COP = \frac{Q_e}{Q_g}$ avec Q_e : puissance de l'évaporateur et Q_g :

puissance du générateur

En vue d'être pratique, nous avons choisi l'unité ARKLA dont on connaît les performances (Annexe A9) et qui est commercialisée.

I.1.2- L'insolateur solaire :

Le capteur solaire est orienté plein Sud avec une inclinaison de 45° suivant la latitude du lieu.

Les notations représentées dans les tableaux ci-dessous sont adoptées dans les équations.

Paramètres		Indices	
Nom	Symbole	nom	symbole
température	T	vitre	v
chaleur massique à pression constante	c	absorption	l
coefficient d'échange par convection	hc	fluide calopoteur	f
débit	M	air ambiant	a
facteur total d'absorption	α	réservoir	r
facteur total d'émission	ϵ	fluide d'utilisation	u
facteur total de transmission	τ	fluide d'appoint	app
aire	A		
éclairage énergétique du au rayonnement global	Gn		

Tableau VI.1 : Paramètres et indices utilisés dans les équations

Les différentes équations correspondant au bilan énergétique dans chaque partie du système sont les suivantes :

- a) Bilan thermique de la vitre

$$Q_1 + Q_2 - Q_3 - Q_4 = 0 \quad (\text{VI-1})$$

$Q_1 = A'V \cdot G_n \cdot \alpha_v$: quantité de chaleur absorbée par la vitre

$Q_2 : A \cdot \sigma \cdot \varepsilon_1 \cdot (T_e^4 - T_v^4)$: chaleur rayonnée de l'absorbeur vers la vitre

$Q_3 : A_v \cdot \sigma \cdot \varepsilon_v \cdot (T_v^4 - T_c^4)$: chaleur rayonnée de la vitre vers le ciel : $T_c = 0,0552 \cdot T_a^{1,5}$

$Q_4 = A_v \cdot \sigma \cdot h_{cva} \cdot (T_v - T_a)$: chaleur convective de la vitre vers l'extérieur

b) Bilan thermique de l'absorbeur

$$\alpha_1 \cdot A \cdot G_n \cdot \tau_v - Q_2 - Q_5 = 0 \quad (\text{VI-2})$$

$Q_5 : A_t \cdot h_{clf} \cdot (T_l - T_f)$: chaleur convective de l'absorbeur vers le fluide caloporteur.

c) Bilan thermique du fluide caloporteur à l'intérieur du capteur

$$nQ_5 - Q_6 = 0 \quad (\text{VI-3})$$

$Q_6 = M_f \cdot C_f \cdot (T_{2f} - T_{1f})$: chaleur emportée par le fluide caloporteur.

d) Bilan thermique du réservoir

$$m \cdot Q_6 - Q_7 - Q_8 = 0 \quad (\text{VI-4})$$

$Q_7 : A_r \cdot h_{cra} \cdot (T_r - T_a)$: chaleur perdue à la périphérie du réservoir par convection

A_r : Aire extérieure totale du réservoir

T_r : Température moyenne du réservoir

Q_8 : chaleur utilisée au niveau du générateur.

e) Rendement du capteur : $\eta = 0,83 - 1,9 \cdot (T_l - T_a) / G_n$ (VI-5)

f) Energie d'appoint : $Q_{app} = \rho \cdot V \cdot c_p \cdot (T_u - T_a) / \Delta t$; (VI-6)

$\Delta t =$ temps de chauffe

Variables n : nombre de vitres en série

m : nombre de vitres en parallèle

T_{1f} : température du fluide à l'entrée du capteur

T_{2f} : température du fluide à la sortie du capteur

T_v : température de la vitre

T_l : température de l'absorbeur

On suppose que T_{1f} = T_r = T_u

D'une part, l'expérience a montré que 1m² de capteur peut correspondre à 0,075 m³ de volume de stockage alors, le volume V = 0,075*n*m*A

D'autre part, si nous considérons que le réservoir est cylindrique de diamètre d et de

hauteur h avec $h = \frac{7}{4}d$, donc $Ar = \frac{9*3,14}{4} * \left(\frac{16*V}{7*3,14} \right)^{\frac{1}{3}}$

Les valeurs des constantes et leurs significations sont données par le tableau suivant :

$\sigma(w/m^2 k^4)$	5,67E-08
av	0,03
$\epsilon l, \epsilon cu$	0,05
ϵv	0,05
hcva(w/m ² k)	26,0238
τv	0,92
A(m ²)	1,13
At(m ²)	0,74
αl	0,95
hclf(w/m ² k)	1000
m'f(kg/s)	1,91E-02
cpf(J/kg,k)	2,17E+03
hcra(w/m ² k)	5,8
A' v(m ²)	2,02
Av(m ²)	4,03
Ta(k)	306,15
Gn(w/m ²)	800

Tableau VI.2 : Constantes utilisées dans les équations

I.2- Détermination de la radiation solaire reçue par les capteurs :

Soit une surface située à un point de latitude L , orientée de telle sorte qu'elle fasse un angle c par rapport au Sud et inclinée d'un angle i par rapport à l'horizontal du lieu.

Dans ces conditions, le flux I_{oi} reçu par cette surface est donné par la relation :

$$I_{oi} = I_0 \sin h_e \text{ avec } I_0 : \text{ constante solaire hors de l'atmosphère} = 1353 \text{ w/m}^2$$

Pour un calcul plus précis, on tient compte de la variation de la distance terre-soleil pendant l'année ; dans ce cas $I_0 = 1353 \cdot (1 + 0,033 \cos j)$;

$$\sin h_e = \sin L_e \cdot \sin \delta + \cos L_e \cdot \cos \delta \cdot \cos w_e$$

$$\delta : \text{ déclinaison} = 23,45 \cdot \sin [0,98 \cdot (j + 264)]$$

$$w_e = w - d$$

L : latitude du lieu ; T : temps solaire par rapport au midi solaire ;

$w = 15 \cdot T$; d et L_e sont déterminés à partir des équations suivantes :

$$\sin i \cdot \sin c = \cos L_e \cdot \sin d$$

$$\cos i \cdot \sin L - \sin i \cdot \sin c \cdot \cos L = \sin L_e$$

j : jour de l'année

h : angle formé par la direction du soleil et l'horizontal

On considère que les capteurs sont orientés plein Sud puisque nous sommes dans l'hémisphère Nord.

On considère aussi que l'inclinaison est de 45° . Aussi pour déterminer L_e et d on pose :

$$i = 45^\circ ; c = 0 ; L = 5^\circ$$

Donc on obtient le système suivant :

$$\cos L_e \cdot \sin d = 0$$

$$\cos 45 \cdot \sin 5 = \sin L_e$$

$$\text{d'où } d = 0^\circ \text{ ou } 180^\circ \quad L_e = 3,533^\circ.$$

δ (déclinaison en °)	j(numéro du jour dans l'année)	sinhe
-21,25637656	17	0,599282254
-13,65744037	47	-0,454532365
-3,336548816	75	0,860093387
8,487724795	105	0,562340284
18,12579502	135	-0,689169815
22,85632049	162	0,512798513
21,68683903	198	0,843394746
14,5145415	228	0,376767716
3,603699123	258	0,745717131
-8,235356574	288	0,263509377
-17,95321197	318	-0,490776615
-22,69690011	344	0,698519364

Io(flux global)	loi(flux reçu par le capteur)	valeur absolue du flux
1319,871173	790,9753714	790,9753714
1373,607149	-624,3489065	624,3489065
1309,196823	1126,03153	1126,03153
1326,560416	745,9783616	745,9783616
1386,456413	-955,5039093	955,5039093
1324,04471	678,9681579	678,9681579
1310,40244	1105,186533	1105,186533
1336,54769	503,5680205	503,5680205
1313,033995	979,1519432	979,1519432
1336,381777	352,1491294	352,1491294
1380,881947	-677,7045673	677,7045673
1319,01656	921,358609	921,358609
	Σ	9460,925039
	$\Sigma/12$	788,4104199

Tableaux VI.3 : Valeurs remarquables du flux durant l'année

I.3-Présentation des résultats de la simulation :

Au niveau de l'installation, nous avons associé quatre machines de type ARKLA en parallèle pour satisfaire les besoins en climatisation. Ainsi, nous avons choisi trois machines ARKLA de la série N° 143, de puissance frigorifique $P_e=109,7$ kW chacune, et une machine ARKLA de la série N° 20, de puissance frigorifique $P_e=45,6$ kW.

Avec le logiciel "Excel", nous avons obtenu les résultats suivants :

Paramètres de l'insolateur		puissances en watt	
n	6,6616	Q1	48,48
Tl	423,8877	Q2	7,49E+01
Tv	307,1892	Q3	14,3963
T1f	365,25	Q4	108,9840
T2f	480,5925	Q5	715,1957
Ar	16,7299	Q6	4764,3392
Tc	295,6926	Q7	5734,6753
Tr, Tu, T1f	365,25	Q8	1,48E+05
m	32,3098		
V	18,2411		
η	0,5504		
nombre capteurs:	224		

Tableaux VI.4: Résultats de l'insolateur de l'unité ARKLA N°143

Paramètres de l'insolateur		puissances en watt	
n	7,5225	Q1	48,48
Tl	416,5808	Q2	6,80E+01
Tv	307,1240	Q3	14,3099
T1f	349,85	Q4	102,1454
T2f	481,3600	Q5	722,1207
Ar	13,1415	Q6	5432,1474
Tc	295,6926	Q7	3330,8361
Tr, Tu, T1f	349,85	Q8	7,20E+04
m	13,8676		
V	8,8410		
η	0,5677		
nombre de capteurs :	104		

Tableaux VI.5: Résultats de l'insolateur de l'unité ARKLA N°20

II/ Etude économique des systèmes à absorption solaire :

Dans cette partie, nous ferons l'étude économique des machines à absorption du type ARKLA, en négligeant les coûts d'exploitation imputables aux équipements électriques (pompes, ...).

D'autre part, nous allons évaluer les coûts d'investissement de l'installation solaire, en négligeant les coûts d'exploitation (pompes d'alimentation du réservoir et du générateur,...).

Nous allons seulement évaluer les coûts des capteurs sous vide du côté de l'insolateur.

Les coûts pertinents sont alors :

- l'investissement initial
- Les économies d'impôts engendrées par l'acquisition de la machine et de l'installation solaire en considérant un amortissement linéaire, une durée de vie de 20 ans et un taux d'imposition de 50%.

® Coût total des machines à absorption type ARKLA avec leur aérorefrigérants

le coût hors TVA : $3 \times 46.776.305 + 19.685.380 = 160.014.295$ FCFA

Avec une réduction de 30% due à la subvention des organismes de lutte pour la protection de l'environnement, le coût de l'investissement des machines est :

$I_1 = 112.010.005$ FCFA

Les économies d'impôts sont : $E.I.1 = \frac{112.010.005}{20} \times 0,50 = 2.800.250$ FCFA

® Coût des capteurs sous vides

le coût hors TVA : 374.342.400 FCFA

Avec une réduction de 30%, le coût de l'investissement des capteurs est :

$I_2 = 262.039.680$ FCFA

Les économies d'impôts sont : $E.I.2 = \frac{262.039.680}{20} \times 0,50 = 6.550.990$ FCFA

Le coût total d'investissement de l'installation s'évalue comme étant la somme des investissements de la machine et des capteurs, donc :

$I_t = 374.049.685$ FCFA

Les économies d'impôts s'élèvent à $E.I_t = E.I_1 + E.I_2$, donc $E.I_t = 9.351.240$ FCFA

CHAPITRE VII – ETUDE COMPARATIVE DES DIFFERENTS SYSTEMES

L'objet du présent chapitre est de faire des analyses d'atténuation des émissions de gaz à effet de Serre (GES), en choisissant un élément de référence.

D'autre part, en nous servant de l'élément de référence, nous allons déterminer le délai de recouvrement du système à absorption solaire qui a un coût d'investissement supérieur aux autres systèmes.

I/ Eléments de référence

Nous choisissons comme élément de référence, le système central à compression, puisque c'est le système le plus utilisé dans les pays sahéliens. Plus précisément, nous avons adopté le système SZRH à compression, en ce sens qu'il présente plus d'avantages que les autres systèmes à compression.

L'élément de référence va donc nous permettre d'obtenir les impacts additionnels, par suite d'évaluer l'indicateur coût-bénéfice.

II/ L'option d'atténuation

Nous allons étudier le scénario de remplacement des systèmes centraux à compression par des systèmes centraux à absorption gaz ou solaire. Dans les chapitres précédents, nous avons évalué la consommation annuelle énergétique des différents systèmes, et l'investissement relatif à chaque système. Il reste donc à faire l'analyse coût-bénéfice en utilisant l'indicateur suivant :

$$\text{Indicateur cout - bénéfice} = \frac{\text{Coût att} - \text{coût ref}}{\text{Emission réf} - \text{Emission att}}$$

Le tableau suivant illustre le scénario de remplacement.

	Référence : système SZRH à compression	Atténuation : système SZRH à gaz		Impacts additionnels	Atténuation : Système à absorption solaire	Impacts additionnels
		Kg de gaz	74.889			
Consommation en énergie (kwh/an) (Electrique/gaz)	485.163	Kwh (elect.)	189.766		0	- 485 163
Investissement FCFA	37.228.845	90.623.545		53.394.700	374.049.685	336.820.840
Emissions carbone (kg)	485 163 x 0,222 = 107 706,186	189.766*0,222 +74.889*0,843 = 105.259,479		2.446,707	0	107 706,186
Coût total consommation/an (FCFA)	33 495 130	19 440 335		- 14 054 795	0	- 33 495 130
Coût total (FCFA)	70 723 975	110 063 880			374.049.685	
Indicateur coût-bénéfice (F/kg/an)		16.078,715			2.816,232	

Tableau VII.1 :scénario de remplacement

Les coûts d'atténuation des options sont donnés par le tableau VII.1. L'indicateur coût-bénéfice de l'option-solaire est de 2.816,232 F/kg/an alors que celui de gaz est de 16.078,715 F/kg/an. Ces deux valeurs sont positives, ce qui signifie que les options engendrent une augmentation de coût due à l'investissement.

L'option solaire entraîne des dépenses supplémentaires plus faibles, donc elle est choisie comme option d'atténuation.

Le critère de rentabilité du système central à absorption par rapport au système central à compression est le délai de récupération du capital différentiel investi.

Soient n ce délai, E.I.1 les économies d'impôt du système solaire à absorption, E.I.2 celles du système de référence (à compression), C.E.2 les coûts d'exploitation du

système de référence. Les investissements des systèmes à absorption et à compression étant respectivement I_{01} et I_{02} , donc en considérant un taux d'actualisation de 10% alors :

$$\sum_{i=1}^{i=n} (P/A, 10\%, i) \times (EI1 - EI2 + C.E.2) = I_{01} - I_{02}$$

L'investissement différentiel du système à absorption solaire sur le système à compression est récupéré à la 18^e année.

CONCLUSION ET RECOMMANDATION

La problématique de la réduction des émissions de Gaz à Effet de Serre a conduit à l'étude de réalisation d'économies d'énergie sur les bâtiments à travers une étude comparative de plusieurs systèmes de climatisation appliqués à un immeuble à usage de bureaux..

Les résultats de cette étude montrent que, l'utilisation du système central MZS couplé avec une machine à absorption solaire est le plus approprié pour la climatisation des grands bâtiments à usage de bureaux. Ainsi ce choix permet de satisfaire les besoins en énergie tout en répondant à la Convention-Cadre des Nations Unies sur les Changements Climatiques.

Cependant, les coûts exorbitants des installations solaires empêchent la promotion de cette solution.

Dans le souci d'encourager l'implantation d'unité de climatisation à absorption solaire, le Programme des Nations Unies pour le Développement, devrait participer d'avantage au financement des projets orientés vers l'énergie solaire d'au moins 30% de l'investissement.

En effet, cette participation permet d'avoir un délai de récupération de l'investissement à 18 ans, ce qui est rentable puisque ce chiffre est inférieur à la durée de vie des capteurs qui est de 20 ans.

Cependant, ce travail doit avoir un suivi expérimental qui permettra d'en apprécier les points forts et les faiblesses .Il s'agira d'effectuer des mesures au cours des saisons qui feront apparaître : le rendement global du champ de capteur, le rendement global des circuits primaires et secondaires (énergie fournie au bouilleur/énergie solaire incidente), le rendement frigorifique à absorption, le

- rendement global de l'installation (énergie frigorifique produite/énergie solaire incidente), le taux de couverture des besoins frigorifiques par le solaire. Ce suivi permettra aux installations futures d'en subir les effets bénéfiques.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES**1- CMA, IEPF, ACCT, PNUD**

Formation et renforcement des capacités régionales en diagnostic énergétique et en Technique d'Economie d'Energie dans les bâtiments en Afrique de l'ouest

(Côte-d'Ivoire – Sénégal) –1996

2- THIOYE M.

Note de cours de climatisation, EPT

3- ASHRAE

Handbook & Product Directory

(1975 Equipement – 1975 Fundamentals – 1976 Systems)

4- BEGUIN D.

Climatisation solaire par machine à absorption

(thèse Université de Perpignan Juillet 1983)

5- SFEIR A.A. 1 GUARRACINO G.

Ingénierie des systèmes solaires

(Application à l'habitat)

6- BIRDSALL B.E., BUHL W.F, ELLINGTON K.L, ERDEM.A.E and WILKEMAN F.C :E.E.D.

LAWRANCE and S.GATES, Associates CAMIRILLO.

DOE-2 BASICS, Version 2.1 E , Mai 1994

7- BIRDSALL B.E., BUHL W.F, ELLINGTON K.L, ERDEM.A.E and WILKEMAN F.C :E.E.D.

LAWRANCE and S.GATES, Associates CAMIRILLO.

DOE-2 BDL SUMMARY, Version 2.1 E, Novembre 1993.

8- NDIAYE D.

Modélisation d'un système solaire avec capteur à tubes sous vide.

(P.F.E Ecole Polytechnique de thies Juillet 1996)

9- DIOP P.S.NOT

Diagnostic des systèmes de climatisation existant et étude de la faisabilité technique de la climatisation solaire par machine à absorption.

(P.F.E Ecole Polytechnique de thies Juillet 1996)

10-CARRIER

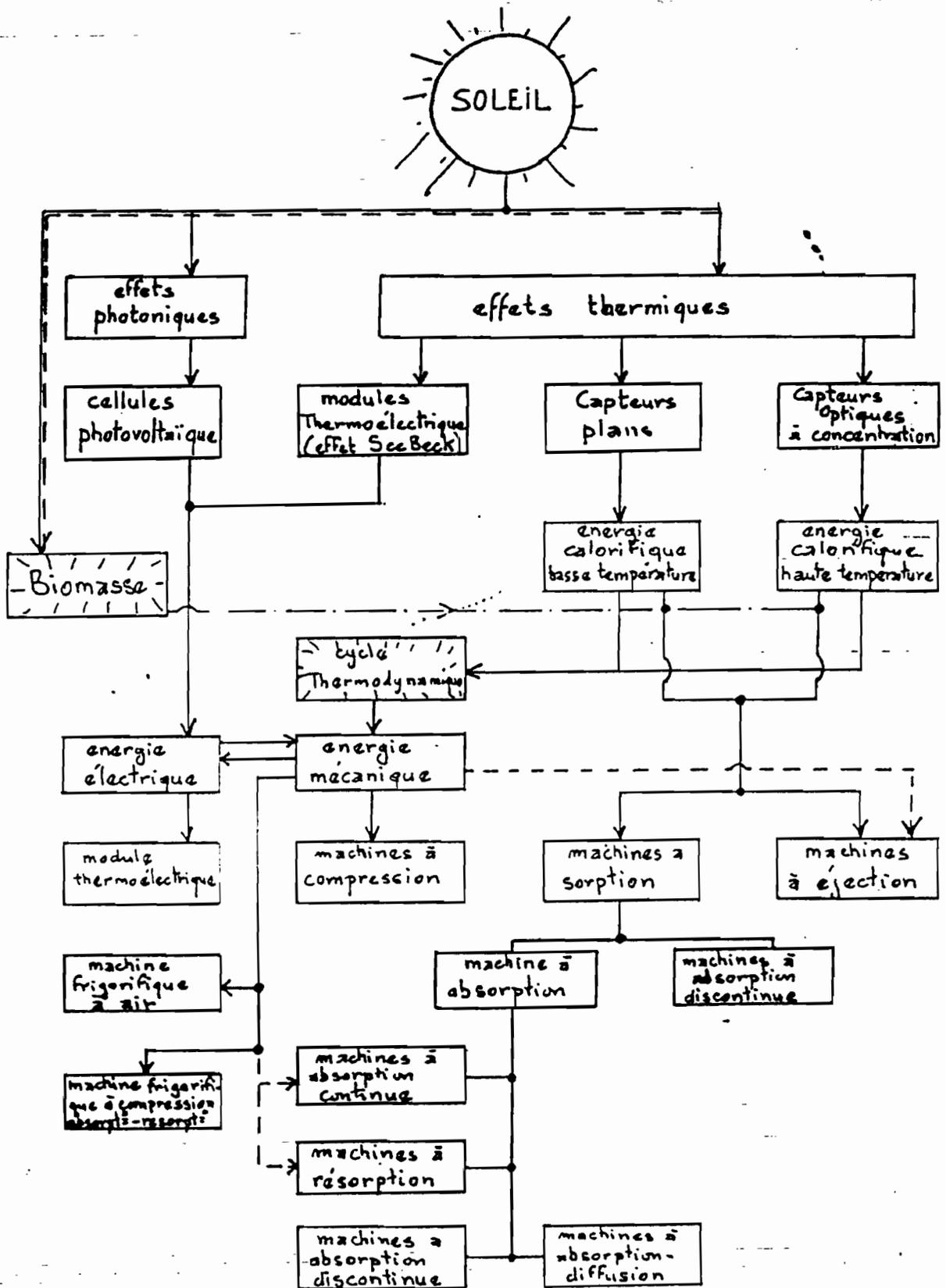
Catalogue Grand Tertiaire, 1997

11- ECOLE POLYTECHNIQUE DE MONTREAL

Economique de l'Ingénieur

ANNEXE A

Annexe A.1 : organigramme des diverses filières de production de froid par utilisation de l'énergie Solaire.



Organigramme des filière de production de froid par voie solaire

CARRIER

Puissances frigorifiques

30GZ	Température de sortie d'eau °C	Température d'air extérieur (°C)																			
		25				30				35				40				45			
		CAP kW	COMP kW	UNIT kW	COOL kPa	CAP kW	COMP kW	UNIT kW	COOL kPa	CAP kW	COMP kW	UNIT kW	COOL kPa	CAP kW	COMP kW	UNIT kW	COOL kPa	CAP kW	COMP kW	UNIT kW	COOL kPa
040	5	111	30.2	32.8	15	102	31.5	34.0	13	94	32.8	35.1	11	86	33.4	35.8	10	79	34.1	36.5	8
045		128	41.7	44.4	20	119	43.2	45.8	17	110	44.4	47.0	15	101	45.5	48.0	13	92	46.4	48.9	11
050		161	43.4	48.5	21	149	45.8	50.8	18	138	47.9	52.8	15	127	49.8	54.7	13	116	51.4	56.2	11
060		192	60.6	56.1	22	181	63.8	69.2	26	170	66.7	71.9	23	159	69.5	74.6	20	148	72	77.0	18
085		259	76.3	34.2	22	242	80.1	87.8	19	225	83.6	91.2	17	208	86.7	94.2	14	192	89.4	96.8	12
095		304	94.2	102.7	30	285	98.9	107.1	26	266	103.3	111.3	23	248	107.4	115.2	20	230	111.1	118.7	18
100		351	110.2	118.5	22	329	115.6	123.6	20	308	120.7	128.6	17	286	125.2	132.9	15	266	129.4	137.0	13
120		399	119.3	130.1	29	376	125.8	136.3	26	353	132	142.3	23	331	137.7	147.8	20	309	143.0	152.9	18
130		445	138.1	149.3	31	414	144.2	155.0	27	384	149.7	160.1	23	355	154.5	164.6	19	326	158.7	168.5	18
145		467	144.1	154.2	34	435	151.2	161.8	21	405	157.8	167.8	18	375	163.3	173.2	15	345	168.4	178.1	13
150		503	158.2	173.4	40	473	166.5	181.1	35	443	174.3	184.4	30	413	181.5	195.2	27	385	188.2	201.8	23
160		529	157.7	172.3	30	495	165.8	179.9	26	463	173.3	187.0	23	430	180.1	193.5	20	399	186.3	199.4	17
170		573	178.7	191.9	35	534	184.4	199.0	31	496	191.5	205.6	27	459	197.7	211.4	23	422	203.1	218.4	19
190		646	201.7	220.3	45	601	211.1	228.8	39	557	219.6	236.8	33	515	227.1	243.4	26	473	233.7	249.5	24
220		714	237.9	258.9	59	693	247.8	267.3	51	643	256.6	275.1	44	594	264.2	281.8	38	547	271.1	287.9	32
245		819	244.1	272.5	73	770	257.3	284.1	63	721	269.6	295.0	55	674	281.1	305.3	48	627	291.5	314.7	42

Légende :
CAP kW : Puissance frigorifique nette (Puissance frigorifique brute moins la chaleur de la pompe due aux pertes de charge de l'évaporateur)
COMP kW : Puissance absorbée par les compresseurs
UNIT kW : Puissance Effective de l'unité (Puissance des compresseurs + Contrôle + Puissance ventilateurs - Puissance absorbée de la pompe due aux pertes de charge de l'évaporateur)
COOL kPa : Pertes de charge sur l'eau de l'évaporateur

Données d'application :
 Réfrigérant R-407C
 Ecart de température à l'évaporateur et au Condenseur de 5 K
 Fluide évaporateur : Eau
 Facteur d'encrassement: $0.44 \times 10^{-4} (m^2/K)W$
 Facteurs de Correction à Pleine Charge pour test en Laboratoire EUROVENT :
 Puissance Frigorifique Nette 1,000
 Coefficient de performance (EER) 1,000
 Perte de Charge à l'évaporateur 1,000

Note :
 Débit d'eau évaporateur, $Q_{ev} = CAP_{net} \times 860 / (5(T_{ev}) \times 3600)$

Conditions Standard EUROVENT

INSTALLATION

PRESENTATION DE L'INSTALLATION SOLAIRE

(Schéma de principe en annexe).

Construite en 1981, l'extension du bâtiment du CTRCE dispose d'un équipement thermique solaire qui, couplé à des systèmes énergétiques d'appoint, a pour but d'assurer :

- la production frigorifique nécessaire à la climatisation des bureaux (1400 m²).
- la fourniture de l'énergie de chauffage des bureaux.

Champ de capteurs

Il comporte 203 panneaux solaires sous vide, type HELIOTUBE construits par la Compagnie des Lampes, représentant une surface absorbante totale de 304 m².

La structure de l'extension a été conçue de manière à recevoir l'ensemble des capteurs sur un même plan, incliné à 30°, assurant ainsi un arrangement très compact du champ de capteurs.

Il est disposé suivant 7 rangées de 29 panneaux, montées en boucle de tickelman, assurant une équirépartition du débit dans les capteurs.

Sécurité élévation de température sur le circuit primaire

Compte tenu des hautes performances des panneaux solaires, tout incident dans le circuit primaire ne permettant plus d'absorber la chaleur captée, risque de provoquer une élévation de température exagérée, soit une vaporisation de l'eau dans les panneaux.

L'ensemble est protégé par deux types de sécurité, agissant indépendamment l'un de l'autre suivant que la circulation de l'eau est assurée (manque d'absorption de chaleur) ou que la circulation de l'eau est arrêtée (risque de stagnation)

Sécurité antigel

Compte tenu des conditions climatiques du lieu d'implantation, il a été décidé d'alimenter le champ de capteurs en eau non glycolée.

Cette option permet la suppression de l'échangeur traditionnel circuit primaire (eau glycolée) circuit secondaire, et de réduire l'irréversibilité du système, conduisant ainsi à une amélioration de son rendement global.

L'installation est protégée contre le gel par un thermostat dont le bulbe est placé sur l'un des collecteurs du champ de capteurs. Ce thermostat commande la mise en service de la pompe primaire permettant la circulation d'eau en provenance du stock chaud.

Production de froid solaire

Les capteurs solaires alimentent les bouilleurs de deux machines à absorption fonctionnant en parallèle. La température d'alimentation est limitée à 85°C par une vanne mélangeuse. L'excédent d'énergie est stockée dans un réservoir de 8.500 litres.

Ce dispositif assure, d'une part un couplage rapide de l'énergie solaire sur les machines à absorption, et d'autre part un fonctionnement prolongé des machines en fin de journée, en épuisant l'excédent d'énergie solaire stockée.

La puissance de chaque unité frigorifique est de 35.000 fg/heure, soit une puissance totale de 70.000 fg/heure, utilisée en aval de deux réservoirs de stockage d'eau froide d'une capacité unitaire de 2.000 litres.

- énergie solaire disponible pour une utilisation en climatisation de la salle des ordinateurs : 129.057 kWh/an.
- productivité annuelle des capteurs : 980 kWh/m²/an.

CORTEC® CAPTEUR 3 SOUS VIDE

FICHE SIGNALÉTIQUE

Surface	1.13 m ²
Composants	6 tubes en verre Pyrex distants de 10 mm Épaisseur 2.5 mm Longueur 2.400 mm Diamètre extérieur 100 mm
Caractéristiques	Transmission 92 % Absorption 95 % Émissivité infra-rouge 5 %
Structure absorbante	Tube cuivre soudé au dos d'une plaque de cuivre
Revêtement de l'absorbeur	Noir de chrome Émissivité IR 5 % Absorption totale 95 %
Isolation	6 tubes sous vide (10 ⁻⁵) avec « getters » - 2 boîtes en matière plastique maintenant les tubes verre - mousse - fibre de verre - feuille d'aluminium
Chassis	Hors tout 2.620 mm x 710 mm x 152 mm Surface utile 1.86 m ² % Surface utile 60 % Surface totale
Débit max.	90 litres heure
Perte de charge	Avec débit de 80 litres heure 0.217 bar
Remarques	Entrée et sortie situées du même côté
Poids	40 kgs

EFFICACITÉ

2 à 5 fois plus grande que celle des capteurs classiques.
Fonctionne même par temps couvert sous lumière diffuse.

FIABILITÉ

En service depuis plus de cinq ans à l'Université du Colorado (USA) et à Fribourg (RFA)

GARANTIE

Dix ans

CGTE

Avis technique n° 14 32133

Figure 3.1.

**MODULE SOLAIRE
A
SIX ABSORBEURS**
Surface 1.13 m²

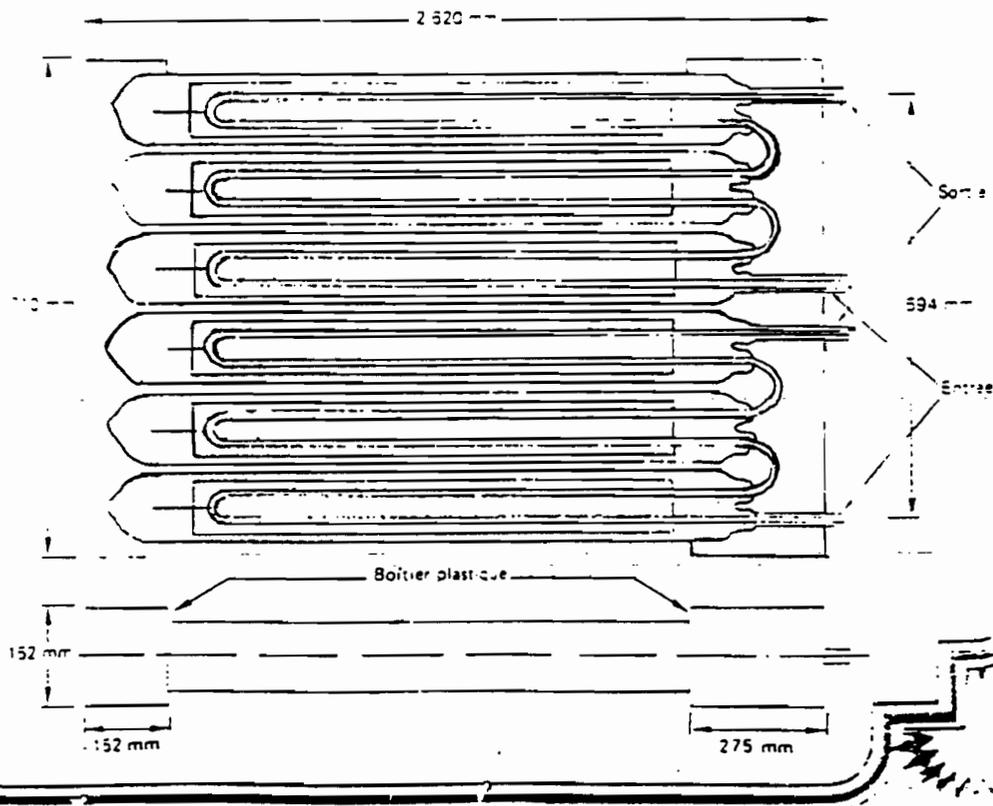
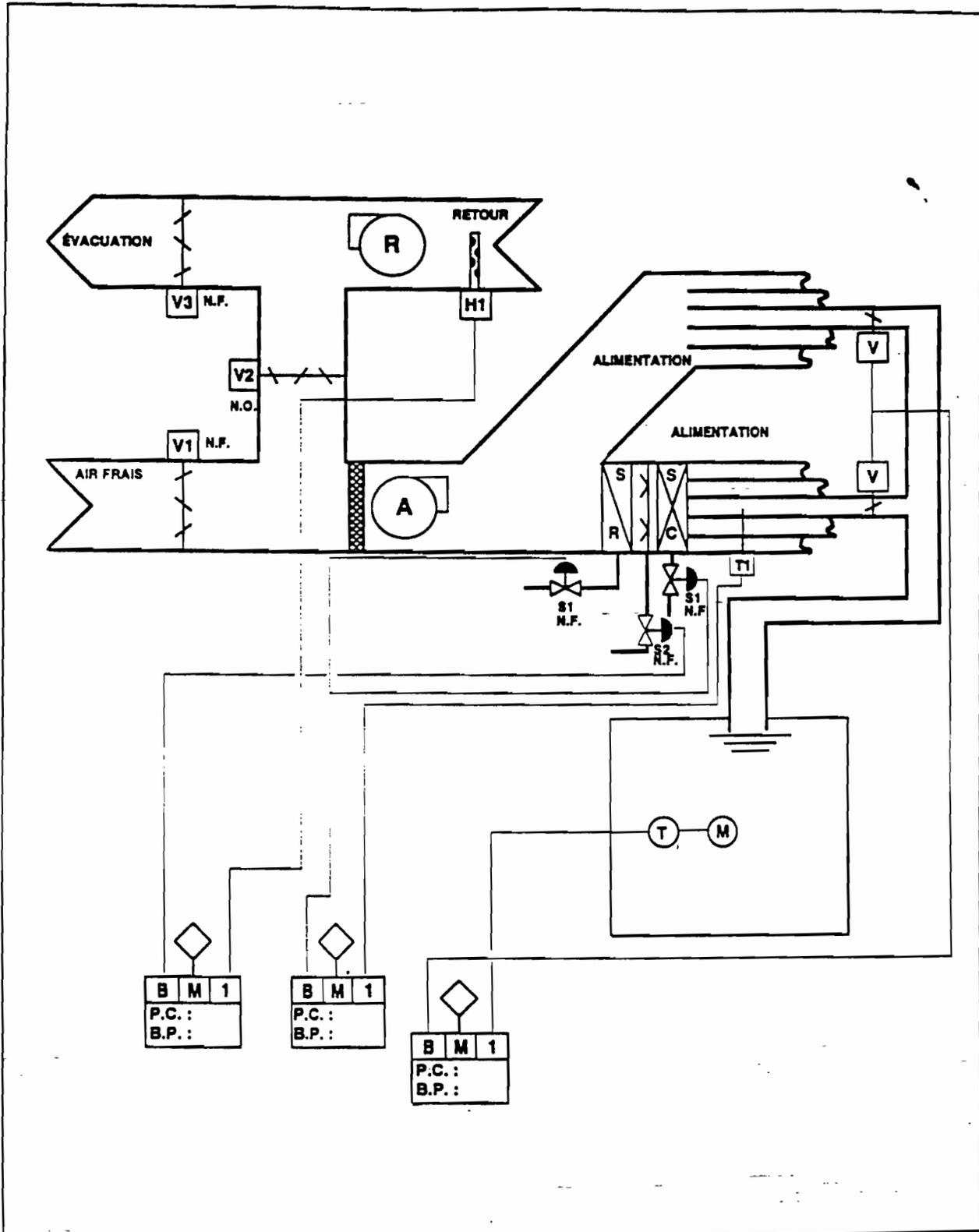
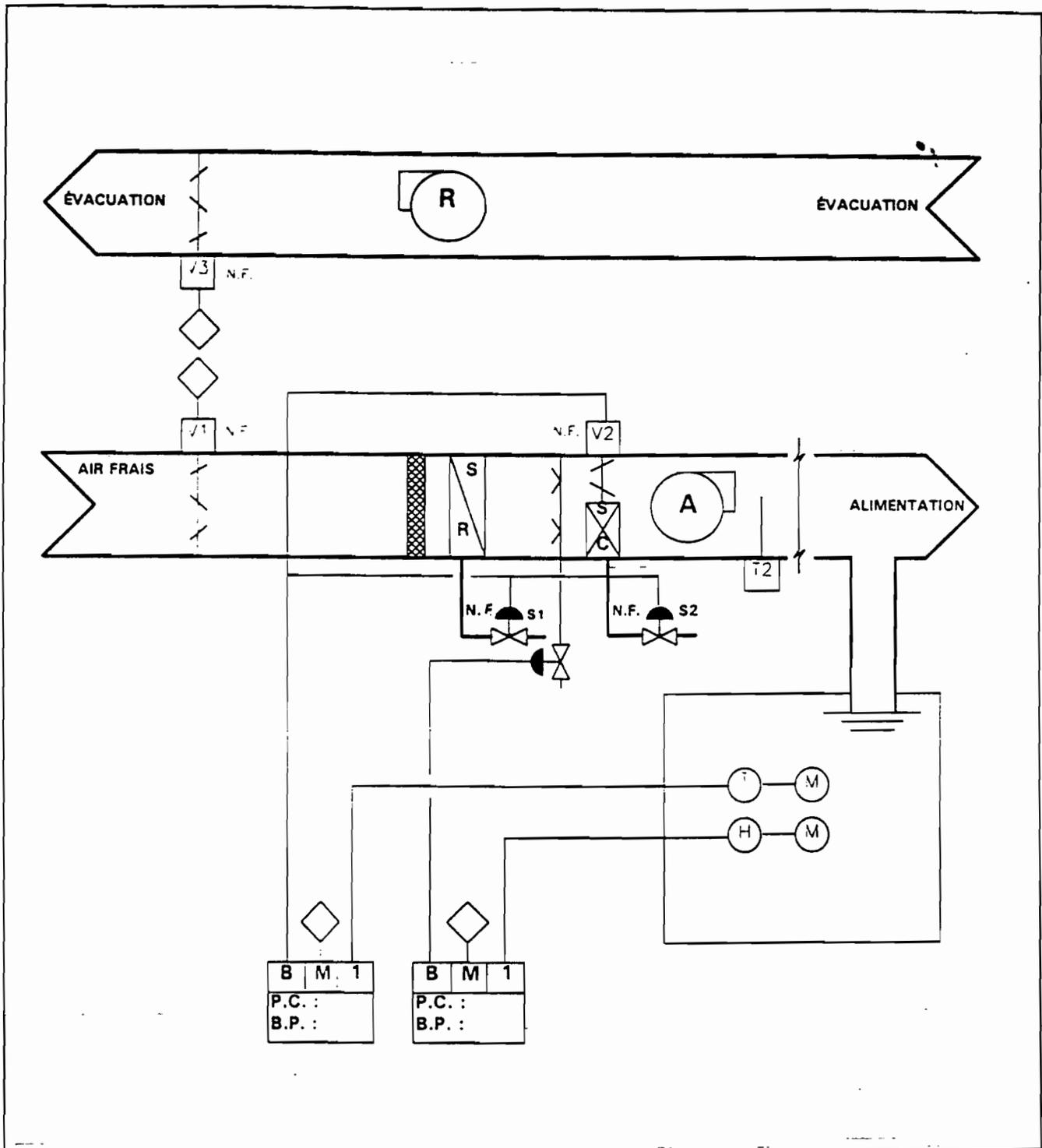


Schéma du système multizone

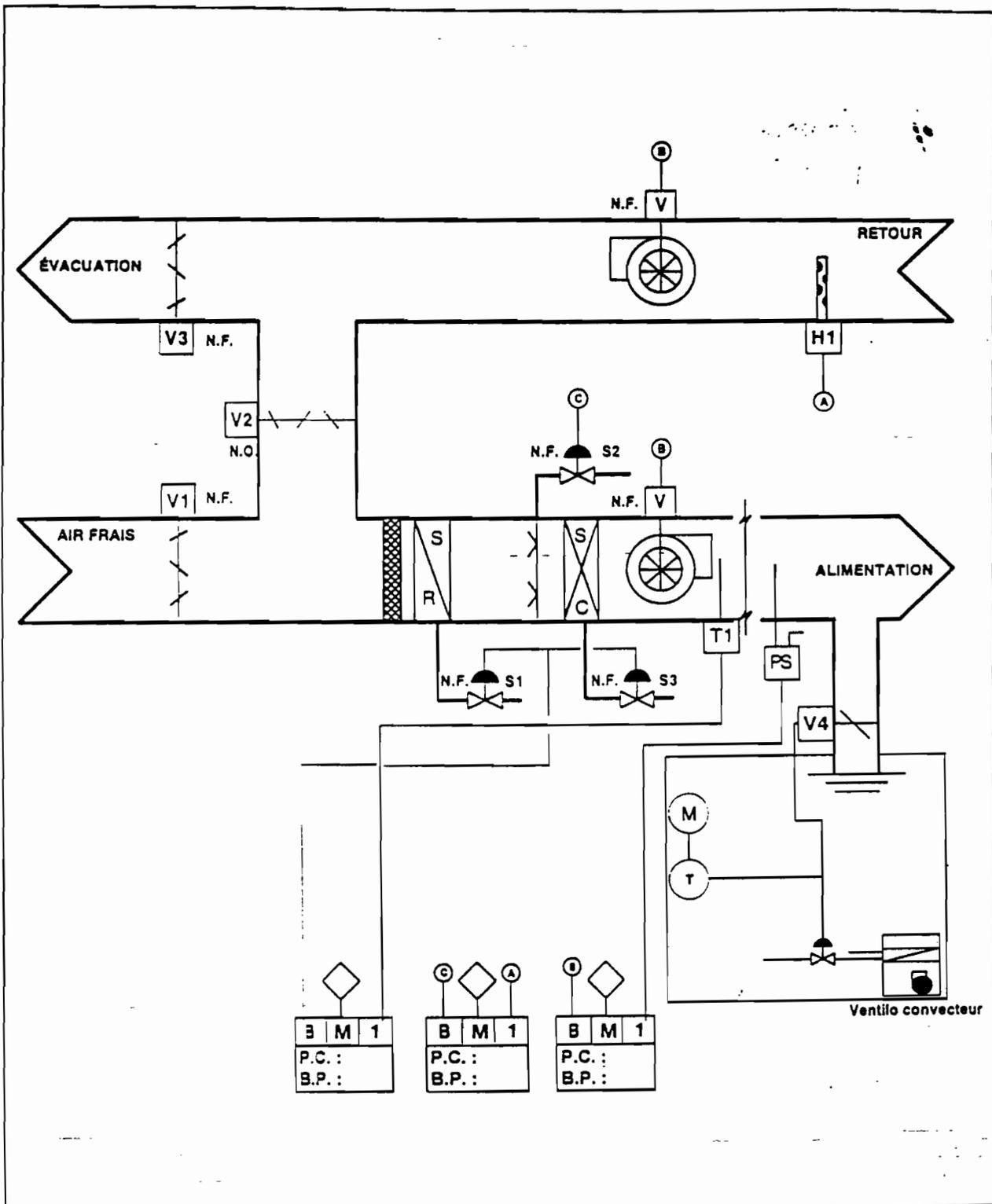


Système à 100% d'air neuf

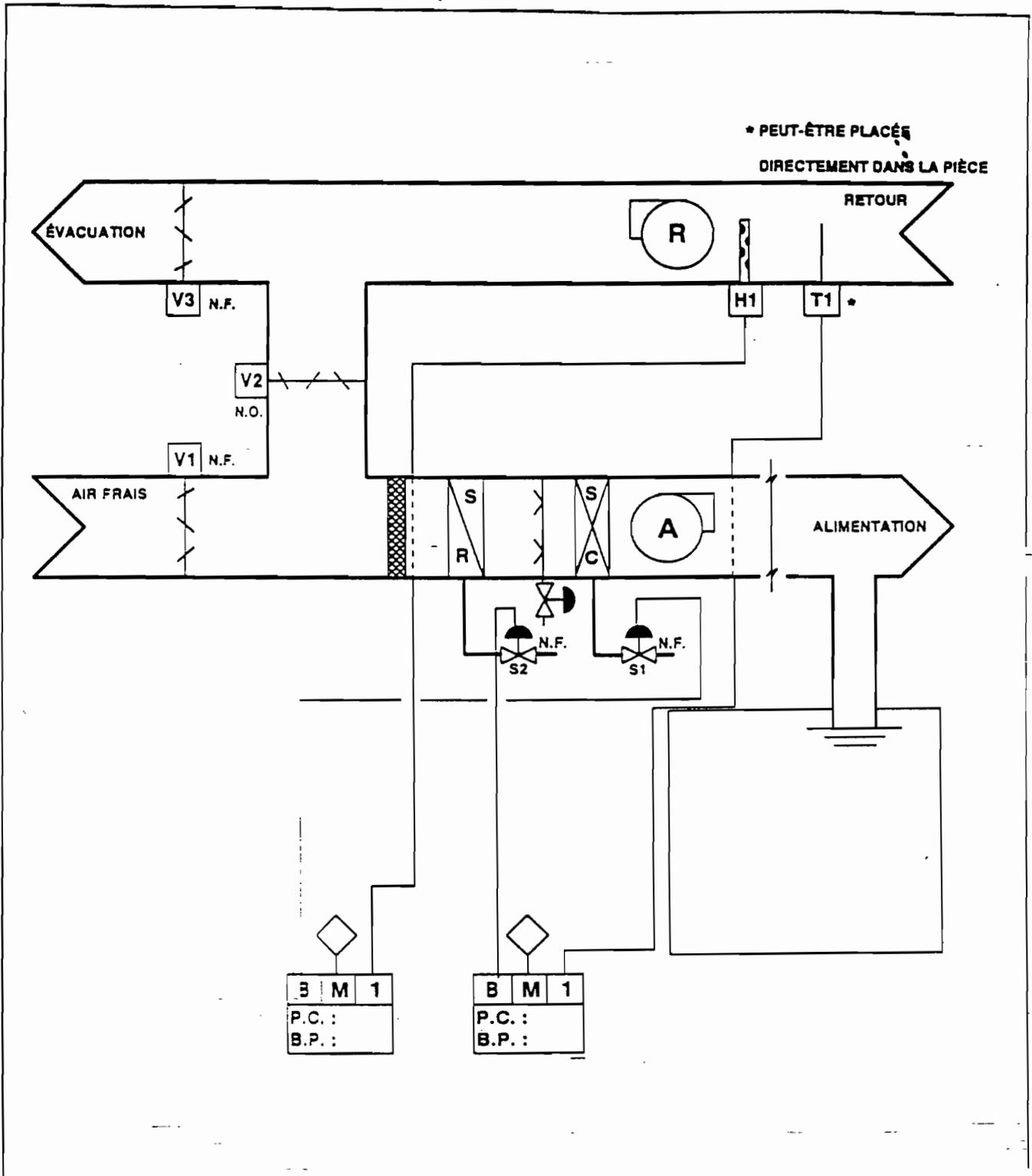
Séquence normale de régulation

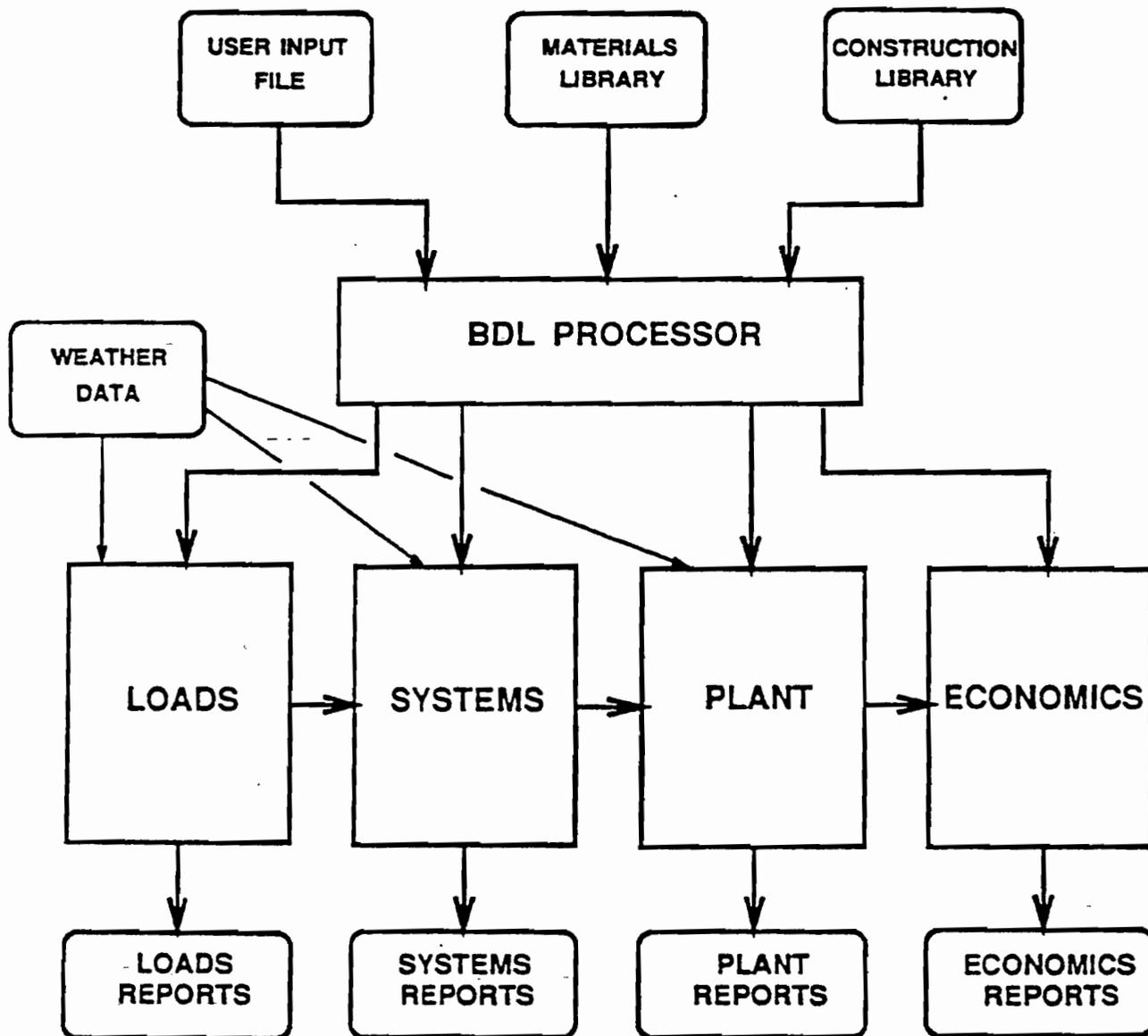


Système à volume variable (Séquence normale de régulation)

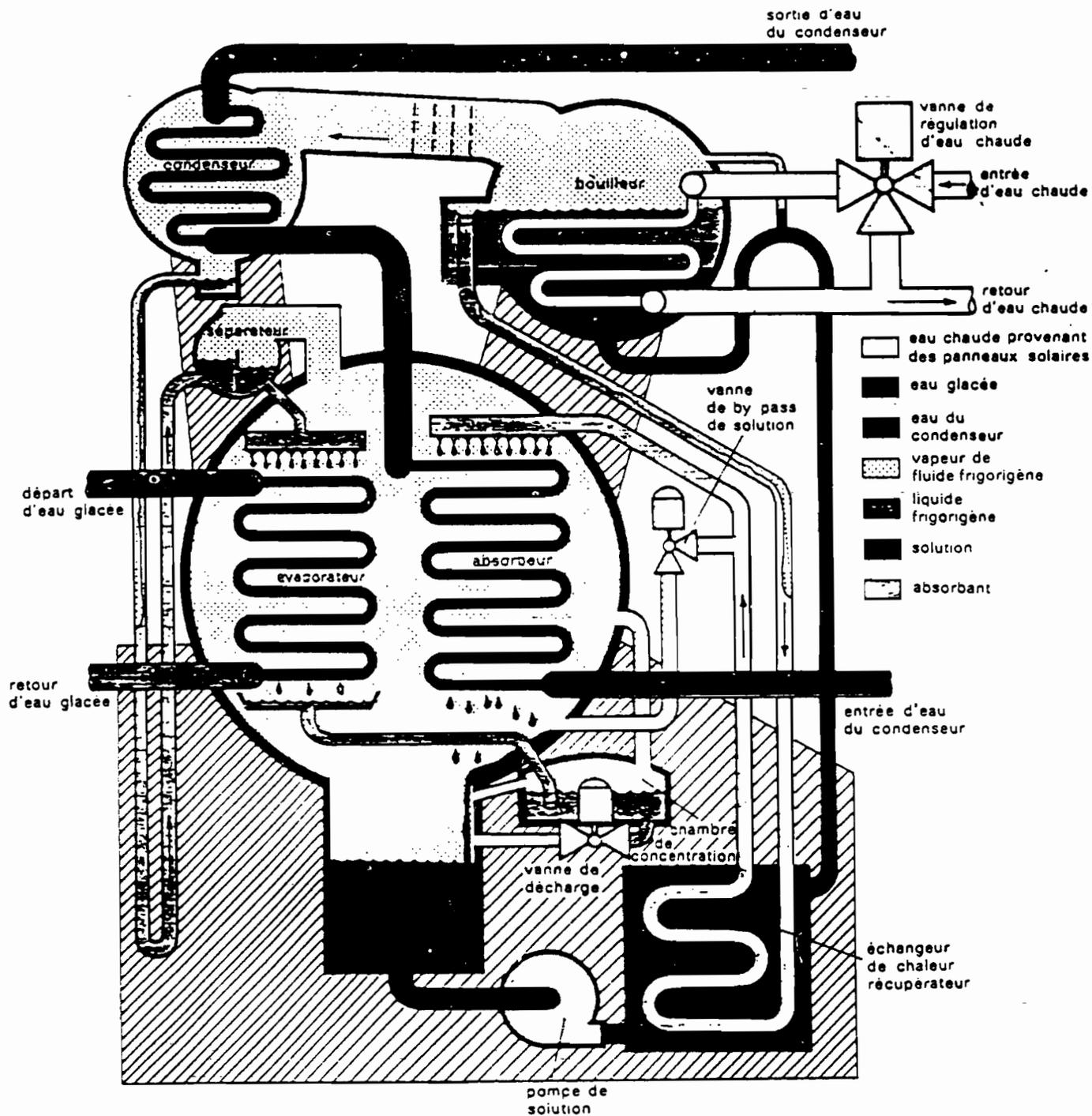


Systeme à volume constant, température variable (Séquence de régulation normale)





DOE-2 Program Flow



: Machine frigorifique ARKLA WFB 300
 Coupe et schéma du cycle d'absorption

N.	GENERATEUR				EVAPORATEUR				REFROIDISSEMENT							
	TEG (C)	TSG (C)	SG (KG/S)	PG (KW)	TEE (C)	TSE (C)	SE (KG/S)	PE (KW)	TER (C)	TSR (C)	OR (KG/S)	PR (KW)	COPF	COPC	BIL. (KW)	EFF. (KW)
40	75.5	72.7	5.43	63.2	10.5	7.9	3.24	41.1	30.0	34.4	5.53	101.3	0.65	1.60	3.0	6.1
41	75.4	72.6	5.42	62.4	12.5	9.8	3.33	42.4	30.1	34.6	5.50	102.2	0.58	1.64	2.6	6.1
42	91.2	85.3	5.47	142.0	13.5	9.1	3.33	69.7	32.1	40.7	5.80	208.4	0.49	1.47	3.3	12.5
43	91.1	84.8	5.38	142.8	13.1	2.1	2.28	61.5	32.1	40.5	5.74	202.2	0.43	1.42	2.1	12.1
44	88.7	83.1	5.38	126.2	13.3	9.5	4.54	70.2	32.1	40.3	5.64	192.5	0.56	1.53	3.9	11.6
45	89.2	83.2	5.38	134.6	9.8	7.0	4.53	51.1	31.9	39.8	5.57	182.7	0.38	1.36	3.0	11.0
46	89.7	83.6	5.37	138.0	9.8	6.6	3.62	47.5	31.9	39.8	5.53	183.0	0.34	1.33	2.5	11.0
47	88.5	82.7	5.37	132.3	9.5	6.3	3.51	46.8	31.4	39.4	5.30	176.3	0.35	1.33	2.8	10.6
48	89.9	83.7	5.38	140.1	7.0	4.7	3.75	36.1	30.9	39.7	4.73	173.5	0.26	1.24	2.7	10.4
49	89.7	84.0	5.38	129.6	7.7	5.3	3.77	37.7	30.6	40.9	3.89	166.7	0.29	1.29	0.6	10.0
50	91.1	85.6	5.38	123.8	13.0	9.0	3.77	61.5	31.3	42.7	3.88	185.1	0.50	1.50	0.2	11.1
51	87.6	82.0	5.38	125.7	12.9	8.6	3.77	65.8	31.5	39.4	5.76	190.1	0.52	1.51	1.4	11.4
52	92.5	86.1	5.36	144.2	13.8	9.5	3.86	68.8	32.7	41.6	5.62	209.6	0.48	1.45	3.4	12.6
53	91.7	85.6	5.37	137.5	13.3	9.0	3.87	68.7	31.5	41.6	4.83	203.0	0.50	1.48	3.3	12.2
54	88.7	83.0	5.38	129.1	10.5	7.1	3.86	53.2	31.1	40.1	4.80	179.7	0.41	1.39	2.6	10.8
55	91.1	84.6	5.37	146.0	7.5	5.0	3.85	39.5	31.2	40.2	4.88	183.1	0.27	1.25	2.4	11.0
56	90.4	83.2	4.57	141.0	7.5	4.9	3.34	40.5	30.8	39.6	4.87	179.3	0.29	1.27	2.2	10.8
57	87.6	81.1	4.48	122.4	11.8	7.1	3.06	59.2	29.6	39.1	4.53	179.1	0.48	1.46	2.5	10.7
58	89.3	82.8	4.80	131.4	11.7	7.4	3.39	60.2	30.4	39.9	4.78	189.5	0.45	1.44	2.1	11.4
59	89.3	82.8	4.80	131.8	12.0	7.0	2.84	58.1	30.2	39.8	4.67	187.5	0.44	1.42	2.4	11.3
60	87.0	80.9	4.79	122.8	10.3	7.5	5.39	61.2	30.2	38.8	5.03	179.9	0.50	1.46	4.1	10.8
61	87.1	82.4	5.38	106.7	11.7	9.1	5.37	57.7	29.9	41.7	3.28	161.1	0.54	1.51	3.3	9.7
62	84.4	79.4	5.40	114.0	11.2	8.5	5.38	58.9	31.0	38.3	5.60	171.1	0.52	1.50	1.8	10.3
63	84.1	79.1	5.42	114.4	11.2	8.5	5.38	58.7	31.4	37.9	6.32	172.0	0.51	1.50	1.1	10.3
64	83.8	78.7	5.41	115.6	11.0	8.4	5.39	58.3	31.4	37.6	6.70	173.1	0.50	1.50	0.8	10.4
65	77.0	73.3	5.43	84.4	11.8	9.0	5.35	62.1	28.8	34.2	6.32	143.5	0.74	1.70	3.0	8.6
66	77.0	73.4	5.42	81.5	12.2	9.5	5.36	60.0	28.0	34.4	5.16	138.3	0.74	1.70	3.2	8.3
67	79.9	75.9	5.45	90.9	11.8	8.8	5.30	65.8	28.8	36.0	5.11	153.8	0.72	1.69	2.9	9.2
68	80.3	75.2	5.52	94.9	9.4	7.0	5.29	52.7	29.1	35.9	5.17	144.9	0.56	1.53	2.7	8.7
69	80.3	76.5	5.44	87.3	9.7	7.3	5.28	51.5	28.7	37.0	3.98	137.6	0.59	1.58	1.2	8.3
70	80.3	76.5	5.45	87.3	9.5	7.2	5.18	49.7	28.8	37.0	3.99	136.6	0.57	1.56	0.4	8.2
71	80.3	76.2	5.46	93.6	6.5	4.8	5.18	35.9	28.2	36.0	3.97	129.0	0.38	1.38	0.5	7.7
72	70.5	67.9	5.41	59.9	14.3	11.8	3.94	40.4	25.8	30.0	5.62	98.1	0.57	1.64	2.2	5.9
73	70.5	67.9	5.40	58.5	9.4	6.0	3.91	38.5	25.8	29.9	5.50	94.6	0.66	1.62	2.4	5.7
74	71.2	69.0	5.39	48.9	8.9	7.0	3.91	29.8	28.8	32.0	5.77	76.4	0.61	1.56	2.3	4.6
75	71.2	69.0	5.40	49.9	13.4	11.4	3.93	31.9	28.6	32.0	5.69	79.8	0.64	1.60	2.0	4.8
76	71.2	69.3	5.37	43.6	13.4	11.7	3.61	25.9	29.9	32.7	5.69	67.2	0.59	1.54	2.3	4.0
77	71.2	69.3	5.38	42.7	8.8	7.2	3.60	23.3	29.9	32.6	5.67	63.9	0.55	1.50	2.1	3.8
78	71.3	69.2	5.53	48.6	12.4	10.8	4.72	30.4	29.2	32.3	5.76	75.5	0.63	1.55	3.5	4.5
79	71.3	69.2	5.42	47.1	12.8	10.6	3.20	28.7	29.3	32.4	5.73	73.0	0.61	1.55	2.8	4.4

: Résultats d'étude en régime permanent de l'unité ARKLA WFB 300

N°	GENERATEUR				EVAPORATEUR				REFROIDISSEMENT							
	TEG (C)	TSG (C)	OG (KG/S)	PG (KW)	TEE (C)	TSE (C)	GE (KG/S)	PE (KW)	TEP (C)	TSR (C)	QR (KG/S)	PR (KW)	COPF	COPC	BIL. (KW)	ERF. (KW)
0	81.6	78.4	5.37	71.9	10.8	7.5	2.69	49.8	28.0	37.0	3.15	118.1	0.69	1.64	3.5	7.1
1	85.9	82.1	5.37	85.4	17.6	5.3	2.74	52.2	29.0	39.7	3.02	134.3	0.60	1.55	4.3	8.1
2	81.6	77.8	5.37	85.6	12.4	7.4	2.73	60.3	28.1	35.3	4.55	137.8	0.70	1.61	8.1	8.3
3	85.9	81.4	5.35	101.3	12.6	6.5	2.51	62.4	29.4	37.1	4.86	156.4	0.52	1.54	7.3	9.4
4	81.5	77.7	5.37	86.2	10.0	5.0	2.50	51.3	28.2	34.6	4.91	131.2	0.60	1.52	6.3	7.9
5	81.9	78.2	5.38	82.6	9.6	6.5	4.76	60.5	28.5	35.1	4.98	136.8	0.72	1.62	8.3	8.2
6	87.7	82.1	5.40	115.3	12.0	7.8	4.77	81.2	29.7	38.1	5.50	193.1	0.70	1.67	3.4	11.6
7	85.1	80.5	5.41	103.8	9.1	5.5	3.70	54.6	29.7	37.0	5.24	155.7	0.53	1.50	2.7	9.3
8	85.7	80.9	5.40	109.1	9.4	4.9	2.82	51.5	29.7	37.1	5.14	158.6	0.47	1.45	2.0	9.5
9	86.2	81.3	5.40	110.0	7.3	5.2	2.82	47.1	30.9	37.5	5.68	156.0	0.43	1.42	1.1	9.4
10	85.6	80.9	5.41	106.5	8.2	5.7	5.16	52.3	30.8	37.5	5.61	156.4	0.47	1.47	2.4	9.4
11	85.7	80.9	5.41	109.5	8.0	5.5	5.16	52.5	30.7	37.1	5.97	160.5	0.48	1.47	1.5	9.6
12	76.1	72.9	5.45	71.9	7.0	4.7	5.17	47.7	27.5	31.9	6.37	117.3	0.65	1.63	2.3	7.0
13	73.9	71.3	5.46	58.7	7.9	6.1	5.17	37.9	27.4	31.0	6.34	94.0	0.65	1.60	2.6	5.6
14	73.2	70.8	5.46	55.5	7.9	5.6	3.86	35.8	27.4	30.8	6.25	89.0	0.65	1.60	2.3	5.3
15	72.1	69.5	5.36	59.4	7.2	4.8	3.85	38.5	25.3	29.4	5.62	96.2	0.55	1.62	1.7	5.8
16	71.3	68.8	5.32	56.1	7.8	5.8	4.35	36.2	25.2	29.2	5.44	90.4	0.55	1.61	1.9	5.4
17	75.1	72.8	5.14	50.1	11.9	10.1	4.39	31.7	30.8	34.6	5.02	80.0	0.63	1.60	1.8	4.8
18	76.1	72.8	5.14	71.7	11.4	8.6	4.36	49.9	28.3	33.9	5.03	118.4	0.70	1.65	3.2	7.1
19	76.3	73.0	5.14	71.9	11.0	7.4	3.33	46.5	28.5	34.2	5.00	118.2	0.57	1.64	2.2	7.1
20	76.7	73.4	5.16	72.0	9.8	6.5	3.34	45.6	28.2	34.3	4.57	116.8	0.63	1.62	0.8	7.0
21	77.0	73.9	5.20	67.1	10.9	7.6	3.33	44.6	28.2	35.5	3.65	110.5	0.66	1.65	1.2	6.6
22	77.1	74.4	5.04	57.2	11.6	9.2	3.88	37.4	28.5	36.4	2.75	90.8	0.65	1.59	3.8	5.4
23	76.3	73.3	5.05	62.6	8.8	6.4	3.86	37.8	28.2	34.4	3.90	100.6	0.50	1.61	0.2	6.0
24	76.3	73.2	5.04	65.8	7.9	5.3	3.13	32.9	28.2	34.2	3.93	98.6	0.50	1.50	0.1	5.9
25	76.3	73.0	5.09	69.7	8.2	5.4	3.03	35.0	28.7	33.9	4.85	104.3	0.50	1.50	0.4	6.3
26	74.8	72.5	4.94	48.0	8.9	7.0	3.04	24.3	30.9	34.4	4.89	70.6	0.51	1.47	1.7	4.2
27	74.8	72.4	4.95	49.9	7.3	5.8	2.91	17.9	30.8	34.0	4.90	66.3	0.56	1.33	1.5	4.0
28	74.7	72.3	4.93	49.3	7.2	6.1	4.67	20.5	30.7	34.0	4.90	68.3	0.47	1.39	1.5	4.1
29	73.8	71.7	4.98	44.6	14.3	12.9	4.68	27.4	30.7	34.1	4.89	70.4	0.51	1.58	1.6	4.2
30	74.1	71.9	4.94	44.7	12.9	10.9	3.17	25.9	31.0	34.4	4.90	68.9	0.58	1.54	1.7	4.1
31	72.2	69.3	4.93	58.8	14.4	11.4	3.17	39.0	27.0	30.8	6.12	96.3	0.66	1.64	1.5	5.8
32	72.2	69.4	4.93	57.3	13.2	11.1	4.42	38.4	27.3	31.0	5.98	93.4	0.67	1.63	2.3	5.6
33	72.2	69.3	4.51	55.5	12.9	10.6	3.96	36.6	27.3	31.1	5.76	90.4	0.65	1.63	1.7	5.4
34	72.3	69.3	4.50	55.7	13.1	10.3	3.11	36.3	27.3	31.1	5.70	90.2	0.65	1.62	1.8	5.4
35	77.1	73.7	5.44	77.5	10.5	7.2	3.33	51.2	28.9	34.3	5.57	125.1	0.55	1.61	3.6	7.5
36	75.6	72.6	5.44	67.2	9.7	7.1	3.92	41.3	29.4	34.0	5.52	106.2	0.61	1.58	2.3	6.4
37	73.4	71.2	5.40	49.9	9.8	7.8	3.83	31.4	30.0	33.1	6.13	79.1	0.53	1.59	2.2	4.7
38	74.7	71.5	5.50	74.6	10.0	6.8	3.33	50.2	27.5	32.7	5.68	122.4	0.57	1.64	2.4	7.3
39	75.4	72.3	5.52	71.9	10.7	7.6	3.53	48.8	28.7	33.7	5.64	118.0	0.58	1.64	2.7	7.1

: Résultats d'étude en régime permanent de l'unité ARKLA WFB 300

N.	GENERATEUR				EVAPORATEUR				REFROIDISSEMENT							
	TEG (C)	TSG (C)	QG (KG/S)	PG (KW)	TEE (C)	TSE (C)	QE (KG/S)	PE (KW)	TER (C)	TSR (C)	QR (KG/S)	PR (KW)	COPF	COPC	BIL. (KW)	ERF. (KW)
80	71.3	69.2	5.38	48.1	12.7	10.4	3.20	29.8	29.5	32.2	6.72	75.7	0.62	1.57	2.2	4.5
81	71.3	69.2	5.39	47.3	12.7	11.3	3.35	29.4	29.7	32.4	6.62	74.1	0.62	1.57	2.6	4.4
82	71.5	69.4	5.38	47.5	8.7	7.3	3.04	28.3	29.6	32.3	6.60	73.8	0.60	1.55	2.0	4.4
83	71.5	69.4	5.37	47.6	8.3	6.3	3.00	24.5	29.5	32.1	6.58	70.3	0.51	1.48	1.8	4.2
84	71.5	69.7	5.39	39.9	9.0	7.3	3.02	21.0	29.9	33.2	4.30	59.8	0.53	1.50	1.1	3.6
85	71.5	69.6	5.39	43.7	6.4	5.2	3.01	14.9	29.2	32.4	4.30	58.0	0.34	1.33	0.6	3.5
86	72.3	70.2	5.41	46.6	6.7	5.2	2.98	18.0	28.2	32.9	3.13	61.7	0.39	1.32	2.9	3.7
87	72.2	69.5	5.47	61.1	7.3	4.9	3.89	38.9	24.1	31.5	3.16	97.2	0.64	1.59	2.8	5.8
88	72.3	69.2	5.55	71.7	6.9	4.1	3.88	44.2	24.9	29.8	5.57	114.2	0.62	1.59	1.7	6.9
89	72.2	69.1	5.53	72.6	7.3	4.7	4.42	48.0	24.7	29.9	5.41	118.4	0.66	1.63	2.2	7.1
90	72.1	68.3	4.43	70.8	7.9	5.2	4.43	48.7	24.7	30.1	5.20	117.7	0.67	1.66	1.8	7.1
91	72.1	68.5	4.43	67.6	8.2	4.8	3.08	43.3	25.0	30.1	5.20	110.1	0.64	1.63	0.8	6.6
92	72.1	68.3	4.44	68.3	10.3	6.5	3.08	48.0	25.0	30.5	5.08	116.5	0.69	1.67	1.3	7.0
93	72.6	67.3	3.12	69.8	9.7	5.9	2.99	48.2	24.2	29.3	5.45	117.0	0.69	1.68	1.0	7.0
94	72.6	67.6	3.28	66.2	13.9	10.9	3.76	46.9	24.6	29.8	5.28	114.0	0.67	1.67	1.1	6.8
95	72.6	69.0	3.25	48.4	13.6	11.6	3.76	30.4	27.7	31.7	4.67	78.0	0.63	1.61	0.8	4.7
96	72.6	70.3	4.51	44.3	12.3	10.2	3.31	25.9	29.5	33.0	4.70	69.3	0.58	1.56	0.9	4.2
97	75.6	72.1	4.55	66.9	12.0	9.3	4.20	46.1	29.7	34.0	6.19	110.3	0.67	1.65	2.7	6.6
98	75.5	71.2	4.58	81.5	8.1	5.0	4.16	52.4	26.3	31.7	5.84	131.9	0.64	1.62	2.0	7.9
99	75.5	71.1	4.54	83.1	9.0	4.5	2.76	50.7	25.9	31.4	5.79	133.0	0.61	1.60	0.8	8.0
100	73.7	71.2	4.64	47.8	13.9	12.2	4.25	29.4	31.7	34.5	6.16	73.0	0.52	1.53	4.2	4.4
101	73.7	71.5	5.40	49.0	13.3	11.4	3.87	30.1	31.4	34.3	6.16	75.6	0.51	1.54	3.5	4.5
102	73.7	71.8	5.40	43.2	8.1	6.9	3.85	19.7	31.7	33.7	7.14	60.2	0.46	1.39	2.7	3.6
103	73.7	71.9	5.40	40.7	8.4	7.1	3.86	19.9	31.8	34.0	6.19	57.6	0.49	1.42	3.0	3.5
104	73.7	70.7	5.45	67.5	7.1	4.6	3.84	38.7	27.5	31.2	6.79	104.6	0.57	1.55	1.6	6.3
105	73.7	71.0	5.47	62.3	7.0	4.8	3.85	35.0	27.6	31.7	5.57	95.6	0.56	1.53	1.7	5.7
106	73.6	70.9	5.54	62.4	10.2	7.6	3.85	41.2	27.7	32.1	5.54	102.2	0.66	1.64	1.4	6.1
107	93.5	87.3	5.33	138.3	12.4	6.9	3.86	86.9	29.5	39.7	5.24	224.2	0.63	1.62	1.0	13.5
108	90.7	85.2	5.33	123.6	14.8	8.9	3.86	92.6	29.3	39.4	5.10	215.5	0.75	1.74	0.7	12.9
109	89.9	84.1	5.34	130.5	8.0	3.8	3.54	65.8	28.4	37.2	5.35	196.6	0.53	1.51	-0.3	11.8
110	89.7	84.0	5.36	126.7	7.2	3.7	5.15	69.3	28.3	37.2	5.31	196.9	0.54	1.53	1.1	11.8
111	91.0	86.2	5.35	108.5	8.4	5.5	5.20	60.8	29.6	40.6	5.69	169.3	0.56	1.56	0.0	10.2
112	91.0	84.0	3.40	100.1	8.8	5.4	4.36	61.4	29.0	39.6	3.73	163.1	0.51	1.63	-1.6	9.8
113	90.4	82.3	3.40	116.3	8.3	4.2	4.37	72.6	28.0	36.6	5.29	189.3	0.52	1.63	-0.4	11.4
114	92.6	84.0	3.39	122.3	14.7	9.5	4.40	73.4	29.1	39.2	5.14	216.1	0.75	1.77	-0.4	13.0
115	92.4	83.8	3.40	123.1	15.4	10.9	5.05	93.8	28.7	39.0	5.06	216.9	0.75	1.76	0.0	13.0
116	91.1	84.4	4.36	124.2	15.2	10.7	5.05	94.0	28.4	39.0	5.00	217.3	0.75	1.75	0.9	13.0
117	91.5	84.8	4.39	123.0	14.9	10.3	5.04	94.2	25.6	41.2	3.34	214.8	0.77	1.75	2.4	12.9
118	92.1	85.5	4.38	122.0	14.3	9.5	5.04	92.4	29.0	41.0	4.64	215.0	0.75	1.76	-0.6	12.9
119	93.1	86.2	4.38	126.5	11.0	6.1	2.77	75.0	29.4	39.9	4.66	204.3	0.53	1.62	-1.9	12.3

: Résultats d'étude en régime permanent de l'unité ARKLA WFB 300

N.	GENERATEUR				EVAPORATEUR				REFROIDISSEMENT							
	TEG (C)	TSG (C)	QG (KG/S)	PG (KW)	TEE (C)	TSE (C)	QE (KG/S)	PE (KW)	TER (C)	TSR (C)	QR (KG/S)	PR (KW)	COPF	COPC	BIL. (KW)	ERF. (KW)
120	89.2	83.2	4.41	111.4	10.8	5.2	3.77	75.4	28.5	38.2	4.66	187.9	0.58	1.69	-1.1	11.3
121	86.4	80.9	4.47	104.0	10.7	6.4	4.29	76.2	27.0	36.7	4.46	181.2	0.73	1.74	-1.0	10.9
122	86.4	80.9	4.45	103.4	15.7	11.4	4.30	76.3	27.6	37.3	4.46	181.2	0.74	1.75	-1.5	10.9
123	91.0	83.9	4.54	135.6	15.3	9.1	3.98	101.5	25.6	37.8	4.62	235.4	0.75	1.74	1.7	14.1
124	89.9	83.9	5.35	134.5	15.3	9.1	3.99	101.1	25.4	37.6	4.57	233.4	0.75	1.74	2.2	14.0
125	90.6	84.6	5.34	135.9	12.8	6.6	3.91	99.4	25.9	38.0	4.61	233.7	0.73	1.72	1.6	14.0
126	90.4	84.7	5.38	127.9	12.4	7.0	3.88	85.3	29.4	38.5	5.54	210.7	0.67	1.65	2.5	12.6
127	90.7	85.1	5.38	126.7	16.0	10.1	3.91	94.6	29.8	39.2	5.60	219.0	0.75	1.73	2.3	13.1
128	90.4	84.9	5.39	125.8	15.4	10.7	4.96	94.8	29.8	39.1	5.60	218.1	0.75	1.73	2.5	13.1
129	91.3	85.6	5.38	129.3	15.3	10.5	4.95	97.6	29.9	39.6	5.56	224.2	0.75	1.73	2.7	13.5
130	85.1	80.5	5.50	107.1	14.6	10.7	4.96	78.5	28.9	36.6	5.70	183.2	0.73	1.71	2.4	11.0
131	87.1	82.0	5.40	115.2	14.2	10.0	4.94	85.9	28.9	37.4	5.62	199.0	0.75	1.73	2.1	11.9
132	85.2	80.1	5.47	118.0	14.8	9.7	4.17	87.0	26.3	35.4	5.36	203.0	0.74	1.72	2.0	12.2
133	92.3	85.6	5.39	150.9	12.7	6.2	4.11	109.2	24.5	37.3	4.82	256.9	0.72	1.70	3.2	15.4
134	90.5	84.2	5.38	143.3	13.4	8.0	4.77	105.6	24.4	36.8	4.74	246.1	0.74	1.72	2.8	14.8
135	90.5	84.4	5.38	138.3	10.5	5.5	4.75	98.2	25.1	37.0	4.68	233.6	0.71	1.69	2.9	14.0
136	87.9	82.4	5.40	125.7	10.7	6.0	4.75	92.5	25.3	36.5	4.70	215.2	0.74	1.71	3.0	12.9
137	89.2	83.4	5.40	131.0	10.2	4.4	3.59	86.0	25.6	36.5	4.70	214.4	0.55	1.64	2.6	12.9
138	91.9	85.5	4.76	127.6	10.7	5.9	3.37	77.5	29.2	38.9	4.98	202.5	0.61	1.59	2.6	12.2
139	90.2	84.3	4.76	117.7	12.7	7.5	3.37	85.1	29.2	38.7	5.02	199.7	0.72	1.70	3.1	12.0
140	80.1	75.8	4.85	86.8	14.2	10.5	3.98	60.2	26.0	33.1	4.89	144.2	0.59	1.66	2.8	8.7
141	79.7	75.1	4.84	83.6	10.7	6.2	3.12	57.3	25.7	32.4	4.92	138.5	0.69	1.66	2.4	8.3
142	84.7	76.5	3.37	115.7	14.2	9.5	4.42	85.4	25.2	32.9	6.25	201.0	0.74	1.74	0.1	12.1
143	92.1	84.5	4.62	148.2	14.1	7.7	4.16	109.7	25.7	37.1	5.36	256.3	0.74	1.73	1.6	15.4
144	90.4	83.5	4.85	140.8	13.5	7.6	4.36	104.6	25.6	36.7	5.26	243.2	0.74	1.73	2.2	14.6
145	90.9	84.0	4.94	143.2	15.4	9.4	4.37	107.3	28.5	37.7	6.47	248.5	0.75	1.74	2.0	14.9
146	89.4	83.5	5.38	134.6	14.6	8.3	3.94	98.6	28.6	37.5	6.33	231.0	0.73	1.72	2.2	13.9
147	78.8	75.5	5.46	76.6	11.6	8.2	3.93	52.8	30.1	34.4	7.06	127.3	0.59	1.66	2.1	7.6
148	78.9	74.8	5.48	94.6	11.4	7.1	3.83	67.5	25.7	32.0	6.06	160.7	0.71	1.70	1.4	9.6
149	84.8	78.3	4.42	121.3	15.0	9.8	4.24	99.9	26.0	33.9	6.34	210.0	0.74	1.73	1.2	12.6
150	78.8	75.4	5.46	77.1	10.1	6.8	3.23	51.8	30.1	34.5	6.99	127.5	0.57	1.65	1.4	7.7
151	83.8	78.8	5.43	112.8	12.5	7.2	3.84	83.3	26.5	35.2	5.54	194.3	0.74	1.72	1.8	11.7
152	83.3	78.3	5.42	113.0	14.6	9.3	3.84	83.4	26.5	34.9	5.45	195.3	0.74	1.73	1.1	11.7

: Résultats d'étude en régime permanent de l'unité ARKLA WFB 300

ANNEXE B

Module Load

Les données nécessaires au programme sont :

- la localisation du bâtiment : la latitude, la longitude, l'altitude, le fuseau horaire ;
- la température intérieure de confort qui sera considérée comme fixe par le programme ;
- les apports de charges thermiques dus aux occupants, aux équipements électriques, au process ;
- les programmes et les taux d'occupation des locaux ;
- les programmes et les taux d'utilisation des équipements, des process et de l'éclairage;
- les taux d'infiltration durant la période simulée ;
- les caractéristiques des matériaux de construction utilisés par les parois opaques et les parois transparentes : la capacité calorifique et la conductivité ou la résistance seulement, la masse volumique, l'absorptance ;
- les différentes couches des parois et leur disposition ;
- les dimensions des parois (extérieures, intérieures, plafonds, planchers) jugées significatives, leur type de construction et leur position ;
- les ouvertures : les fenêtres, les portes, les baies vitrées ;
- les caractéristique des protections des ouvertures et leur programme d'utilisation ;
- les ombres portées sur le bâtiment par des éléments de l'environnement immédiat ou par les parties du bâtiment lui-même ;

Le bâtiment a été divisé en 11 zones thermiques (SPACE) allant du rez-de-chaussée au 8e étage.

Des hypothèses faites à la lumière d'enquêtes réalisées ont permis d'évaluer les charges internes. Les données relatives aux charges externes sont contenues dans un fichier climat. Les formules suivantes indiquent la méthode utilisé pour évaluer les apports de chaleurs dus aux différentes composantes des milieux ambiants.

- Apports dus aux occupants :

$$P_{H_G} = 128 * [(1 + 0,8) * x + (N_{O_P}) - 2 * x]$$

$$P_{H_G} = 128 * (0,4 * x + 0,7 * N_{O_P})$$

N_{O_P} = nombre d'occupants = nombres de pièces

x = nombre d'appartements = nombre de couples

M = 128 W/personne = métabolisme d'un homme travaillant légèrement.

0,8 = coefficient appliqué au métabolisme des femmes.

0,7 = coefficient appliqué au métabolisme des enfants.

Proportion de chaleur latente

$$P-H-L = 0,64 * P-H-G$$

Proportion de chaleur sensible

$$P-H-S = 0,36 * P-H-G$$

* Apports dus à l'éclairage L-Kw

$$L-kW = 3 * 160/1000 * (N_{O_P} + \text{Hall} + \text{Cuisine} + \text{WC})$$

$$L-kW = 0,180 * (N_{O_P} + 3) \quad (\text{kW})$$

* Apports dus aux équipements électriques

$$E-kW = 0,5 * x \quad (\text{kW})$$

* Apports dus aux autres équipements (chauffe - eau - gaz, réfrigérateur)

$$\text{Source - BTU / HC} = (P_{\text{gaz}} + P_{\text{chauffe-eau}} * 0,3 * 1,5 + P_{\text{frigo}}) * x$$

$$\text{Source - BTU / HR} = [10,52 + (1,35 * 0,3) * 1,5 + 0,95] * x$$

$$\text{Source - BTU / HR} = 12,08 * x \quad (\text{kW})$$

NB : Un coefficient de 0,3 est appliqué à la contribution des chauffe-eau pour tenir compte de la chaleur contenue évacuée par l'eau utilisée.

Les ombres portées par les balcons sur les portes et les fenêtres sont représentées par les instructions “ OVERHANG ”, “ LEFT - FIN ” et “ RIGHT - FIN ” afin d'éviter le nombre important d'instructions “ BUILDING - SHAPES ” nécessaire à l'intégration de l'ensemble des balcons.

Quant aux ouvertures reliant les pièces ventilées aux gaines, elles sont représentées par la commande “ INTERIOR - WALL ” avec l'instruction “ INT - WAL - TYPE = AIR ”

Le coefficient d'infiltration pour les claustras est supérieur à celui des autres parois.

Pour le module Système

1. Calcul pour la conception des systèmes

L'exposé suivant explique comment la simulation des systèmes utilisent les données spécifiques (plus les données utilisées par le module LOADS) pour dimensionner d'abord les équipements des différents systèmes HVAC, puis pour simuler la performance des systèmes.

Il y a différentes manières de dimensionner les équipements par le programme selon l'utilisateur, mais toutes les méthodes disponibles varient entre deux extrêmes.

a) D'un côté de ce spectre de dimensionnement, l'utilisateur fournit à “ SYSTEMS ” un minimum de quantité de données et lui permet de dimensionner les équipements, et simule le comportement du système. Dans cette approche, l'utilisateur fournit des valeurs seulement pour les commandes et mots clefs nécessaires.

La méthode de conception de “ SYSTEMS ” fournit toutes les valeurs manquantes (par défaut). Bien sûr, il y a quelques mots-clefs qui sont en option, et qui n'ont pas de

valeurs par défaut. Ces mots-clefs seront ignorés, et l'option associée pour le système sera manquée. Dans ce mode d'opération, le programme a plus de liberté de conception.

b) D'un autre côté du spectre, l'utilisateur fournit la quantité maximale de données, et fait une restriction sur l'utilisation des valeurs par défauts. Dans cette approche, l'utilisateur limite la liberté de dimensionnement. C'est très important pour l'utilisateur de se rendre compte que tous les mots-clefs ne sont pas d'égale importance ou priorité. Quelques mots-clefs ont un plus grand effet que d'autres dans la restriction de la liberté de conception de " SYSTEMS " .

A moins que l'utilisateur comprenne les effets et/ou les priorités de chaque mot-clef dans " SYSTEMS " , le système en cours pour la simulation peut ou peut ne pas en tenir compte.

Toutes les approches de dimensionnement des équipements sont basées sur les extrêmes a) et b). Plus l'utilisateur fournit de valeurs pour les mots-clefs en option, plus la méthode de dimensionnement tend vers b).

Beaucoup d'utilisateurs sont tentés d'utiliser une méthode intermédiaire. Le programme par " SYSTEMS " permet à l'utilisateur de fournir ces paramètres lesquels sont importants pour l'utilisateur, et recherche le reste à partir de sa stratégie de conception. C'est aussi nécessaire pour l'utilisateur de comprendre la stratégie de conception construite dans

" SYSTEMS ". Dans cette section, cette stratégie sera décrite. Les résultats de cette interaction coopérative entre l'utilisateur et le programme de conception sont montrés dans " VERIFICATION-report ", SV-A.

Pour dimensionner un système de chauffage/climatisation, les quantités suivantes doivent être déterminées :

- a - La quantité maximale d'air fournie à chaque zone ;
- b - La quantité minimale d'air extérieur (ventilation) nécessaire à chaque zone ;
- c - Les températures maximales et minimales d'air de chaque zone ;
- d - La puissance totale du serpentin de réchauffage ;
- e - La puissance totale du serpentin de refroidissement ;
- f - La puissance du serpentin de refroidissement sensible ;
- g - Les températures maximale et minimale du serpentin ;
- h - La consommation électrique des ventilateurs aux conditions de la conception ;
- i - Et, pour les systèmes centraux :
 1. La quantité d'air extérieur minimale et maximale (ventilation)
 2. Les quantités d'air minimale et maximale fournies
 3. Les quantités d'air minimale par zone.

Les mots-clefs suivants sont nécessaires au programme pour permettre à " SYSTEMS " de concevoir un système :

SYSTEM-TYPE

ZONE - NAMES

DESIGN - HEAT-T

DESIGN - COOL -T

MAX - SUPPLY - T (Sauf pour les systèmes suivants : FPH, VAVS, RHFS, CB VAV, ou PAVS)

MIN-SUPPLY-T (Sauf pour les systèmes suivants : UHT, UVT, FPH, ou HVSYs).

Absolument, le programme de conception doit connaître le type de système (SYSTEM-TYPE) à modéliser et les noms des zones (ZONES-NAMES) à être inclus dans le système. Les deux mots-clefs suivants (DESIGN-HEAT-T et DESIGN-COOL-T) sont définis au niveau de la zone. Ils sont les températures dans les modes de chauffage et de refroidissement, respectivement) auxquels le système doit être conçu.

Ordinairement, ils peuvent être les points clefs du chauffage et de la climatisation (à partir de HEAT - TEMP - SCH et COOL-TEMP - SCH, respectivement) durant les heures d'occupation. Le module " SYSTEMS " ne regarde pas les horaires pour déterminer quoique ce soit. Une règle générale est que toute information dont l'utilisation veut faire connaître au programme doit apparaître sous forme de " mot-clef = forme de valeur ". Les horaires sont utilisés seulement pour la simulation.

Pour SYSTEM - TYPE = VAVS, RHFS, CBVAV, ou PVAVS

$$\text{MAX - SUPPLY-T} = (\text{MIN - SUPPLY-T}) + (\text{REHEAT - DELTA-T})$$

L'équation fondamentale utilisée par le logiciel décrit la relation entre le taux de chaleur apporté (ou extrait), le taux de circulation d'air et la différence entre la température désirée dans la zone et la température d'air fournie.

$$Q = 1,08 \times \text{CFM} \times \Delta T \quad \text{(A)}$$

L'équation fondamentale (A) apparaît dans les formes suivantes :

$$\text{CFM} = \frac{(-)\text{taux_d'apprt_de_chaleur}}{1,08 * [(DESIGN_HEAT_T) - (MAX_SUPPLY_T)]}$$

(B)

$$\text{CFM} = \frac{\text{taux_d'extraction_de_chaleur}}{1,08 * [(DESIGN_COOL_T) - (MIN_SUPPLY_T)]}$$

(C)

$$\text{CFM} = \frac{\text{Puissance_Calorifique}}{1,08 * [(températ._de_l'air_mélange) - (températ._de_l'air_du_rechauffeur)]} \quad \text{(D)}$$

$$CFM = \frac{\text{Puissance}_{\text{Frigorifique}}_{\text{Sensible}}}{1,08 * [(températ. \text{ de l'air mélangé}) - (températ. \text{ de l'air du refroidisseur)]} \quad (E)$$

Où les températures de l'air mélangé (ventilation extérieur et de retour) et l'air dans les serpentins sont calculés aux pics des conditions de chauffage /ventilation et climatisation /ventilation.

1/ Taux de circulation de l'air fourni dans une zone ou un système

Si l'utilisateur ne spécifie pas de mots-clefs qui dimensionnent le système, comme CFP, les puissances ou le taux d'apport ou d'extraction, le programme considérera les pics de charges de chauffage et de climatisation et utilisera les équations (B) ou (C) pour déterminer le CFM de chaque zone. Si l'utilisateur spécifie seulement la quantité d'air extérieur et/ou le CFM de chaque zone, le CFM déterminé pour chaque zone sera le maximum des valeurs calculées à partir de (B), (C), l'air extérieur, l'air évacué. Dans d'autres cas, le maximum des puissances calorifiques et frigorifiques sont déterminés à partir de (D) et (E).

Le seul moyen pour l'utilisateur de spécifier la quantité d'air par zone est d'utiliser le mot-clef ASSIGNED-CFM.

Supposons par exemple que l'utilisateur "ait entré" des valeurs pour "DESIGN-HEAT-T", "MAX-SUPPLY-T", "ASSIGNED-CFM" et "COLING-CAPACITY" pour un système zonal. Le programme calculera la température de l'air mélangé pour chaque zone en utilisant :

a) la température sèche extérieure à l'heure du pic de charge de climatisation pour le bâtiment ; b) la quantité minimale d'air de ventilation qui est spécifiée au niveau des entrées et c) le "DESIGN-HEAT-T".

De même, le programme calculera la température d'air dans le serpentin en utilisant

a) la chute de température dans les conduites et b) l'augmentation de la température due aux ventilateurs.

2/ Taux de circulation de l'air extérieur

Si le débit d'air extérieur est défini, il est pris comme la quantité d'air ventilé pour cette zone. En d'autres mot, le programme le maximum entre $(OA - CHANGES) \times (\text{volume de la zone}) / 60 \text{ min. par heure}$, et $(OA - CFM / PER) \times \text{nombre de personnes}$ comme la quantité d'air ventilé pour la zone. Durant les simulations, le " MIN-AIR-SCH " sera aussi actif ; il est ignoré par le calcul et les autres spécifications sont utilisées. Pour les systèmes centraux, le rapport d'air extérieur est pris comme étant la valeur de a) MIN - OUTSIDE -AIR, b) le rapport de la somme de l'air ventilé au débit fourni (SUPPLY - CFM), ou c) le rapport de la dernière considération en tenant compte de l'air fourni est le rapport de débit minimal associé au système à volume variable.

3/ Puissances calorifique et frigorifique, et taux d'extraction

Les conditions météorologiques à l'heure du pic de charge de climatisation sont utilisées pour calculer la puissance frigorifique. Si l'utilisateur a spécifié un " MAX - HUMIDITY " qui ne peut pas être obtenu par l'évaporateur, comme défini dans les conditions du pic de charges de climatisation, un message d'avertissement " WARNING " est lancé et la valeur de l'humidité maximale peut ne pas être obtenue durant la simulation.

4/ Consommation électrique des ventilateurs

La consommation électrique des ventilateurs d'un système est réglée par la valeur spécifiée pour " SUPPLY - kW " et " RETURN - kW " selon les taux de circulation spécifiés ou calculés, lesquels décrivent l'énergie électrique consommée par les ventilateurs de fourniture et de retour, respectivement. Si l'utilisateur spécifie une valeur pour " SUPPLY - EFF " et/ou " RETURN - EFF", le programme ignore les défauts pour " SUPPLY - kW " et/ou " RETURN - kW " et calcule la consommation à partir de l'efficacité les pressions statiques (SUPPLY-STATIC et/ou RETURN-STATIC), et les taux de circulation.

SICAP av. ROUME, EDIFICE A BUREAUX A 8 ETAGES

REPORT- LS-C BUILDING PEAK LOAD COMPONENTS WEATHER FILE-1988 ABI88S2 W/SOLAR

FLOOR AREA	22361	SQFT	2077	M2
VOLUME	224667	CUFT	6363	M3

COOLING LOAD

TIME	APR 16 5PM			
DRY-BULB TEMP	91 F		33 C	
WET-BULB TEMP	80 F		27 C	
TOT HORIZONTAL SOLAR RAD	122 BTU/H.SQFT		384 W/M2	
WINDSPEED AT SPACE	4.2 KTS		2.2 M/S	
CLOUD AMOUNT 0(CLEAR)-10	6			

	SENSIBLE		LATENT	
	(KBTU/H)	(KW)	(KBTU/H)	(KW)
WALL CONDUCTION	73.173	21.440	0.000	0.000
ROOF CONDUCTION	10.992	3.221	0.000	0.000
WINDOW GLASS+FRM COND	38.501	11.281	0.000	0.000
WINDOW GLASS SOLAR	141.103	41.343	0.000	0.000
DOOR CONDUCTION	2.493	0.730	0.000	0.000
INTERNAL SURFACE COND	0.000	0.000	0.000	0.000
UNDERGROUND SURF COND	0.000	0.000	0.000	0.000
OCCUPANTS TO SPACE	25.315	7.417	21.058	6.170
LIGHT TO SPACE	34.493	10.107	0.000	0.000
EQUIPMENT TO SPACE	21.164	6.201	0.000	0.000
PROCESS TO SPACE	0.000	0.000	0.000	0.000
INFILTRATION	10.553	3.092	41.097	12.041
TOTAL	357.786	104.831	62.155	18.211
TOTAL / AREA	0.016	0.050	0.003	0.009
TOTAL LOAD	419.942	KBTU/H	123.043	KW
TOTAL LOAD / AREA	18.78	BTU/H.SQFT	59.229	W/M2

NOTE 1) THE ABOVE LOADS EXCLUDE OUTSIDE VENTILATION AIR LOADS

2) TIMES GIVEN IN STANDARD TIME FOR THE LOCATION
IN CONSIDERATION

3) THE ABOVE LOADS ARE CALCULATED ASSUMING A CONSTANT INDOOR
SPACE TEMPERATURE

REPORT- LS-D BUILDING MONTHLY LOADS SUMMARY WEATHER FILE-1988 ABI88S2 W/SOLAR

- - - - - C O O L I N G - - - - -

MONTH	COOLING ENERGY (MWH)	TIME OF MAX DY HR	DRY- BULB TEMP	WET- BULB TEMP	MAXIMUM COOLING LOAD (KW)
JAN	30.66857	22 16	30.C	25.C	82.427
FEB	34.50083	19 16	32.C	26.C	92.036
MAR	40.71343	23 16	31.C	26.C	98.081
APR	40.19118	16 16	33.C	27.C	104.831
MAY	41.72012	12 15	32.C	27.C	102.553
JUN	30.07268	1 15	32.C	27.C	92.016
JUL	28.45430	8 16	29.C	25.C	85.507
AUG	21.82119	19 16	28.C	24.C	76.051
SEP	25.58123	3 16	27.C	24.C	77.055
OCT	33.97845	26 16	31.C	26.C	96.163
NOV	36.88010	11 15	32.C	26.C	97.843
DEC	30.89402	1 15	30.C	26.C	88.983
TOTAL	395.476				
MAX					104.831

-- F A N E L E C --

MONTH	FAN ENERGY (KWH)	MAXIMUM FAN LOAD (KW)
JAN	3010.	14.333
FEB	2867.	14.333
MAR	3297.	14.333
APR	3153.	14.333
MAY	3010.	14.333
JUN	2328.	3.234
JUL	3153.	14.333
AUG	3153.	14.333
SEP	3153.	14.333
OCT	3010.	14.333
NOV	3153.	14.333
DEC	3297.	14.333
TOTAL	37410.	
MAX		14.333

- - - - - C O O L I N G - - - - -

MONTH	COOLING ENERGY (MWH)	TIME OF MAX DY HR	DRY-BULB TEMP	WET-BULB TEMP	MAXIMUM COOLING LOAD (KW)
JAN	14.46633	5 2	20.C	21.C	35.099
FEB	14.60029	12 2	22.C	21.C	36.020
MAR	16.50542	24 16	32.C	27.C	25.048
APR	15.98247	12 2	22.C	22.C	45.002
MAY	16.82897	29 4	23.C	23.C	48.627
JUN	14.37855	2 12	23.C	23.C	50.324
JUL	14.19681	30 2	21.C	22.C	37.776
AUG	12.85740	25 2	19.C	21.C	30.991
SEP	13.34562	19 19	27.C	25.C	21.394
OCT	15.30985	21 22	22.C	23.C	49.205
NOV	15.45647	11 23	23.C	23.C	52.619
DEC	14.68270	1 19	23.C	23.C	51.997
TOTAL	178.611				
MAX					52.619

- - F A N E L E C - - -

MONTH	FAN ENERGY (KWH)	MAXIMUM FAN LOAD (KW)
JAN	2406.	3.234
FEB	2173.	3.234
MAR	2406.	3.234
APR	2328.	3.234
MAY	2406.	3.234
JUN	2328.	3.234
JUL	2406.	3.234
AUG	2406.	3.234
SEP	2328.	3.234
OCT	2406.	3.234
NOV	2328.	3.234
DEC	2406.	3.234

TOTAL	28329.	
MAX		3.234

REPORT- BEPS BUILDING ENERGY PERFORMANCE SUMMARY

ENERGY TYPE: ELECTRICITY
 UNITS: MWH

CATEGORY OF USE

AREA LIGHTS	36.2
MISC EQUIPMT	83.0
SPACE COOL	359.4
HEAT REJECT	83.9
PUMPS & MISC	39.2
VENT FANS	65.7
DOMHOT WATER	65.6
	<hr/>
TOTAL	733.1

TOTAL SITE ENERGY	733.07	MWH	22.2	KWH/M2-YR
GROSS-AREA	352.7	KWH/M2-YR	NET-AREA	
TOTAL SOURCE ENERGY	2199.42	MWH	66.5	KWH/M2-YR
GROSS-AREA	1058.3	KWH/M2-YR	NET-AREA	

PERCENT OF HOURS ANY SYSTEM ZONE OUTSIDE OF THROTTLING RANGE =100.0
 PERCENT OF HOURS ANY PLANT LOAD NOT SATISFIED = 0.0

NOTE: ENERGY IS APPORTIONED HOURLY TO ALL END-USE CATEGORIES.

REPORT- BEPU BUILDING ENERGY PERFORMANCE SUMMARY (UTILITY UNITS)

ENERGY TYPE: SITE UNITS:	ELECTRICITY KWH
CATEGORY OF USE	

AREA LIGHTS	36224.
MISC EQUIPMT	82996.
SPACE COOL	359398.
HEAT REJECT	83871.
PUMPS & MISC	39215.
VENT FANS	65739.
DOMHOT WATER	65623.

TOTAL	733068.

TOTAL ELECTRICITY 733068. KWH 0.191 KWH / M2 -YR
 GROSS-AREA 3.046 KWH / M2 -YR NET-AREA

PERCENT OF HOURS ANY SYSTEM ZONE OUTSIDE OF THROTTLING RANGE =100.0
 PERCENT OF HOURS ANY PLANT LOAD NOT SATISFIED = 0.0

NOTE: ENERGY IS APPORTIONED HOURLY TO ALL END-USE CATEGORIES.

PEAK ELECTRICAL LOAD BREAKDOWN

PCT	SOURCE	KW
---	-----	-----
24.9	SYSTEMS LOAD	56.442
2.0	CIRCULATION PUMPS	4.477
73.1	HERM-CENT-CHLR	165.712
		=====
	TOTAL	226.631

SICAP av. ROUME, EDIFICE A BUREAUX A 7 EAUTEURS: ESP THIES
DOE-2.1E-084 06/15/99 00:21:44.59 PDL RUN 1

REPORT- BEPS BUILDING ENERGY PERFORMANCE SUMMARY
WEATHER FILE- 1988 ABI98S2 W/SOLAR

ENERGY TYPE: UNITS: MWH	ELECTRICITY	FUEL-OIL
CATEGORY OF USE -----		
AREA LIGHTS	36.2	0.0
MISC EQUIPMT	83.0	0.0
SPACE COOL	19.9	849.1
HEAT REJECT	93.6	0.0
PUMPS & MISC	39.2	0.0
VENT FANS	65.7	0.0
DOMHOT WATER	65.6	0.0
	-----	-----
TOTAL	403.3	849.1

PEAK ELECTRICAL LOAD BREAKDOWN

PCT	SOURCE	KW
75.9	SYSTEMS LOAD	68.442
5.0	CIRCULATION PUMPS	4.277
3.2	ABSORG-CHLR	2.914
15.9	COOLING-TWR	14.293
	TOTAL	90.127

SYSTEME MZS

REPORT- SS-A SYSTEM MONTHLY LOADS SUMMARY FOR
 WEATHER FILE- 1988 ABI88S2 W/SOLAR

SYST-1

----- C O O L I N G -----

MONTH	COOLING ENERGY (MWH)	TIME OF MAX DY HR	DRY- BULB TEMP	WET- BULB TEMP	MAXIMUM COOLING LOAD (KW)
JAN	29.30721	19 10	27.C	26.C	311.195
FEB	29.84344	3 8	28.C	27.C	315.168
MAR	39.00667	31 8	29.C	27.C	327.588
APR	36.93172	20 10	30.C	26.C	317.426
MAY	37.42611	24 10	29.C	27.C	344.703
JUN	36.70501	1 10	29.C	26.C	317.417
JUL	31.09285	5 10	27.C	24.C	255.328
AUG	31.62620	4 10	25.C	24.C	245.899
SEP	32.31499	21 10	26.C	25.C	270.587
OCT	34.17115	18 10	26.C	26.C	288.967
NOV	33.95821	8 10	30.C	26.C	295.581
DEC	33.45958	20 10	27.C	26.C	294.870
TOTAL	405.843				
MAX					344.703

REPORT-SS-H SYSTEM MONTHLY LOADS SUMMARY FOR SYST-1

- - F A N E L E C - - -

MONTH	MAXIMUM	
	FAN ENERGY (KWH)	FAN LOAD (KW)
JAN	2456.	11.696
FEB	2339.	11.696
MAR	2690.	11.696
APR	2573.	11.696
MAY	2456.	11.696
JUN	2573.	11.696
JUL	2573.	11.696
AUG	2573.	11.696
SEP	2573.	11.696
OCT	2456.	11.696
NOV	2573.	11.696
DEC	2690.	11.696
TOTAL	30526.	
MAX		11.696

----- C O O L I N G -----

MONTH	COOLING ENERGY (MWH)	TIME OF MAX		DRY- BULB TEMP	WET- BULB TEMP	MAXIMUM COOLING LOAD (KW)
		DY	HR			
JAN	13.79570	5	1	20.C	21.C	31.194
FEB	13.98350	12	2	22.C	21.C	33.341
MAR	15.83186	24	16	32.C	27.C	24.059
APR	15.34028	12	2	22.C	22.C	39.507
MAY	16.13985	29	4	23.C	23.C	45.254
JUN	13.73126	2	12	23.C	23.C	44.879
JUL	13.51757	30	2	21.C	22.C	33.994
AUG	12.14759	25	2	19.C	21.C	28.054
SEP	12.68136	19	19	27.C	25.C	20.468
OCT	14.62885	21	22	22.C	23.C	43.530
NOV	14.80298	11	20	23.C	23.C	47.015
DEC	13.95480	10	7	21.C	22.C	36.592
TOTAL	170.556					
MAX						47.015

- - F A N E L E C - - -

MONTH	FAN ENERGY (KWH)	MAXIMUM FAN LOAD (KW)
JAN	1963.	2.639
FEB	1773.	2.639
MAR	1963.	2.639
APR	1900.	2.639
MAY	1963.	2.639
JUN	1900.	2.639
JUL	1963.	2.639
AUG	1963.	2.639
SEP	1900.	2.639
OCT	1963.	2.639
NOV	1900.	2.639
DEC	1963.	2.639
<hr/>		
TOTAL	23115.	
MAX		2.639

REPORT- BEPS BUILDING ENERGY PERFORMANCE SUMMARY

ENERGY TYPE: ELECTRICITY
UNITS: MWH

CATEGORY OF USE

AREA LIGHTS	36.2
MISC EQUIPMT	83.0
SPACE COOL	323.1
HEAT REJECT	78.0
PUMPS & MISC	35.7
VENT FANS	53.6
DOMHOT WATER	65.6
	<hr/>
TOTAL	675.3

TOTAL SITE ENERGY 675.25MWH 20.4KWH/M2-YR
GROSS-AREA 324.9 KWH/M2-YR NET-AREA
TOTAL SOURCE ENERGY 2025.97MWH 61.2KWH/M2-YR
GROSS-AREA 974.8 KWH/M2-YR NET-AREA

PERCENT OF HOURS ANY SYSTEM ZONE OUTSIDE OF THROTTLING RANGE = 0.0
PERCENT OF HOURS ANY PLANT LOAD NOT SATISFIED = 90.1

NOTE: ENERGY IS APPORTIONED HOURLY TO ALL END-USE CATEGORIES.

REPORT- BEPU BUILDING ENERGY PERFORMANCE SUMMARY (UTILITY UNITS)

ENERGY TYPE:	ELECTRICITY
SITE UNITS:	KWH
CATEGORY OF USE	

AREA LIGHTS	36224.
MISC EQUIPMT	82996.
SPACE COOL	323058.
HEAT REJECT	78012.
PUMPS & MISC	35693.
VENT FANS	53647.
DOMHOT WATER	65623.

TOTAL	675254.

TOTAL ELECTRICITY 675254. KWH 0.176 KWH / M2 -YR
 GROSS-AREA 2.805 KWH / M2 -YR NET-AREA

PERCENT OF HOURS ANY SYSTEM ZONE OUTSIDE OF THROTTLING RANGE = 0.0
 PERCENT OF HOURS ANY PLANT LOAD NOT SATISFIED = 90.1

NOTE: ENERGY IS APPORTIONED HOURLY TO ALL END-USE CATEGORIES.

REPORT- BEPS BUILDING ENERGY PERFORMANCE SUMMARY
 WEATHER FILE- 1988 ABI88S2 W/SOLAR

ENERGY TYPE: UNITS: MWH	ELECTRICITY	FUEL-OIL
CATEGORY OF USE		
AREA LIGHTS	36.2	0.0
MISC EQUIPMT	83.0	0.0
SPACE HEAT	0.0	0.1
SPACE COOL	34.8	797.7
HEAT REJECT	85.6	0.0
PUMPS & MISC	35.7	0.0
VENT FANS	53.6	0.0
DOMHOT WATER	65.6	0.0
TOTAL	394.5	797.8

	TOTAL SITE ENERGY	1192.32 MWH	36.0 KWH/M2-YR
GROSS-AREA	573.7 KWH/M2-YR	NET-AREA	
	TOTAL SOURCE ENERGY	1981.45 MWH	59.9 KWH/M2-YR
GROSS-AREA	953.4 KWH/M2-YR	NET-AREA	

PERCENT OF HOURS ANY SYSTEM ZONE OUTSIDE OF THROTTLING RANGE = 0.0

PERCENT OF HOURS ANY PLANT LOAD NOT SATISFIED = 0.0

NOTE: ENERGY IS APPORTIONED HOURLY TO ALL END-USE CATEGORIES.

SYSTEME SZRH

REPORT- SS-A SYSTEM MONTHLY LOADS SUMMARY FOR

SYST-1

- - - - - C O O L I N G - - - - -

MONTH	COOLING ENERGY (MWH)	TIME OF MAX DY HR	DRY- BULB TEMP	WET- BULB TEMP	MAXIMUM COOLING LOAD (KW)
JAN	29.82110	28 8	27.C	27.C	322.684
FEB	30.31264	3 8	28.C	27.C	336.533
MAR	39.90770	31 8	29.C	27.C	349.882
APR	37.76970	20 10	30.C	26.C	324.457
0.000	6554.	29.792			
MAY	38.34426	24 10	29.C	27.C	351.334
JUN	37.71267	1 10	29.C	26.C	323.928
JUL	31.83220	9 9	27.C	25.C	268.113
AUG	33.10404	24 16	25.C	24.C	256.707
SEP	33.21329	21 10	26.C	25.C	273.400
OCT	35.15998	18 10	26.C	26.C	295.790
NOV	34.57619	23 8	28.C	26.C	306.985
DEC	34.13558	20 10	27.C	26.C	298.497
TOTAL	415.890				
MAX					351.334

- - F A N E L E C - - -

MONTH	FAN	MAXIMUM
	ENERGY	FAN
	(KWH)	LOAD
		(KW)
JAN	2185.	10.407
FEB	2081.	10.407
MAR	2394.	10.407
APR	2290.	10.407
MAY	2185.	10.407
JUN	2290.	10.407
JUL	2290.	10.407
AUG	2290.	10.407
SEP	2290.	10.407
OCT	2185.	10.407
NOV	2290.	10.407
DEC	2394.	10.407

TOTAL	27161.	
MAX		10.407

- - - - - C O O L I N G - - - - -

MONTH	COOLING ENERGY (MWH)	TIME OF MAX		DRY- BULB TEMP	WET- BULB TEMP	MAXIMUM COOLING LOAD (KW)
		DY	HR			
JAN	13.76250	5	2	20.C	21.C	32.629
FEB	13.95930	12	2	22.C	21.C	35.240
MAR	15.79883	24	16	32.C	27.C	24.070
APR	15.30221	12	2	22.C	22.C	42.666
MAY	16.12002	29	4	23.C	23.C	47.775
JUN	13.70215	2	12	23.C	23.C	48.042
JUL	13.49562	30	2	21.C	22.C	35.533
AUG	12.16937	25	2	19.C	21.C	28.810
SEP	12.66915	19	19	27.C	25.C	20.417
OCT	14.60252	21	22	22.C	23.C	46.843
NOV	14.77325	11	20	23.C	23.C	50.307
DEC	13.97247	1	19	23.C	23.C	49.685
TOTAL	170.328					
MAX						50.307

REPORT- SS-H SYSTEM MONTHLY LOADS SUMMARY FOR

SYST-2

- - F A N E L E C - - -

MONTH	FAN ENERGY (KWH)	MAXIMUM FAN LOAD (KW)
JAN	1747.	2.348
FEB	1578.	2.348
MAR	1747.	2.348
APR	1690.	2.348
MAY	1747.	2.348
JUN	1690.	2.348
JUL	1747.	2.348
AUG	1747.	2.348
SEP	1690.	2.348
OCT	1747.	2.348
NOV	1690.	2.348
DEC	1747.	2.348
TOTAL	20566.	
MAX		2.348

REPORT- BEPS BUILDING ENERGY PERFORMANCE SUMMARY

ENERGY TYPE: ELECTRICITY
 UNITS: MWH

CATEGORY OF USE

AREA LIGHTS	36.2
MISC EQUIPMT	83.0
SPACE COOL	322.4
HEAT REJECT	78.7
PUMPS & MISC	36.3
VENT FANS	47.7
DOMHOT WATER	65.6
	<hr/>
TOTAL	670.0

TOTAL SITE ENERGY	670.01	MWH	20.3	KWH/M2-YR
GROSS-AREA	322.4	KWH/M2-YR	NET-AREA	
TOTAL SOURCE ENERGY	2010.22	MWH	60.8	KWH/M2-YR
GROSS-AREA	967.2	KWH/M2-YR	NET-AREA	

PERCENT OF HOURS ANY SYSTEM ZONE OUTSIDE OF THROTTLING RANGE =100.0
 PERCENT OF HOURS ANY PLANT LOAD NOT SATISFIED = 0.0

NOTE: ENERGY IS APPORTIONED HOURLY TO ALL END-USE CATEGORIES.

REPORT- BEPU BUILDING ENERGY PERFORMANCE SUMMARY (UTILITY UNITS)

ENERGY TYPE: SITE UNITS:	ELECTRICITY KWH
<u>CATEGORY OF USE</u>	
AREA LIGHTS	36224.
MISC EQUIPMT	82996.
SPACE COOL	322403.
HEAT REJECT	78694.
PUMPS & MISC	36339.
VENT FANS	47727.
DOMHOT WATER	65623.
TOTAL	670006.

TOTAL ELECTRICITY 670006. KWH 0.175 KWH / M2 -YR
 GROSS-AREA 2.784 KWH / M2 -YR NET-AREA

PERCENT OF HOURS ANY SYSTEM ZONE OUTSIDE OF THRC TTLING RANGE =100.0
 PERCENT OF HOURS ANY PLANT LOAD NOT SATISFIED = 0.0

NOTE: ENERGY IS APPORTIONED HOURLY TO ALL END-USE CATEGORIES.

PEAK ELECTRICAL LOAD BREAKDOWN

PCT	SOURCE	KW
---	---	---
76.8	SYSTEMS LOAD	65.210
4.8	CIRCULATION PUMPS	4.075
3.1	ABSORG-CHLR	2.653
15.3	COOLING-TWR	13.010
		=====
	TOTAL	84.947

SICAP av. ROUME, EDIFICE A BUREAUX A 7 EAUTEURS: ESP THIES
 DOE-2.1E-084 06/14/99 23:53:33:37 PDL RUN 1

REPORT- BEPS BUILDING ENERGY PERFORMANCE SUMMARY
 WEATHER FILE- 1988 ABI88S2 W/SOLAR

ENERGY TYPE: UNITS: MWH	ELECTRICITY	FUEL-OIL
CATEGORY OF USE		
AREA LIGHTS	36.2	0.0
MISC EQUIPMT	83.0	0.0
SPACE HEAT	0.0	0.1
SPACE COOL	34.8	797.7
HEAT REJECT	85.6	0.0
PUMPS & MISC	35.7	0.0
VENT FANS	53.6	0.0
DOMHOT WATER	65.6	0.0
TOTAL	394.5	797.8

	TOTAL SITE ENERGY	1192.32 MWH	36.0 KWH/M2-YR
GROSS-AREA	573.7 KWH/M2-YR	NET-AREA	
	TOTAL SOURCE ENERGY	1981.45 MWH	59.9 KWH/M2-YR
GROSS-AREA	953.4 KWH/M2-YR	NET-AREA	

= 0.0 PERCENT OF HOURS ANY SYSTEM ZONE OUTSIDE OF THROTTLING RANGE

= 0.0 PERCENT OF HOURS ANY PLANT LOAD NOT SATISFIED

NOTE: ENERGY IS APPORTIONED HOURLY TO ALL END-USE CATEGORIES.

SICAP av. ROUME, EDIFICE A BUREAUX A 7 EAUTEURS: ESP THIES
 DOE-2.1E-084 06/14/99 23:53:33.37 PDL RUN 1

REPORT- BEPU BUILDING ENERGY PERFORMANCE SUMMARY (UTILITY UNITS)
 WEATHER FILE- 1988 ABI98S2 W/SOLAR

ENERGY TYPE: SITE UNITS:	ELECTRICITY KWH	FUEL-OIL GALLON
CATEGORY OF USE		
AREA LIGHTS	36224.	0.
MISC EQUIPMT	82996.	0.
SPACE HEAT	0.	3..
SPACE COOL	34760.	19629.
HEAT REJECT	85563.	0.
PUMPS & MISC	35693.	0.
VENT FANS	53647.	0.
DOMHOT WATER-	65623.	0.
TOTAL	394507.	19632.

TOTAL ELECTRICITY	394507. KWH	0.103 KWH	/ M2 -YR
GROSS-AREA	1.633 KWH / M2 -YR NET-AREA		
TOTAL FUEL-OIL	19632. GALLON	0.005 GALLON	/ M2 -YR
GROSS-AREA	0.082 GALLON / M2 -YR NET-AREA		

= 0.0 PERCENT OF HOURS ANY SYSTEM ZONE OUTSIDE OF THROTTLING RANGE

= 0.0 PERCENT OF HOURS ANY PLANT LOAD NOT SATISFIED

NOTE: ENERGY IS APPORTIONED HOURLY TO ALL END-USE CATEGORIES.