



**HAL**  
open science

## Conception énergétique et environnementale d'un établissement médical

Tanios Jreis

► **To cite this version:**

Tanios Jreis. Conception énergétique et environnementale d'un établissement médical. Energie électrique. 2012. dumas-01081517

**HAL Id: dumas-01081517**

**<https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-01081517>**

Submitted on 8 Nov 2014

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



Institut des Sciences Appliquées et Économiques  
Université Libanaise

**ISAE – Cnam Liban**

Centre du Liban associé au

**Conservatoire national des arts et métiers – Paris**



## **MEMOIRE**

Présenté en vue d'obtenir

**LE DIPLOME D'INGENIEUR CNAM**

**En Energétique**

**JREIS Tanios**

**CONCEPTION ENERGETIQUE ET ENVIRONNEMENTALE  
D'UN ETABLISSEMENT MEDICAL**

Soutenu le 13 Juillet 2012

### **JURY:**

**Président : Mr.Christophe Marvillet**

**Membres : Dr.Tony Jabbour**

**Dr.Hussein Bazzi**

### **Remerciements**

*Avant d'entamer mon présent rapport, je tiens à adresser mes remerciements à tous ceux qui ont contribué à la réalisation de mon projet.*

*Mais avant tout je remercie DIEU le tout puissant de m'avoir accordé le courage, la persévérance et la patience pour réaliser cet humble travail.*

*Je tiens à remercier profondément le directeur de la société SDT International, Mr. Wassim Tabet pour la confiance qu'il m'a témoignée en me choisissant pour faire la conception énergétique et environnementale de ce projet et grâce à qui mes efforts ont pu aboutir et avec qui j'ai beaucoup appris.*

*Mes vifs remerciements s'adressent également aux amis : «Maroun Tabet» chef de département de mécanique dans la société SDT International, «Shady Zoghby» chef de département du développement soutenable dans la même société et «Elie Bou Nader» sous-chef de département de mécanique dans SDT qui m'ont incité à travailler en mettant à ma disposition leurs expériences et leurs compétences.*

*Enfin je tiens à remercier le président et les membres du Jury pour leur précieux temps et leur écoute et toute personne ayant participé de près ou de loin à la réalisation de ce projet.*

*JREIS Tanios*

**SOMMAIRE**

<u>INTRODUCTION</u>	5
<u>CHAPITRE I: LE LEEDERSHIP DANS LA CONCEPTION ENERGETIQUE ET ENVIRONNEMENTALE</u>	
I.1.Introduction	7
I.2. Le système LEED pour les constructions écologiques	7
I.3. Objectifs de l'étude	8
<u>CHAPITRE II : ALIMENTATION EN EAU</u>	
II.1. Critères de conception du système d'alimentation en eau potable	10
II.2. Description du système	10
II.3. Débits d'eau froide et d'eau chaude domestique	10
II.4. Estimation du besoin en eau	13
II.5. Dimensionnement des tuyaux	13
II.6. Equipements du système d'alimentation en eau	18
<u>CHAPITRE III : EAU CHAUDE SANITAIRE</u>	
III.1. Système d'eau chaude sanitaire	23
III.2. Calcul de la consommation quotidienne d'eau chaude sanitaire	23
III.3. Système de production d'eau chaude sanitaire	25
III.3.1. Echangeur primaire interne et appoint centralisé séparé	25
III.3.2. Variante pour la décharge du stock solaire	27
III.4. Dimensionnement des tuyaux de retour d'eau chaude sanitaire	28
III.5. Dissipation de chaleur due à la circulation d'eau chaude	29
III.6. Estimation du nombre de panneaux solaires	30
III.7. Chaudière d'appoint et économie d'énergie	32
III.8. Date de récupération du prix d'investissement dans les panneaux solaires	34
III.9. Sélection des panneaux solaires suivant le logiciel RETScreen	34
III.10. Pompe de circulation d'eau chaude domestique et pompe de chauffage	37
III.11. Dimensionnement des conduites	40

CHAPITRE IV : LA GESTION DES EAUX USEES

IV.1. Gestion des eaux usées	43
IV.2. Génération annuelle des eaux usées	44
IV.3. Génération annuelle des eaux souillées	47
IV.4. Conservation de l'eau	47
IV.5. Dimensionnement des conduites de drainage	52

CHAPITRE V : IRRIGATION

V.1. Description du système	55
V.2. Dimensionnement des tuyaux	55
V.3. Pompe d'arrosage	56
V.4. Conservation de l'eau	56
V.4.1. Hypothèses standards du LEED	57
V.4.2. Création du cas de conception (Design case)	57
V.4.3. Création du cas de base (Baseline case)	58

CHAPITRE VI : EVACUATION DES EAUX PLUVIALES

VI.1. Description du système d'évacuation d'eau de pluie	62
VI.2. Dimensionnement des tuyaux d'évacuation de l'eau pluviale	63

CHAPITRE VII : CONDITIONNEMENT D'AIR

VII.1. Critères de conception du système de ventilation et d'air conditionné	67
VII.2. Conditions de conceptions et description du bâtiment à climatiser	67
VII.3. Charge de refroidissement de l'établissement médical	71
VII.4. Dimensionnement des tuyaux d'eau glacée	72
VII.5. Systèmes de climatisation avec refroidisseur à eau	74
VII.5.1. Sous systèmes de distribution/Ventilo-convecteurs	74
VII.5.2. Sous systèmes de distribution / Centrale de traitement d'air neuf	75
VII.5.3. Réduction énergétique du système de ventilation par récupération	79
VII.5.4. Réduction énergétique du système de ventilation par contrôle BMS	80
VII.6. Pompe de distribution d'eau froide aux ventilo-convecteurs	83

VII.7. Principe de fonctionnement d'un système de climatisation à compression mécanique	84
VII.8. Système de climatisation à compression thermique	85
VII.8.1. Description de la machine à absorption	86
VII.8.2. Intérêt de l'utilisation d'une machine à absorption	87
VII.8.3. Calcul énergétique des différents composants de la machine à absorption	88
VII.9. Détermination de la surface des capteurs solaires disponibles au chauffage du générateur	93
VII.10. Impact économique	95
VII.10.1. Différence dans le cout d'opération des refroidisseurs à absorption et des refroidisseurs électriques	95
VII.10.2. Date de récupération du prix d'investissement	96
VII.10.3. Simulation à l'aide du logiciel RETScreen	97
VII.11. Dimensionnement des sorties d'air	99
VII.12. Tour de refroidissement	100
VII.12.1. Réduction de la purge dans la tour	101
VII.12.2. Déperditions d'eau dans la tour	101
VII.12.3. Minimiser l'usage d'eau	103
VII.12.4. Calcul de l'apport en eau pour la tour	104
VII.12.5. Calcul de la pompe d'apport d'eau à la tour	105
VII.12.6. Calcul de la pompe de refroidissement du condenseur dans le cas d'une compression mécanique	105
CONCLUSION GENERALE	107
ANNEXE	108
BIBLIOGRAPHIES	128

## **INTRODUCTION**

Il s'agit d'une analyse de la conception préliminaire d'un établissement médical (cliniques médicales, laboratoire de pathologie, clinique dentaire...) dans la région de Rmeich au Sud du Liban.

Cet établissement s'étend sur une surface de 850m<sup>2</sup> et est formé d'un seul étage avec un sous-sol qui va servir comme zone technique de l'établissement. Il est entouré par une surface verte de 1500m<sup>2</sup> qui va servir comme jardin.

Mon projet se résume par l'étude et la conception des services mécaniques: la plomberie, le chauffage, la ventilation et le conditionnement d'air et selon toutes les spécifications pertinentes ainsi que les codes et les normes internationalement reconnus.

Une conception préliminaire non économique est faite tout d'abord suivie d'une autre conception qui répond au développement durable ainsi qu'à la préservation de l'environnement et à la réduction de la facture énergétique dans un objectif de réduire la consommation en eau potable et en énergie.

Les mesures étudiées et les systèmes traités sont conçus de sorte à mieux utiliser les différentes ressources naturelles afin d'assurer simultanément la satisfaction des besoins et la préservation de l'environnement.

Les clients ont recommandé que leur bâtiment respecte le développement durable en profitant le maximum possible des énergies renouvelables et en diminuant le plus possible les émissions des GES.



Figure1 : Façade ouest de l'établissement médical

**Chapitre I:**

*LE LEEDERSHIP EN CONCEPTION ENERETIQUE ET  
ENVIRONNEMENTALE*



### I.1.Introduction

La principale préoccupation des bâtiments verts est de réduire ou d'éliminer les impacts négatifs sur l'environnement et d'améliorer la conception existante et insoutenable, comme un avantage supplémentaire. Les mesures de conception écologique réduisent les coûts d'exploitation, améliorent la qualité marchande du bâtiment et augmentent la productivité des travailleurs et la qualité du travail. En d'autres termes, la conception écologique comporte des éléments environnementaux et économiques qui profitent à toutes les parties prenantes de construction, les occupants et le grand public.

### I.2.Le système LEED pour les constructions écologiques

En 1993, l'USGBC (US Green Building Council) a réalisé que l'industrie du bâtiment durable doit avoir un système pour définir et mesurer les «Bâtiments verts». Ce fut la raison principale derrière la libération de la première certification LEED (Leadership in Energy and Environmental Design) du programme de projet en 1998. Et après des modifications importantes, le système LEED du bâtiment vert, version 2.0, a été libéré en 2000. Ce système est maintenant appelé le LEED des bâtiments écologiques ou le LEED des nouvelles constructions et rénovations majeures, ou aussi le LEED pour la construction neuve.

Le Système LEED est organisé en cinq catégories environnementales:

- Aménagement écologique des sites
- Conservation de l'eau
- Énergie et atmosphère
- Matériel et ressource
- Qualité des environnements intérieurs.

Une catégorie supplémentaire, l'innovation et le processus de conception, est aussi ajoutée.

Le LEED est un système axé sur la performance où les crédits sont gagnés pour un critère conçu (design criteria) qui répond à des impacts environnementaux inhérents à la conception, la construction sur les opérations et l'entretien des bâtiments. Différents niveaux de certifications de constructions écologiques sont attribués sur la base des crédits totaux gagnés.

Le programme LEED pour les notations NC est attribué selon le score suivant:

- Certifié 26-32 points
- Argent 33 - 38 points
- Or 39 - 51 points
- Platine 52 - 69 points

### I.3.Objectif de l'étude

L'objet de construction de notre intérêt est un établissement de santé situé à Rmeich au Sud du Liban. Cette installation est destinée à être construite sur un terrain 4000m<sup>2</sup> dont l'établissement occupe une surface de 850m<sup>2</sup>. Une surface de 1500m<sup>2</sup> est un paysage cultivé et la surface qui reste est destinée pour garer les voitures. La conception mécanique de cette installation doit être effectuée à partir d'une approche environnementale de satisfaire au plus près certain critère possible fixé par le programme LEED des bâtiments écologiques. Il convient de mentionner que la réalisation d'un bâtiment vert n'est pas seulement la responsabilité ingénieur en mécanique, mais il est le résultat de la coopération entre toutes les disciplines d'ingénierie (mécanique, électrique, architecture ...). C'est pourquoi l'objectif de mon étude est d'exposer des solutions innovantes et environnementales afin de gagner le maximum possible de crédits dans la gamme de mes connaissances, recherches et tout ce que j'ai appris lors de la préparation du projet. L'étude de cette installation doit inclure les dispositions de conception, les calculs et le choix des équipements et toutes les informations nécessaires pour décrire l'eau, le drainage, l'eau de pluie, l'irrigation et les systèmes de conditionnement d'air et de climatisation.

**Chapitre II:**

*ALIMENTATION EN EAU*

### II.1. Critères de conception du système d'alimentation en eau

Les critères d'orientation et de référence pour la conception des systèmes de plomberie comprennent:

- International Plumbing Code 2006
- Toutes les normes applicables en ASHRAE
- American Society of Mechanical Engineers, ASME.
- American Society of Testing Materials, ASTM.

### II.2. Description du système

Un ensemble formé de deux pompes de renforcement qui travaillent de façon duplex (booster pumps) aspire de l'eau à partir du réservoir d'eau dans lequel déversent l'eau municipale et l'eau pluviale vers un filtre multimédia. L'eau traitée sera envoyée vers un réservoir destiné au stockage de cette eau. L'eau traitée sera pompée vers un réservoir sous-pression pour être ensuite distribuée aux blocs sanitaires pour les alimenter en eau. Ces réservoirs seront placés dans le sous-sol (le réservoir sous pression permet de maintenir l'alimentation de l'eau à la pression conçue). L'eau distribuée stimule les systèmes d'alimentation d'eau froide ainsi que les réservoirs de stockage d'eau chaude. Une circulation est conçue pour le système d'alimentation en eau chaude pour assurer l'eau chaude au dernier bloc sanitaire et à tout moment. En outre, une autre série de pompes de renforcement avec des réservoirs de sous pression seront conçues pour véhiculer les eaux usées traitées pour servir au rinçage des toilettes et comme eau d'apport à la tour de refroidissement et pour l'irrigation du jardin. Les eaux usées sont chassées de l'établissement vers une fosse septique qui se trouve à l'extérieur de la l'établissement médical. Une pompe permet de véhiculer les eaux usées vers un système de traitement adéquat avant d'être redistribuées et utilisées.

### II.3. Débits d'eau froide et d'eau chaude domestique

Le système d'approvisionnement en eau pour la clinique médicale inclut le froid domestique et la distribution d'alimentation en eau chaude. La demande pour l'alimentation en eau chaude et froide est calculée selon la méthode des FU tel que défini dans le « National plumbing code (NPC)».

Les blocs sanitaires qui se trouvent dans les plans de l'établissement médical sont spécifiés dans le tableau ci-dessous.

ROOM #	FIXTURE	CWS (FU)	HWS (FU)
100	Drinking Fountain	5	-
106	sink	1	1
109	DCA/DLV	1	-
112	sink	1	1
	sink	1	1
	Dental Equipment 1	1	-
	Dental Equipment 2	1	-
116	WC	3	-
	Lavabo	1	1
117	Sink (provisions)	1	1
118	Sink (provisions)	1	1
119	Sink (provisions)	1	1
127	Outside Eye-Wash	1	-
129	Kitchen Sink	2	2
131	WC	3	-
	Lavabo	1	1
132	Lavabo	1	1
	Sink	1	1
137	Sink	1	1
138	Sink	1	1
139	WC	3	-
	WC	3	-
	WC	3	-
	Lavabo	1	1
	Lavabo	1	1
140	Janitor's Sink	1	1
141	WC	3	-
	Lavabo	1	1
143	Sink	1	1
144	Sink	1	1
145	Sink	1	1
146	Sink	1	1
147	Outside Boot-Scrap Hose	1	-

Le Code national de la plomberie, ainsi que le Code de plomberie international, fournissent des données tabulaires à la taille d'eau à fournir à un système selon la méthode des «Fixture Units FU» qui associe à chaque bloc sanitaire un nombre FU qui désigne soit le besoin en eau, soit le taux de drainage généré par ce bloc .

La charge totale des blocs sanitaires pour l'établissement médical, tel que distribué dans le tableau ci-dessus, est la suivante.

Eau froide: 50FU

Eau chaude: 22FU

Le nombre total de FU utilisé pour le dimensionnement des tuyaux d'eau froide domestique est calculé en se basant sur la formule suivante :

$$TCWFO = (1 \times CFU) + (0.75 \times CHFU)$$

La même formule est utilisée pour le dimensionnement des tuyaux d'eau chaude domestiques:

$$THWFO = (1 \times HFU) + (0.75 \times CHFU)$$

Le nombre total de FU utilisé pour le dimensionnement du tuyau principal qui sert à nourrir les unités d'alimentation d'eau et la bouteille d'eau chaude sanitaire est calculé suivant la formule :

$$TFU = TCWFO + 1/3 THWFO$$

Où:

- TCWFO: Nombre totale de FU qui couvre le besoin en eau froide (Total Cold Water Fixture Unit).
- THWFO: Nombre totale de FU qui couvre le besoin en eau chaude (Total Hot Water Fixture Unit).
- TFU: Nombre totale de FU (Total Fixture Unit).
- CHFU: Nombre qui désigne les blocs sanitaires ayant besoin d'eau froide et chaude en même temps (Fixtures having both cold and hot water).
- CFU: Nombre qui désigne les blocs sanitaires ayant besoin seulement d'eau froide (Fixtures having cold water only).
- HFU: Nombre qui désigne les blocs sanitaires ayant besoin seulement d'eau chaude (Fixtures having hot water only).

$$CFU=27, HFU=0, CHFU=44, TCWFO=60, THWFO=33, TFU=71$$

71 FU sont équivalents à 38gpm (2,4 L/s) selon la table 10.14.2B (Voir Annexe I) qui permet de convertir WSFU (Water Supply Fixture Unit) en gpm.

Ce débit nous permet de dimensionner la taille du tuyau principal qui va servir l'alimentation du bâtiment en eau domestique ainsi que la bouteille d'eau chaude sanitaire.

#### II.4. Estimation du besoin en eau

La demande en eau pour la clinique médicale est calculée en fonction de 100 litres par résident par jour et 20 litres par personne qui visite l'établissement par jour.

$40 \times 100 = 4000$  litres par jour (40 personnes travaillent dans cet établissement).

$200 \times 20 = 4000$  litres par jour (le nombre de personnes qui entrent par jour est estimé de 20)

Total: 8000 litres / jour

Pour une réserve de 6 jours :

Le volume à stocker sera de 48000L ( $48\text{m}^3$ ).

Cette estimation paraît redoutable pour cela il semble qu'il est judicieux d'estimer la génération des eaux usées et souillées de ce projet qui va nous donner une idée plus proche de la consommation réelle en eau potable (se référer au chapitre III de la partie drainage). Mais dans tout ce qui suit nous allons utiliser le cas où la conservation en eau potable est la meilleure. C'est le cas de conception où on a obtenu une génération annuelle de 280656gal d'eau usée et souillée et par suite on aura besoin de 280656gal d'eau potable par an. Soit 835 gal/jour ou 3165 l/jour d'eau potable par jour. Pour une réserve de 7 jours, le volume du réservoir dans le sous-sol sera de  $22\text{m}^3$ .

#### II.5. Dimensionnement des tuyaux

Tout le dimensionnement de l'eau chaude et de l'eau froide ont été effectués conformément au « système FU » et les tables et les graphiques ci-dessous.

- La table 10.14.2A table du National Plumbing Code de 2006 montre les blocs sanitaires d'alimentation en eau et les dimensions minimales des tuyaux de ces blocs.

<b>Table 10.14.2A (Continued)</b>					
<b>WATER SUPPLY FIXTURE UNITS (WSFU) AND MINIMUM FIXTURE BRANCH PIPE SIZES</b>					
<b>HEAVY-USE ASSEMBLY</b>					
<b>TYPE OF FIXTURES</b>	<b>OTHER THAN DWELLING UNITS</b>				
	<b>SERVING 3 OR MORE DWELLING UNITS</b>				
	<b>INDIVIDUAL DWELLING UNITS</b>				
	<b>MINIMUM BRANCH PIPE SIZE</b>				
<b>INDIVIDUAL DWELLING UNITS</b>					
Bathtub or Combination Bath/Shower	1/2"	4.0	3.5		
Bidet	1/2"	1.0	0.5		
Clothes Washer, Domestic	1/2"	4.0	2.5	4.0	
Dishwasher, Domestic	1/2"	1.5	1.0	1.5	
Drinking Fountain or Watercooler	3/8"			0.5	0.75
Hose Bibb	1/2"	2.5	2.5	2.5	
Hose Bibb, Each Additional	1/2"	1.0	1.0	1.0	
Kitchen Sink, Domestic	1/2"	1.5	1.0	1.5	
Laundry Sink	1/2"	2.0	1.0	2.0	
Lavatory	3/8"	1.0	0.5	1.0	1.0
Service Sink or Mop Basin	1/2"			3.0	
Shower	1/2"	2.0	2.0	2.0	
Shower, Continuous Use	1/2"			5.0	
Urinal, 1.0 GPF	3/4"			4.0	5.0
Urinal, Greater Than 1.0 GPF	3/4"			5.0	6.0
Water Closet, 1.6 GPF Gravity Tank	1/2"	2.5	2.5	2.5	4.0
Water Closet, 1.6 GPF Flushometer Tank	1/2"	2.5	2.5	2.5	3.5
Water Closet, 1.6 GPF Flushometer Valve	1	5.0	5.0	5.0	8.0
Water Closet, 3.5 GPF Gravity Tank	1/2"	3.0	3.0	5.5	7.0
Water Closet, 3.5 GPF Flushometer Valve	1	7.0	7.0	8.0	10.0
Whirlpool Bath or Combination Bath/Shower	1/2"	4.0	4.0		



- Le diagramme des pertes de charges dans les tuyaux (pipe friction loss chart) utilisé dans cette étude est pour les tuyaux assez rugueux, car tous les tuyaux ordinaires tels que le fer galvanisé, le fer brut et l'acier, après quelques années d'utilisation, deviennent assez rugueux.

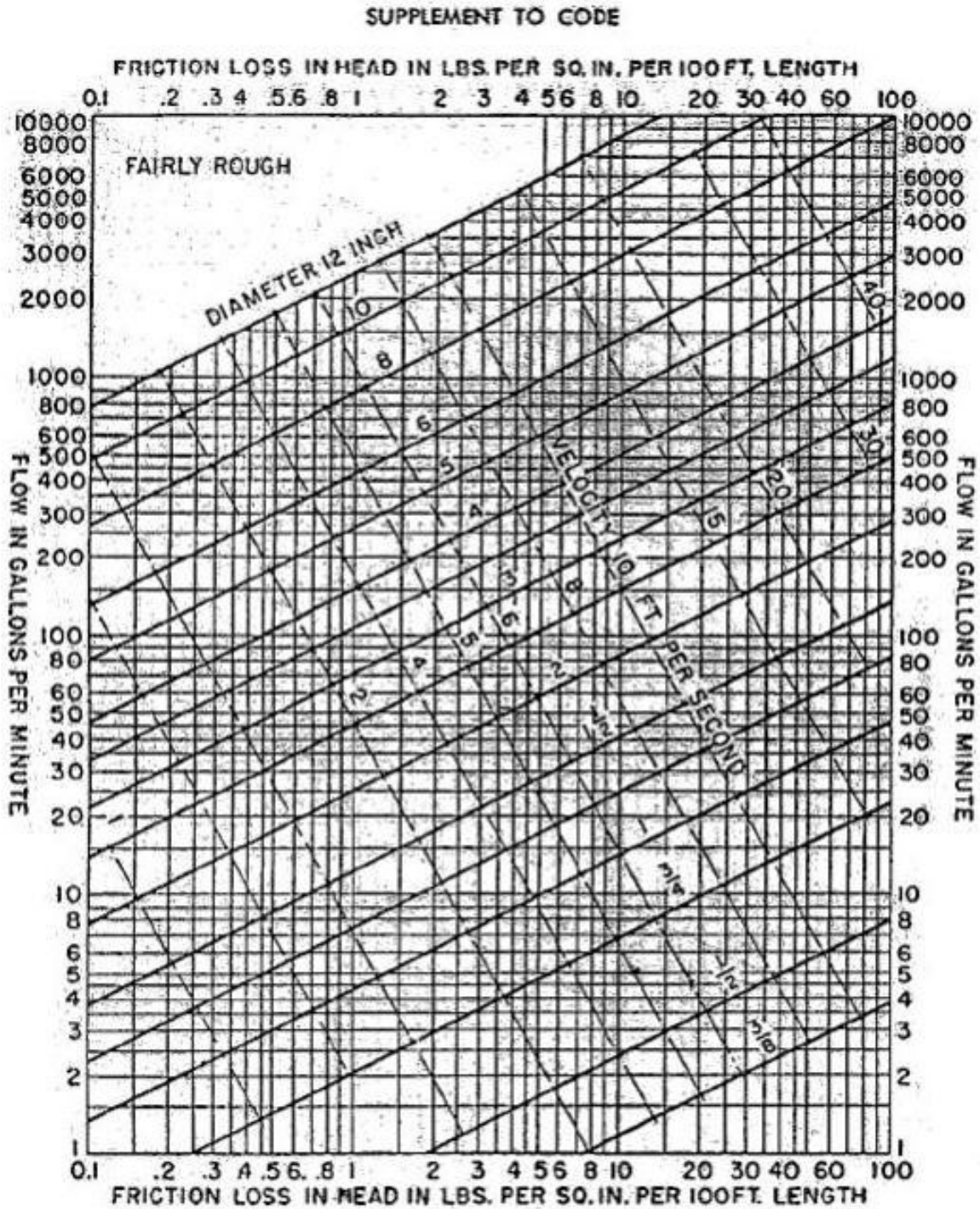


Chart 18-1

- Les tables A et B: Conversion des unités de Plomberie en classement d'unités numériques / Dimensionnement des conduites d'eau.

WATER SUPPLY AND DISTRIBUTION

10-21

**Table A. Conversion of Plumbing Fixtures to Fixture-unit Ratings**  
(Applicable to small homes)

Fixture	Fixture Units
1 water closet, flush tank.....	3
1 lavatory.....	1
1 bathtub with or without shower head.....	2
1 shower compartment.....	2
1 kitchen sink.....	2
1 disposal unit.....	1
1 laundry trap (1 to 3 compartment).....	3
1 sill cock.....	4
1 laundry machine.....	3

**Table B. Water-pipe Sizing**  
(For small buildings)

Sizes are computed to maintain a maximum velocity of 10 feet per second, based on water-pressure drop of 5 pounds per square inch per 100 feet.

Line	Service main diam (in.)	Inside piping diam (in.)	Developed length of piping (max ft)	Fixture-unit requirements (max quantity)
1	3/4	3/4	50	25
2	3/4	3/4	100	16
3	3/4	3/4	150	15
4	3/4	1	50	40
5	3/4	1	100	33
6	3/4	1	150	28
7	1	1	50	50
8	1	1	100	40
9	1	1	150	30
10	1	1 1/4	50	96
11	1	1 1/4	100	65
12	1	1 1/4	150	55
13	1 1/4	1 1/4	50	150
14	1 1/4	1 1/4	100	100
15	1 1/4	1 1/4	150	65
16	1 1/4	1 1/2	50	250
17	1 1/4	1 1/2	100	160
18	1 1/4	1 1/2	150	130

Sizing is computed as follows:

*Step 1:* Determine the water pressure at the main. The water company or the city water department has this information. Note that Table B is computed to maintain a maximum velocity of 10 feet per second, based on a water-pressure drop of 5 pounds per square inch per 100 feet.

*Step 2:* Compute the number of fixture units to be supplied, including plumbing-connected appliances and sill cocks, using Table A. In this case, there are 45 fixture units.

*Step 3:* For 45 fixture units supplied by a main of 63 feet developed length, line 11 of table (Table B) is applicable. It indicates a 1-inch diameter for the service main, and 1 1/4-inch for the inside piping to point A (Fig. 10-25).

- Conversion Fixture Unit- gallons par minute

FIXTURE UNITS AGAINST GALLONS PER MINUTE WITHOUT FLUSH VALVES									
F. U.	G. P. M.	F. U.	G. P. M.	F. U.	G. P. M.	F. U.	G. P. M.	F. U.	G. P. M.
2	2	92.5	43	187.5	62	365	98	555	136
3	3	95	43	190	62	370	99	560	137
4	4	97.5	43	192.5	62	375	100	565	138
5	5	100	44	195	63	380	101	570	139
7.5	7	102.5	44	197.5	64	385	102	575	139
10	8	105	45	200	65	390	103	580	140
12.5	10	107.5	45	205	66	395	104	585	140
15	11	110	46	210	67	400	105	590	141
17.5	12	112.5	46	215	68	405	105	595	141
20	14	115	47	220	69	410	107	600	142
22.5	15	117.5	48	225	70	415	108	610	142
25	16	120	48	230	71	420	109	620	144
27.5	17	122.5	49	235	72	425	110	640	148
30	19	125	49	240	73	430	111	660	152
32.5	20	127.5	50	245	74	435	112	680	156
35	21	130	50	250	75	440	113	700	160
37.5	22	132.5	51	255	76	445	114	720	164
40	24	135	51	260	77	450	115	740	168
42.5	25	137.5	52	265	78	455	116	760	172
45	26	140	52	270	79	460	117	780	176
47.5	27	142.5	53	275	80	465	118	800	180
50	28	145	53	280	81	470	119	820	182
52.5	29	147.5	54	285	82	475	120	840	184
55	30	150	54	290	83	480	121	860	186
57.5	32	152.5	55	295	84	485	122	880	188
60	33	155	55	300	85	490	123	900	190
62.5	34	157.5	56	305	86	495	124	920	194
65	35	160	56	310	87	500	125	940	198
67.5	36	162.5	57	315	88	505	126	960	202
70	37	165	57	320	89	510	127	980	206
72.5	38	167.5	58	325	90	515	128	1000	210
75	38	170	58	330	91	520	129		
77.5	38	172.5	59	335	92	525	130		
80	39	175	59	340	93	530	131		
82.5	39	177.5	60	345	94	535	132		
85	40	180	60	350	95	540	133		
87.5	41	182.5	60	355	96	545	134		

Ces tableaux et graphiques ci-dessus peuvent être résumés dans un tableau simple qui convertit la demande en WSFU à la taille du tuyau pour une perte de charge de 5 psi/100ft.

<b>From (FU)</b>	<b>→</b>	<b>To (FU)</b>	<b>Pipe size (in)</b>
0	TO	2	1/2"
3	TO	5	3/4"
6	TO	12.5	1"
13	TO	28	1 1/4"
29	TO	50	1 1/2"
51	TO	182.5	2"
183	TO	375	2 1/2"
375	TO	750	3"
750	TO	1990	4"

## II.6. Equipements du système d'alimentation en eau

### II.6.1. Pompe de filtration

Le procédé de traitement de l'eau le plus répandu est le procédé physique de filtration. L'eau du réservoir de stockage nourrit par de l'eau municipale et pluviale sera envoyée vers un filtre multimédia contenant des filtres au sable et aux granulés permettant d'enlever les grosses particules présentes dans l'eau. Les filtres au charbon actif granulaire filtrent les particules de l'eau et absorbent les matières organiques dissoutes et autres contaminants. La capacité d'absorption d'un tel filtre est limitée; celui-ci est « usé » ou « épuisé » lorsque le charbon ne peut plus absorber les contaminants. Le charbon favorise également la croissance des bactéries et insectes, ce qui risque de compromettre le fonctionnement du filtre et la qualité de l'eau. Pour ces raisons, il est recommandé de remplacer le charbon dès que sa capacité d'absorption est épuisée. Ces techniques de filtration sont communément utilisées.

D'abord une pression suffisante doit être assurée pour faire circuler l'eau dans le filtre. Celui-ci demande environ 0.5 bar quand il est propre, 0.8 bar quand il est sale.

Ensuite, il faut compenser les pertes de charges dans les canalisations (la chute de pression dans les canalisations due au frottement de l'eau sur les parois). Les pertes de charge dépendent du diamètre

interne de la canalisation, du débit, et de la rugosité des parois. Mais l'estimation suivante est couramment utilisée :

$$\begin{aligned} \text{Perte de charge} &= \text{plus long trajet (m)} \times 3.28 \text{ (ft/ m)} \times 1.25 \times 5 \text{ (psi/100 ft)} \\ &= 9.5\text{m} \times 3.28 \times 1.25 \times 5/100 = 1.95 \text{ psi} \approx 1.36 \text{ m soit } 1.5\text{m} \end{aligned}$$

Sachant que la filtration devra être effectuée pendant 1h (le volume à filtrer étant de 3165L/jour soit approximativement  $3.2\text{m}^3$ ), et que les 2 pompes travaillent en duplex avec une charge de 60% de la charge totale :

$$\text{Débit de chaque pompe} = 3.2 \text{ m}^3/\text{h} \times 0.6 \approx 2\text{m}^3/\text{h}$$

$$\text{Pression résiduelle} = 10\text{m}$$

$$\text{Hauteur statique} = 6\text{m}$$

$$\text{Hauteur totale} = 1.5 + 10 + 6 = 17.5 \text{ m} = 1.72 \text{ bar}$$

La pompe devra donc fournir, lorsque le filtre est propre :  $0.5 + 1.72 = 2.22 \text{ bar}$

Lorsque le filtre est sale, la pression devra être supérieure de 0.3 bar, soit un total de 2.52 bar.

### II.6.2. Pompe de distribution d'eau

Le groupe de surpression est au service de tout système d'approvisionnement en eau du bâtiment dans un mode de fonctionnement duplex, cela signifie que le groupe est équipé de deux pompes ayant chacune une charge de 60% de la charge totale du bâtiment.

$$\text{Charge totale du bâtiment} = 71 \text{ FU} = 38 \text{ gpm.}$$

$$\text{Débit de chaque pompe} = 38 \times 0.6 = 23 \text{ gpm.}$$

Hauteur totale = hauteur statique + pression résiduelle + perte de charge dans la tuyauterie.

$$\text{La hauteur statique} = 9 \text{ m}$$

$$\text{La Pression résiduelle} = 12 \text{ psi} \approx 8 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \text{Perte de charge} &= \text{plus long trajet (m)} \times 3.28 \text{ (ft/ m)} \times 1.25 \times 5 \text{ (psi/100 ft)} \\ &= 70\text{m} \times 3.28 \times 1.25 \times 5/100 = 14.35 \text{ psi} \approx 10 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\text{Hauteur totale} = 9 + 8 + 10 = 27 \text{ m (à la sortie de la soupape de sûreté)}$$

Selon le National Plumbing Code 2006, la pression à tout raccord ne doit pas dépasser 80 psi, donc nous sommes en sécurité sachant que la pression à la sortie de la soupape de sûreté est de  $27 \text{ m} \approx 38.6 \text{ psi}$ .

La pompe sélectionnée est la pompe MULTI-V-3602 (voir performances hydrauliques dans l'annexe II relative aux pompes).

Pour maintenir la pression dans le réseau, un réservoir sous pression doit être utilisé et sera dimensionné en fonction de la pression conçue et la pompe doit fonctionner dans la plage de pression des réservoirs sélectionnés.

### II.6.3.Pompe d'osmose inverse

Une pompe aspire l'eau du réservoir de stockage de l'eau traitée vers une membrane d'osmose inverse (RO Membrane) qui va enlever les bactéries, le sel des métaux lourds, la mauvaise substance minérale et toute autre matière dissoute de produit chimique dans l'eau courante. Cette eau sera recueillie dans un réservoir en acier inoxydable.

### II.6.4.Pompe de distribution de l'eau potable

L'eau potable est pompée du réservoir d'acier non inoxydable et sera suivie d'une stérilisation avec les rayons UV afin de fournir une eau potable sans danger. Cet appareil sera fixé sur chaque abreuvoir dans la troupe médicale.

Débit la pompe = 3.75 gpm (5 abreuvoir dont chacun consomme 0.75gpm)

Hauteur totale = hauteur statique + pression résiduelle + perte de charge dans la tuyauterie.

La hauteur statique = 8 m

La Pression résiduelle = 8 m

Perte de charge = plus long trajet (m)  $\times$  3.28 (ft/ m)  $\times$  1.25  $\times$  5 (psi/100 ft)

$$= 32\text{m} \times 3.28 \times 1.25 \times 5/100 = 6.56 \text{ psi} \approx 4.6 \text{ m}$$

Hauteur totale = 8+8+4.6= 20.6 m

### II.6.5.Réservoir de surpression du système de distribution d'eau domestique

Un réservoir de surpression sera installé afin d'éviter les démarrages fréquents de la pompe de surpression. Les réservoirs sous pression seront sélectionnés en utilisant la formule suivante :

$$RU = 16.5 \times \frac{Q}{n}$$

Où :

RU : Reserve d'eau utile (L)

Q: débit moyen de la pompe (L/min)

n : nombre maximal de démarrage de la pompe d'eau domestique à l'heure (11 à 15)

$$RU = 16.5 \times \frac{38(\text{gpm}) \times 3.785(\text{l/gal})}{14}$$

RU=170L

Du catalogue "Salmson" de l'annexe III, le volume de la réserve d'eau réelle correspondant à la réserve d'eau utile 170L (la valeur la plus proche) est de 178L. Ce qui correspond à un réservoir de 500L et une pression d'enclenchement de 1.5 bar et une pression de déclenchement de 3 bars (Plage d'opération de la pression entre 1.5 et 3bars).

**Chapitre III:**

*EAU CHAUDE SANITAIRE*



III.1.Introduction

La description du système de service de l'eau chaude sera la première étape dans la conception des bâtiments écologiques et l'approche de l'environnement. L'idée générale pour la production d'eau chaude est d'utiliser la chaudière ou des résistances électriques. Ces méthodes qui peuvent avoir un coût initial faible, mais un coût d'exploitation très élevé peuvent être remplacées par un chauffage solaire de l'eau.

III.2.Calcul de la consommation quotidienne d'eau chaude sanitaire

La charge de la demande peut être calculée en utilisant différentes méthodes, dont des exemples sont contenues dans la norme ASHRAE et dans les manuels de la société américaine des ingénieurs de plomberie (ASPE). La méthode préférée pour le calcul de la demande en eau chaude pour un établissement de santé est la méthode des « fixture units » (cet établissement ne peut pas être assimilé à un hôpital car il ne renferme pas des lits). Cette méthode fournit un moyen de rendre compte de divers usages au sein de chaque établissement, et permet la compilation de la charge d'eau chaude utilisant une demande spécifique pour chaque bloc sanitaire. En sommant les demandes individuelles des blocs sanitaires, la demande totale est utilisée pour dimensionner le taux de récupération de chauffage et la taille de stockage. Le tableau ci-dessous donne une liste des blocs sanitaires et leurs demandes fondées sur les données fournies dans la norme ASHRAE et les manuels ASPE.

FIXTURE	L/H	(GPH)	HW SFU
Sink, Clinic	15	(4)	3
Sink, Plaster	38	(10)	3
Sink, Service (General)	76	(20)	3
Lavatory, Public (General)	23	(6)	1½
Lavatory, Patient (Private)	8	(2)	1
Lavatory, Clinic	30	(8)	3
Basin, Mop Service	76	(20)	3
Shower, Staff or Patient Group	284	(75)	3
Shower, Patient (Private)	114	(30)	2
Shower, Hydrotherapeutic	1520	(400)	11
Bathtub	76	(20)	3
Bath, Whirlpool, Arm	130	(35)	3
Bath, Whirlpool, Arm/Foot/Knee	57	(15)	3
Bath, Whirlpool, Leg	380	(100)	7
Bath, Body Hydrotherapy (Hubbard)	2270	(600)	17
Bath, Sitz 114 (30) 3			
Processor, X-ray	57	(15)	3

Un facteur de demande est appliqué à la demande maximale possible pour calculer la demande maximale probable. La demande maximale probable est le taux auquel la bouteille d'eau chaude sanitaire doit produire l'eau chaude.

La demande maximale probable est prise en compte par le facteur de capacité de stockage afin de déterminer la capacité du réservoir de stockage. La capacité du réservoir de stockage est la capacité nécessaire étant disponible pour l'utilisation. Les réservoirs de stockage ne sont pas considérés être à 100% utilisable et donc, un facteur de stockage doit être appliqué à la capacité du réservoir de stockage; le pourcentage de la capacité considérée comme utilisable pour la plupart des réservoirs est de 70%.

L'eau chaude sera fournie à 50 ° C.

<b>Bloc Sanitaire</b>	<b>Quantité</b>	<b>Demande (L/hr.)</b>
Kitchen Sink	1	76
Shower (public)	1	284
Lavatory (public)	6	23
Service Sink	9	76
Sink Provisions	4	76
Janitor's sink	1	76

La demande maximale possible en eau chaude est: 1562 L / h.

En multipliant par un facteur de demande de 0.25 et un facteur de stockage de 0.6, la capacité du réservoir de stockage sera 234.3 L / h.

Au cours d'une période de 8 heures, 1874.4 L sont nécessaires. En supposant que seulement 80% du volume d'eau de la bouteille de stockage de l'eau chaude sanitaire reste utilisable avant dilution par l'eau froide:

$1874.4/0.7 = 2343$  litres de stockage sont nécessaires.

Le ballon de stockage d'eau chaude sanitaire possèdera alors une capacité de 2350 Litres. Sachant que les pertes dans les tuyaux d'eau chaude sont relativement grandes et à cause du rendement de la bouteille d'eau chaude sanitaire, cette eau devrait être stockée à une température plus élevée. Prenons la température de stockage de l'eau chaude sanitaire dans la bouteille de 60°C.

La demande en eau chaude à 60° C sera calculée selon la formule suivante:

$$V = V_u \times \frac{TWU - TEW}{TSW - TEW}$$

Où:

- V: Volume d'eau à la température de stockage
- Vu: Volume d'eau consommée à la température utilisée
- TWU: la température de l'eau utilisée
- TEW: température de l'eau entrante
- TSW: la température de l'eau stockée

$$V = 2350 \times \frac{50 - 10}{60 - 10} = 1880 \text{ Litres}$$

D'où une bouteille de 2000L sera conçue pour stocker l'eau chaude sanitaire à 60° C (la température d'entrée d'eau à la bouteille d'eau chaude sanitaire est estimée de 9° C au mois de janvier et qui semble être la plus petite tout au long de l'année).

Si on a recours à un chauffe-eau électrique, il sera dimensionné comme suit:

$$P = 1 \text{ kg / L} \times 4,18 \text{ kJ / (kg * K)} \times 51 \text{ k} \times 2000 \text{ L} / 28800 \text{ secondes [8 heures]}$$

$$P = 14.8 \text{ kJ / sec.}$$

**Puissance: 15 Kw.**

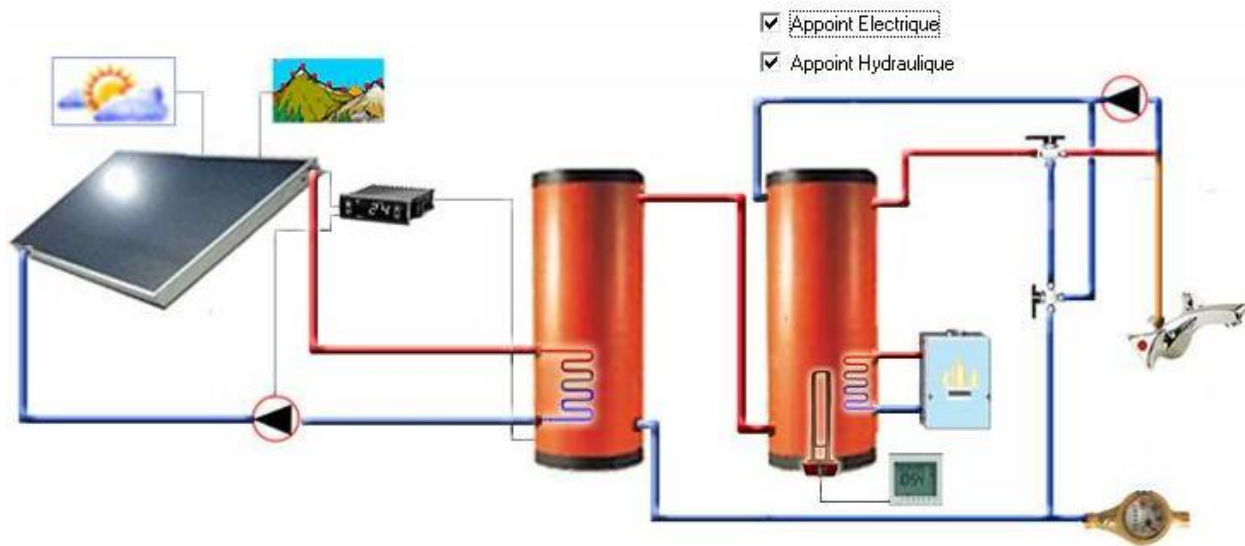
L'énergie fournie durant les 8 heures est de 120kwh/jour.

### III.3.Système de production d'eau chaude sanitaire

#### III.3.1.Echangeur primaire interne et appoint centralisé séparé

Ce schéma hydraulique (Figure III.1) permet essentiellement d'éviter l'utilisation d'un échangeur externe. Les caractéristiques de cette configuration sont :

- Un échangeur de chaleur interne au ballon solaire.
- Un ballon spécifique au solaire et un ballon collectif spécifique à l'appoint.
- L'appoint peut être de type électrique, hydraulique ou les deux.
- Le mitigeur se trouve en sortie du ballon d'appoint.
- Un maintien en température de l'ECS distribuée par bouclage est assuré par le ballon d'appoint.



Echangeur primaire interne et appoint centralisé séparé

### **Figure III.1** : Première option de conception du système de production d'eau chaude sanitaire

#### Principe de la régulation

Le principe de base de la régulation d'une installation d'eau chaude collective est simple. Une sonde est située dans les capteurs solaires, une autre dans le bas du ballon d'eau chaude solaire (au 1/9 de la hauteur de la virole).

Dès que le capteur est plus chaud que le ballon solaire de quelques degrés, la pompe de circulation est mise en service ; dès que les températures s'équilibrent, la pompe s'arrête. Un simple régulateur différentiel suffit pour ces opérations.

Le rôle du dispositif de régulation est de commander le transfert de l'énergie captée, seulement si la température du fluide caloporteur dans les capteurs est supérieure à celle de l'eau contenue dans le ballon de stockage.

#### Le réglage du régulateur différentiel

Ce mode de régulation est simple et d'un faible coût d'installation. Son bon fonctionnement dépend essentiellement des réglages des différentiels de températures.

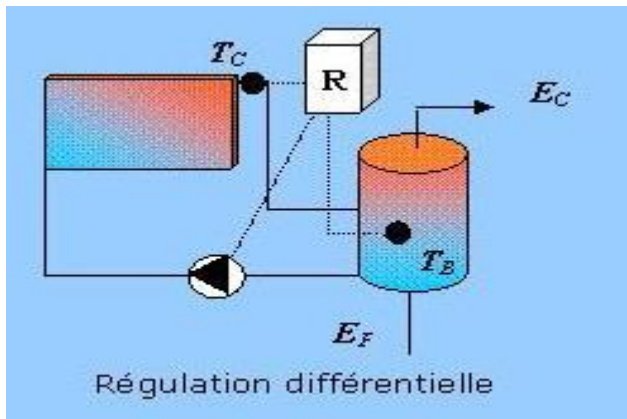
DT1 : valeur ajustable du différentiel d'enclenchement du régulateur

DT2 : valeur ajustable du différentiel d'arrêt du régulateur

La circulation du fluide dans les capteurs s'établit quand  $T_{\text{capteur}} > T_{\text{stockage}} + D T1$ .

Les pompes de circulations sont arrêtées quand  $T_{\text{capteur}} < T_{\text{stockage}} + D T2$ .

Le phénomène de pompage est indésirable par l'effet d'usure des pompes qu'il entraîne et la baisse du rendement de l'installation qui en résulte. Il se produit d'autant plus facilement que l'écart entre les différentiels d'enclenchement et d'arrêt est faible.



De manière à assurer de bonnes conditions de fonctionnement des installations, on retient en général les valeurs suivantes :

$$DT1=5K-8K$$

$$DT2=1K-3K$$

Les différentiels pourront être d'autant plus petits que le circuit primaire sera court et bien isolé.

### **Figure III.2 :** montage de la régulation différentielle

Si DT1 et DT2 sont grands, la mise en service sera retardée le matin. Donc l'énergie solaire est non captée.

Si DT1 est grand et DT2 est petit, la mise en service est retardé le matin et l'arrêt est retardé le soir et on a un déstockage de l'énergie captée pendant la journée.

Si  $DT1 \gg DT2$ , on a un phénomène de pompage.

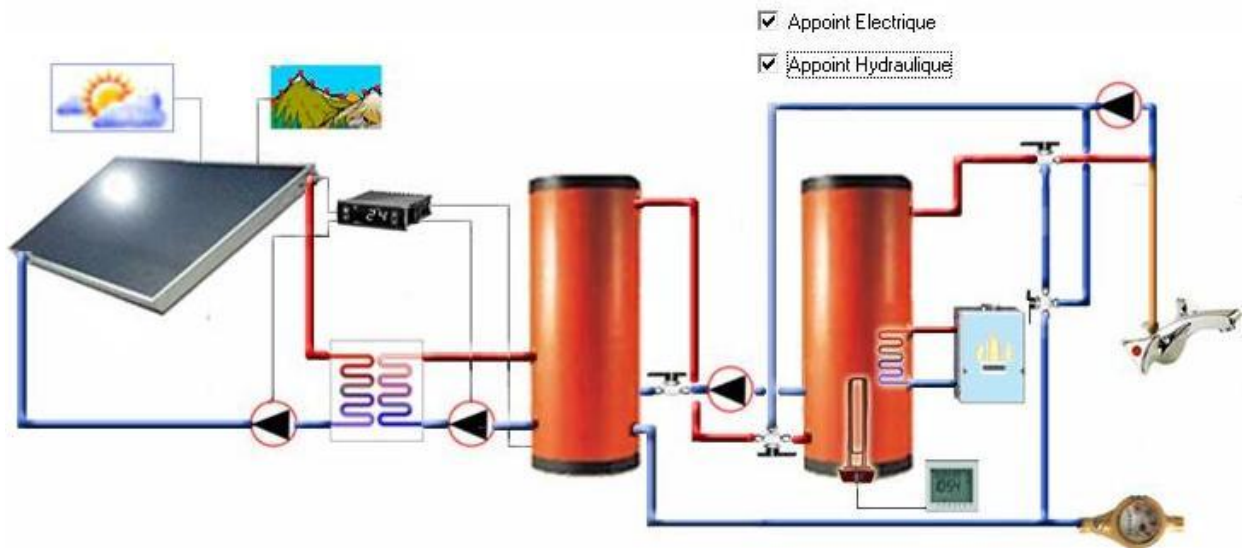
### III.3.2. Variante pour la décharge du stock solaire

Ce schéma hydraulique est une variante de la configuration précédente. Un circulateur de décharge permet de transférer la chaleur du ballon solaire vers le ballon d'appoint.

Les caractéristiques de cette configuration sont les mêmes que la configuration précédente mais en plus :

- Un échangeur de chaleur externe au ballon solaire (meilleure efficacité pour de grosses installations et facilités d'entretien).
- Le circulateur secondaire est asservi à celui du primaire.
- Un circulateur de décharge entre le ballon solaire et le ballon d'appoint.

Le circulateur de décharge est mis en route dès que la température du haut du ballon solaire est supérieure à la température du bas du ballon d'appoint, ce qui peut arriver lorsqu'il n'y a pas de soutirage. Cela peut être intéressant car ça permet de refroidir le ballon solaire et donc de mieux utiliser les capteurs.



Variante pour la demande du stock solaire

**Figure III.3 :** Deuxième option de conception du système de production d'eau chaude sanitaire

#### III.4. Dimensionnement des tuyaux de retour d'eau chaude sanitaire

De nombreuses méthodes sont utilisées pour le dimensionnement des tuyaux de retour de l'eau chaude sanitaire. Certaines régulations correspondent chaque 20FU à un débit de 1 gpm de retour d'eau chaude, puis tous les tuyaux de retour d'eau chaude seront conçus en fonction de cette règle de base qui n'est pas trop précise.

Selon le chapitre relatif au chauffage de l'eau « Service Water Heating » de la norme « ASHRAE Application 2007 », une estimation approximative peut être faite en multipliant la longueur totale des tuyaux isolés par 30 W / m et ceux non isolés par 60 W / m.

Une fois la perte de chaleur calculée, l'écoulement (débit) dans chaque section de tube peut être trouvé et la taille du tuyau, selon la formule suivante :

$$Q = \frac{q}{\rho c_p \Delta t}$$

Où:

Q: Débit (L / s)

q : La perte de chaleur (W)

: Densité de l'eau (kg / l)

Cp: chaleur spécifique de l'eau (J / kg.K)

$\Delta t$ : chute de température admissible (K)

Dans le cas de ce projet, ces deux méthodes ont été essayées et il a été constaté que la perte de chaleur est grande. La seule façon de réduire cette perte de chaleur est de fournir une bonne isolation des tuyaux d'eau chaude. Une épaisseur de 13mm de mousse de polyuréthane de type « Armaflex » est capable de réduire les pertes de chaleur linéaire à 5.4 W / m pour une différence de température de 40 ° C. Ayant cette perte par mètre linéaire, le débit peut être calculé et donc le dimensionnement du tuyau sera fait en se basant sur le diagramme des pertes de charges des tuyaux fermés à un taux de friction de 3% (Closed Piping Chart Friction Loss at 3% Friction Rate).

### III.5.Dissipation de la chaleur due à la circulation d'eau chaude

L'utilisation du type Armaflex en mousse de polyuréthane comme une isolation de 13mm sur les tuyaux d'eau chaude permettra de réduire la perte linéaire à une moyenne de 5.4 W / m.

Ayant 226 m de tuyaux d'alimentation en eau chaude et de retour pour le système d'eau chaude du bâtiment, la dissipation totale de chaleur sera:

Q = longueur totale des tuyaux d'alimentation et de retour (m) x 5.4 (W / m)

Q = 232 x 5.4 = 1252.8 W  $\approx$  **1.25 Kw**

D'où la puissance électrique du chauffe-eau sera alors 16.25 Kw.

L'énergie fournie durant les 8 heures d'ouverture de la troupe médicale est de 130kwh/jour.

III.6. Estimation du nombre de panneaux solaires

Une cellule solaire (sonde) est installée sur le toit de l'hôpital gouvernemental de Bent-Jbeil (Rmeich étant dans la Caza de Bent-Jbeil et près de cette ville) et est utilisée pour mesurer l'intensité d'irradiation sur les panneaux solaires. Aussi une sonde est installée pour mesurer la température extérieure. Ces sondes vont transporter et enregistrer les résultats sur un écran montrant les valeurs moyennes quotidiennes de l'irradiation ainsi que de la température extérieure. Les valeurs enregistrées seront utilisées pour le dimensionnement des panneaux solaires ainsi que pour le calcul des conservations annuelles.

Les tableaux ci-dessous montrent l'étude faite pour calculer le nombre de panneaux solaires. Pour cette fin on sélectionne une marque de panneaux solaires, on introduit les données d'entrée telles que la surface brute du collecteur, sa surface nette, le rendement des panneaux, la consommation en eau chaude sanitaire, la température d'apport d'eau dans la région considérée ainsi que l'énergie solaire mensuelle moyenne correspondant à chaque position (pente) du collecteur. On tâtonne sur la surface totale des panneaux solaires afin d'obtenir un meilleur facteur solaire couvrant (86%).

<b>Surface Brute du Collecteur</b>	<b>2.5</b>	m <sup>2</sup>
<b>Surface nette du Collecteur</b>	<b>2.25</b>	m <sup>2</sup>
<b>Rendement du Panneau</b>	<b>0.7</b>	-
<b>Pente du Collecteur Solaire</b>	<b>45</b>	°

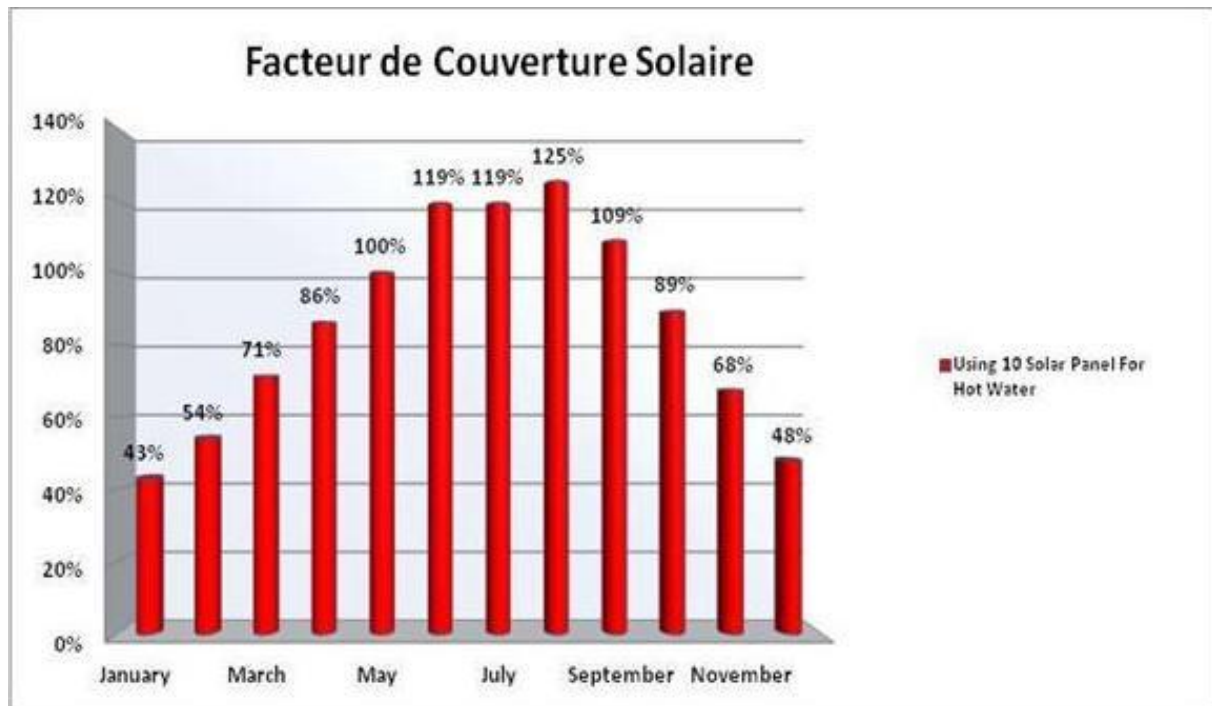
<b>Surface des Panneaux solaires "</b> m <sup>2</sup> "	<b>25</b>						
<b>Mois</b>		<b>Janvier</b>	<b>Fevrier</b>	<b>Mars</b>	<b>Avril</b>	<b>Mai</b>	<b>Juin</b>
<b>Jour/Mois</b>		31	28	31	30	31	30
<b>Consommation ECS</b>	<b>m<sup>3</sup>/jour</b>	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2
<b>Temperature d'apport d'eau</b>	<b>°C</b>	11	9	13	16	19	23
<b>Capacité totale de chauffage</b>	<b>Kwh/jour</b>	125	130	120	112	104	94
<b>Energie Solaire</b>	<b>Kwh/m<sup>2</sup>.jour</b>	3.073	3.996	4.964	5.535	5.941	6.257
<b>Surface de panneaux requise</b>	<b>m<sup>2</sup></b>	58	46	35	29	25	21
<b>Facteur solaire de couverture</b>	<b>%</b>	43%	54%	71%	86%	100%	119%
<b>Gain d'énergie quotidien du système solaire</b>	<b>kwh/jour</b>	48.4	62.94	78.18	87.18	93.57	98.55



Mois		Juillet	Aout	Septembre	Octobre	Novembre	Decembre
Jour/Mois		31	31	30	31	30	31
Consommation ECS	m <sup>3</sup> /jour	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2
Temperature d'apport d'eau	°C	24	26	22	18	16	12
Capacité totale de chauffage	Kwh/jour	92	87	97	107	112	122
Energie Solaire	Kwh/m <sup>2</sup> .jour	6.226	6.224	5.953	5.495	4.33	3.347
Surface de panneaux requise	m <sup>2</sup>	21	20	23	28	37	52
Facteur solaire de couverture	%	119	125	109	89	68	48
Gain d'énergie quotidien du système solaire	kwh/jour	98.06	98.03	93.76	86.55	68.2	52.72

Quantité de panneaux solaires pour ECS

10



**Figure III.4 :** Facteur de couverture solaire mensuel

La capacité totale du chauffage annuel pour ECS est de 39557Kwh/an.

Le gain d'énergie annuel du système solaire est de l'ordre de 29415Kwh/an

III.7. Chaudière d'appoint et économie d'énergie

L'eau au service de l'établissement doit être chauffée de 9 ° C (plus petite température de design) à 60° C et a un volume total de 2000 L. L'énergie nécessaire pour cette tâche est la suivante:

$$Q = m \times c_p \times \Delta t = 2000 \text{ L} \times 1\text{kg/L} \times 4185 \text{ J/kg.k} \times (60 - 9) = 426\,870 \text{ KJ}$$

Où:

- Q: quantité de chaleur à fournir
- m: masse de l'eau chauffée
- Cp: Chaleur spécifique de l'eau (J/kg.K)
- $\Delta t$ : différence de température (K)

Cette quantité de chaleur doit être fournie à l'eau pendant 8 heures, d'où :

Puissance =  $Q/\text{Temps} = 426870/8 \times 3600 = 14.82 \text{ Kw} \cong 15 \text{ Kw}$  (Soit de 16.25kw en tenant compte de la dissipation de chaleur dans les tuyaux).

Sachant que la perte de chaleur dans les tuyauteries d'eau chaude et de retour d'eau chaude est de l'ordre de 1.25Kw et que le mois de janvier est jugé être le mois critique où les panneaux solaires ne peuvent chauffer que 43% de l'eau totale nécessaire et ne peut pas surmonter la perte de chaleur due à HWR (retour d'eau chaude), une chaudière d'appoint sera installée.

La charge nécessaire pour la sauvegarde sera approximativement :

$$0.57\% \times 15 \text{ kW} + 100\% \times 1.25 \text{ kW} = 9.8 \text{ kW} \approx 10 \text{ kW}$$

Tenant compte aussi que le rendement de la chaudière est de 0.85 (Ferrolli), on aura besoin de 12Kw (puissance de la chaudière d'appoint) de sauvegarde ou d'appoint.

Un système de gestion du bâtiment devrait être installé (BMS). Tant que la température est au-dessous de 60°C, la chaudière se déclenche pour assurer la température désirée.

La chaudière d'appoint ou l'appoint électrique doivent fournir 20% (valeur moyenne annuelle de l'énergie apportée par la chaudière ou par la résistance électrique durant toute l'année car la valeur moyenne annuelle du facteur de couverture solaire est de 80%) de l'énergie totale nécessaire pour le chauffage de l'eau d'où la production de CO<sub>2</sub> sera réduite de 80% ainsi que la facture des combustibles fossiles.

---

 Conception énergétique et environnementale d'un établissement médical
 

---

Le Centre Libanais d'économie d'énergie (LCEC), organisation nationale affiliée au ministère libanais de l'énergie et de l'eau indique une émission de 0.833 tonnes de CO<sub>2</sub>/Mwh d'électricité.

L'utilisation des panneaux solaires réduit la production de CO<sub>2</sub> de 80% par an, soit de 32950 kg (sachant que seul de l'énergie électrique assure le chauffage de l'ECS et qu'elle est de l'ordre de 39557Kwh/an) à 6590 kg.

L'énergie totale requise pour chauffer l'eau chaude domestique est 39557 Kwh / an.

La densité d'énergie volumique du Mazout utilisé: 32 MJ / L

L'énergie produite par an :

$$39557 \text{ Kwh/an} \times 3600 \text{ Kws/an} = 142405200 \text{ Kj/an}$$

La consommation annuelle en Mazout :

$$\frac{142405200 \times 10^3}{32 \times 10^6} = 4450 \text{ L/an}$$

Sachant que le rendement de la chaudière est de 0.85 :

$$\frac{4450 \text{ L/an}}{0.85} = 5235 \text{ L/an}$$

Sachant que le prix du mazout est de 1\$/L :

$$5235 \text{ L/an} \times 1 \text{ \$/L} = 5235 \text{ \$}$$

$$5235 \text{ \$} \times 20\% = 1047 \text{ \$}$$

1047 \$ seront dépensés en une année pour la chaudière d'appoint au lieu de 5235 \$ ce qui signifie une économie de 4188 \$ sur le Mazout.

Sachant que le prix du KWh électrique est de 0.15\$ pour les établissements de santé, la facture due à l'usage de l'électricité pour le chauffage de l'eau chaude domestique est de :

$$39557 \text{ KWh/an} \times 0.15 \text{ \$/KWh} = 5934 \text{ \$/an}$$

$$5934 \text{ \$/an} \times 20\% = 1186 \text{ \$/an}$$

L'économie en électricité pour le chauffage de l'ECD est de 4748 \$/an.

### III.8. Durée de récupération du prix d'investissement dans les panneaux solaires

L'économie faite par l'installation de panneaux solaires peut atteindre 3473\$/an sur le Mazout et 2374 \$/an sur la facture d'électricité. Si la fourniture et l'installation de chacun des 10 panneaux solaires requis coûtent 400 \$ (en tenant compte aussi de la fourniture et de l'installation des tuyauteries en polypropylène avec anneaux en aluminium, tous les raccords et les accessoires nécessaires, une propre isolation et gainage, un système de contrôle adéquat et une pompe de circulation, ce coût sera de l'ordre de 1500\$) le temps de récupération sera:

$400 (\$/\text{panneau solaire}) \times 10 (\text{panneaux solaires}) + 2000\$ (\text{ballon solaire de } 2000\text{L}) + 250\$ (\text{pompe de circulation solaire}) + 100\$ (\text{vase d'expansion}) + 1000\$ (\text{Control BMS}) = 6000 \$$  coût de fourniture du système solaire.

$7350 (\$) / 4748 (\$/\text{an}) \cong 1.6 \text{ ans}$  (par rapport à l'électricité)

La période de récupération du prix d'investissement serait de 1.6 ans.

### III.9. Sélection des panneaux solaires suivant le logiciel RETScreen

Une simulation des données de l'établissement de santé, à l'aide du logiciel RETScreen permet de dégager un modèle énergétique du système.

L'étude est très simple, on introduit le volume d'eau à chauffer (besoins quotidiens en eau chaude), les températures minimale et maximale de l'eau froide qui entre dans la bouteille d'eau chaude domestique.

On définit deux cas :

- Cas de référence : c'est le cas où on utilise de l'énergie épuisable, dans notre cas c'est le mazout.
- Cas proposé : c'est le cas où on utilise de l'énergie renouvelable qui est l'énergie solaire.

Conception énergétique et environnementale d'un établissement médical

Modèle énergétique RETScreen - Projet de production de chaleur

Projet de production de chaleur

Technologie **Chauffe-eau solaire**  
 Caractéristiques de la charge  
 Application  Piscine  Eau chaude

	Unité	Cas de référence	Cas proposé
Type de charge		Industriel	
Besoins quotidiens d'eau chaude	L/j	2,000	2,000
Température	°C	60	60
Nb. de jours d'opération par semaine	j	6	6

	Unité	Cas de référence	Cas proposé
Méthode d'évaluation de température d'eau froide		Défini par l'utilisateur	
Température de l'eau - minimum	°C	10	
Température de l'eau - maximum	°C	25	

	Unité	Cas de référence	Cas proposé	Énergie économisée	Surcoûts à l'investissement
Chaleur	MWh	31.0	31.0	0%	\$ 5,500

	Unité	Cas de référence	Cas proposé
Évaluation des ressources		Fixe	
Système de positionnement solaire	°	45.0	
Inclinaison	°	0.0	
Azimut	°		

On sélectionne ensuite les panneaux solaires (Viessman Vitosol 100 S2.5), on obtient 14 panneaux solaires de ce type et la surface totale des capteurs sera de 38m<sup>2</sup>.

Chauffe-eau solaire

	Unité	Cas de référence	Cas proposé
Type		À vitrage	
Fabricant		Viessmann	
Modèle		VitoSol 100 S2.5	
Surface brute par capteur solaire	m <sup>2</sup>	2.72	
Surface de captage par capteur solaire	m <sup>2</sup>	2.50	
Coefficient Fr (tau alpha)		0.75	
Coefficient Fr UL	(W/m <sup>2</sup> )/°C	4.13	
Coefficient de température de Fr UL	(W/m <sup>2</sup> )/°C <sup>2</sup>	0.000	
Nombre de capteurs		10	
Surface du capteur solaire	m <sup>2</sup>	27.22	
Capacité	kW	17.50	
Pertes diverses	%	10.0%	

Infrastructures connexes et divers

	Unité	Cas de référence	Cas proposé
Stockage		Oui	
Volume de stockage / surface du capteur solaire	L/m <sup>2</sup>	74	
Volume de stockage	L	1,850.0	
Échangeur de chaleur	oui/non	Oui	
Efficacité de l'échangeur de chaleur	%	70.0%	
Pertes diverses	%	10.0%	
Puissance de pompe / surface du capteur solaire	W/m <sup>2</sup>	4.40	
Prix de l'électricité	\$/kWh	0.150	

Sommaire

	Unité	Cas de référence	Cas proposé
Électricité - pompe	MWh	0.2	
Chaleur fournie	MWh	16.3	
Taux de recouvrement de la charge	%	52%	

Système de production de chaleur

	Unité	Cas de référence	Cas proposé
Vérification du projet		Mazout (#6) - L	
Type de combustible		80%	
Rendement saisonnier		3,442.6	
Consommation de combustible - annuelle	L		
Prix du combustible	\$/L	1.000	0.000
Coût en combustible	\$	3,443	0

## Conception énergétique et environnementale d'un établissement médical

Le tableau ci-dessous montre les émissions des gaz à effet de serre (GES) dans les 2 cas, le cas de référence et le cas proposé ainsi que la réduction annuelle nette d'émissions de GES. Cette réduction est équivalente à 18.3 barils de pétrole brut non consommés.

<input checked="" type="checkbox"/> Analyse des émissions
---

Réseau électrique de référence (Niveau de référence)		Facteur d'émissions GES (avant pertes)	Pertes t-d	Facteur d'émissions GES
Pays - région	Type de	tCO2/MWh	%	tCO2/MWh
Liban	Tous les types	0.695	10.0%	0.772

Émissions de GES				
Cas de référence	tCO2	10.4		
Cas proposé	tCO2	0		
Réduction annuelle brute d'émissions de GES	tCO2	10.1		
Frais de transaction pour les crédits de GES	%			
Réduction annuelle nette d'émissions de GES	tCO2	10.1	est équivalente à	23.6 Barils de pétrole brut non consommés
Revenu pour réduction de GES				
Crédit pour réduction de GES	\$/tCO2			

Une analyse financière est faite afin de dégager la date de récupération du prix d'investissement dans le système de production de chaleur solaire. Cette date est de l'ordre de 1.5 an.

Analyse financière
--------------------

## Paramètres financiers

Taux d'inflation	%	2.0%
Durée de vie du projet	an	15
Ratio d'endettement	%	10%
Taux d'intérêt sur la dette	%	5.00%
Durée de l'emprunt	an	5

## Coûts d'investissement

Système de production de chaleur	\$	5,500
Autre	\$	0
<b>Total des coûts d'investissement</b>	\$	5,500

## Encouragements et subventions

	\$	0
--	----	---

## Frais annuels et paiements de la dette

Coûts (économies) d'exploitation et entretien	\$	0
Coût en combustible - cas proposé	\$	37
Paiements de la dette - 5 ans	\$	127
Autre	\$	
<b>Total des frais annuels et paiements de la dette</b>	\$	164

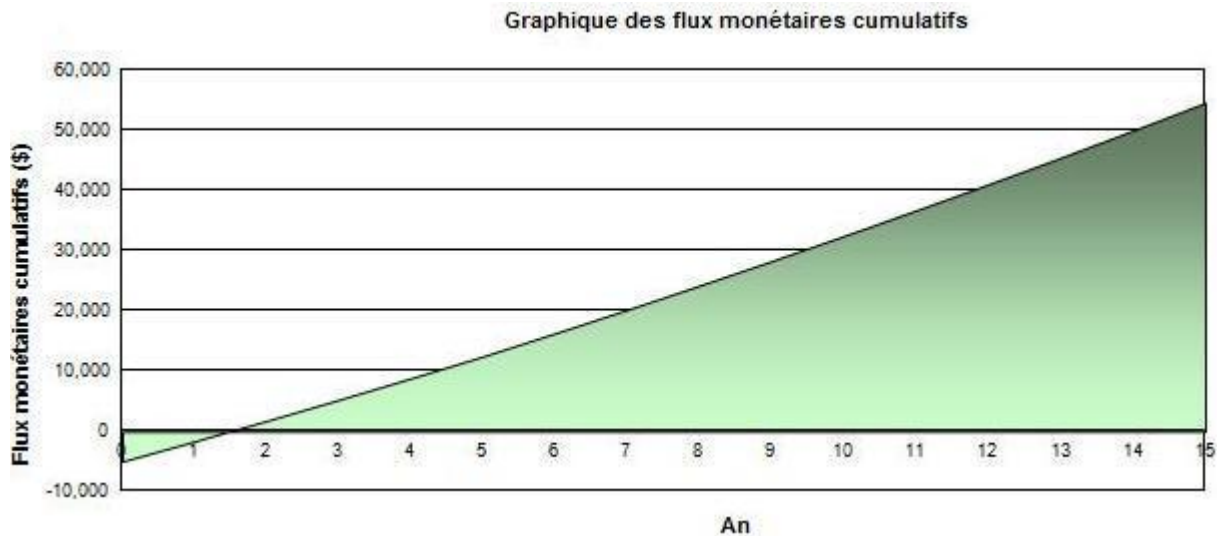
## Économies et revenus annuels

Coût en combustible - cas de référence	\$	3,443
Autre	\$	
<b>Total des économies et des revenus annuels</b>	\$	3,443

## Viabilité financière

TRI avant impôt - capitaux propres	%	69.8%
TRI avant impôt - actifs	%	63.1%
Retour simple	an	1.6
Retour sur les capitaux propres	an	1.5

Le graphique ci-dessous indique la date de récupération du prix d'investissement dans les panneaux solaires



**Figure III.5:** Date de récupération du prix d'investissement (Payback period)

### III.10. Pompe de circulation d'eau chaude domestique et pompe de chauffage

Le débit et la hauteur de la pompe de circulation d'eau chaude (pour le système d'alimentation en eau chaude sanitaire) qui va servir l'établissement de santé seront calculés suivant la relation suivante :

$$Q = \frac{q}{\rho \times C_p \times \Delta t}$$

$$q = 232 \text{ m} \times 5.4 \text{ W/m} = 1252.8 \text{ W} \approx \mathbf{1.25 \text{ kW}}$$

$$Q = 1252.8 / 4186.8 \times 10 = 0.03 \text{ L/s} \approx 0.5 \text{ gpm.}$$

Hauteur manométrique = Plus long trajet parcouru (allée-retour)  $\times$  1.25  $\times$  facteur de perte de charge (Le facteur 1.25 permet de couvrir toutes les pertes singulières de tous les raccords, coudes et vannes sur le plus long trajet parcouru).

$$\text{Hauteur manométrique} = (40 \text{ m} \times 2) \times 1.25 \times 3\text{m}/100\text{m} (\text{perte de charge}) \approx 3 \text{ m.}$$

#### Pompe de chauffage d'eau

Sachant que la chaudière d'appoint est de 12 Kw, le débit de la pompe de chauffage (heating water return pump) est de l'ordre de 0.3L/s.

$$(13 \text{ kW} \times 860 \text{ kcal/hr} \times 4.4/10\,000 \approx 4.7\text{gpm} \approx 0.3\text{L/s}).$$

Sa hauteur sera calculée en tenant compte de toutes les pertes linéaires et singulières sur la ligne d'aspiration ainsi que sur la ligne de refoulement (à travers les coudes, les vannes, les filtres,...). La longueur équivalente des divers raccords de plomberie dans les conduites d'eau chaudes sont tabulées (voir Annexe IV).

Le tableau suivant permet de calculer la hauteur manométrique (La hauteur manométrique de la pompe est toujours égale à la perte de charge totale du circuit à irriguer) de la pompe de circulation de chauffage.

SEC	Débit D'eau L/S	Débit D'eau GPM	Taille du tuyau	Longueur du Tuyau (ft)	Raccords	Longueur équivalente des Raccords (ft)	Nb.	Longueur Totale équivalente des Raccords (ft)	Pertes de Charge ft/100ft	Vitesse de l'eau (fps)	Friction Totale (ft)
Pompe- HCP 1	0.3	5.1	1	26	GV	0.8	2	27.6	4	2.1	1.1
	0.3	5.1	1		CH	11	1	11	4	2.1	0.44
	0.3	5.1	1		ST	7.7	1	7.7	4	2.1	0.308
	0.3	5.1	1		L	5.2	4	20.8	4	2.1	0.832
	0.3	5.1	1		T-B	6.6	2	13.2	4	2.1	0.528
<b>TOTAL</b>											<b>3.212</b>

En prenant un facteur de sécurité de 0.15 pour la hauteur de la pompe, la hauteur sera de l'ordre de 3.7 ft, soit 1.12m. Soit à prendre une hauteur de 1.5m afin de compenser les pertes de charge. Cette hauteur serait ajoutée de 3m afin d'assurer la circulation de l'eau chaude dans le circuit.

$H=1.5+3=4.5m$  (se référer à l'annexe II : la pompe sélectionnée est SXM 32-45 ou SCX 32-35).

L'énergie absorbée par la pompe de circulation se décompose-en :

➤ Energie mécanique fournie au fluide (fluide sur circuit fermé)

$$P=Q \times \rho \times H \times 9.81 \quad \text{Avec:}$$

- P = Puissance transmise au fluide par la pompe en Watt
- Q = débit en m<sup>3</sup>/s
- $\rho$  = masse volumique du liquide en kg/m<sup>3</sup>
- H = hauteur de charge du réseau hydraulique exprimé en m
- 9.81 = Intensité moyenne de la pesanteur.



$$P = 0.3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \times 1000 \text{ kg}/\text{m}^3 \times 4.5 \text{ m} \times 9.81 = 13.25 \text{ w}$$

➤ Energie dégradée exprimée par le rendement de la pompe (Puissance à l'arbre de la pompe)

C'est la puissance mesurée sur l'arbre de la pompe. L'énergie mécanique nécessaire à une pompe est toujours supérieure à l'énergie transmise au fluide, suite aux différents frottements des organes de rotation.

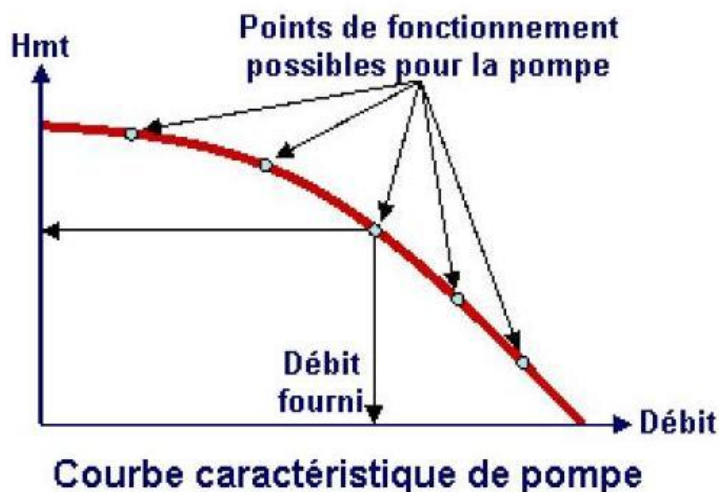
$$P_{\text{mec}} = P_t / R_m \times R_t$$

Avec:

- $P_{\text{mec}}$  = Puissance mécanique nécessaire à la pompe.
- $P_t$  = Puissance transmise au fluide.
- $R_m$  = rendement mécanique du ventilateur.
- $R_t$  = rendement de la transmission.

Les rendements généralement admis pour le produit  $R_m \times R_t$  est de l'ordre de 0.64, d'où la puissance mécanique nécessaire à cette pompe est de l'ordre de 21w.

Une pompe est capable de fournir des débits très différents selon qu'on l'installe sur un circuit plus ou moins résistant (un circuit résistant présentera beaucoup de pertes de charges et inversement). Les combinaisons possibles des valeurs de débit/Hmt (hauteur manométrique) pour chaque pompe sont indiquées par une courbe appelée courbe caractéristique de la pompe. Cette courbe est donnée par le fabricant.

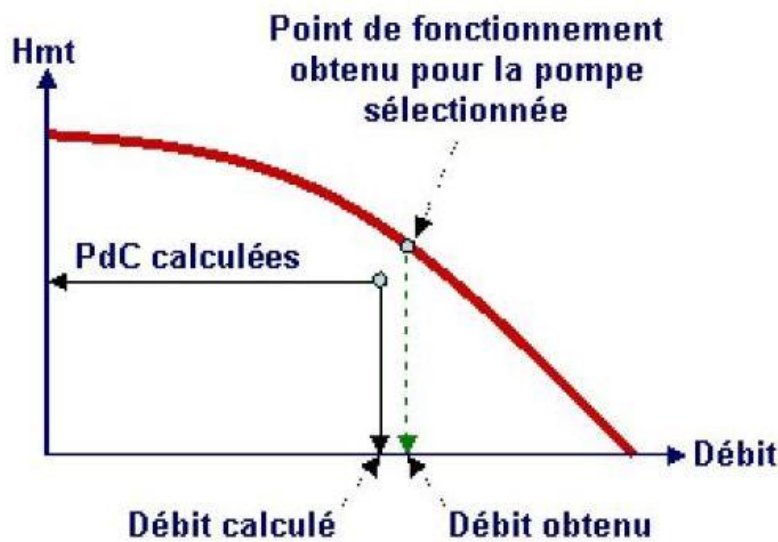


**Figure III.6:** Courbe caractéristique d'une pompe

Pour sélectionner une pompe, il faudra calculer :

- Le débit à assurer
- Les pertes de charge correspondant à ce débit dans le circuit principal à irriguer.

On obtiendra ainsi le couple débit-Hmt que la pompe devra fournir correspondant au point de fonctionnement idéal. On essaiera de sélectionner une pompe dont la courbe caractéristique passera à proximité de ce point de fonctionnement théorique.



**Figure III.6:** Point de fonctionnement d'une pompe sélectionnée

### III.11. Dimensionnement des conduites

Pour une perte de charge constante (6 ft/ 100 ft), le dimensionnement se fera comme suit:

Diamètre Nominal des Tuyaux (mm)	Nombre de FU
DN 20	2 FU
DN 25	6 FU
DN 32	12 FU
DN 40	32 FU
DN 50	65 FU
DN65	180FU

Les valeurs ci-dessus sont extraites du National Plumbing Code.

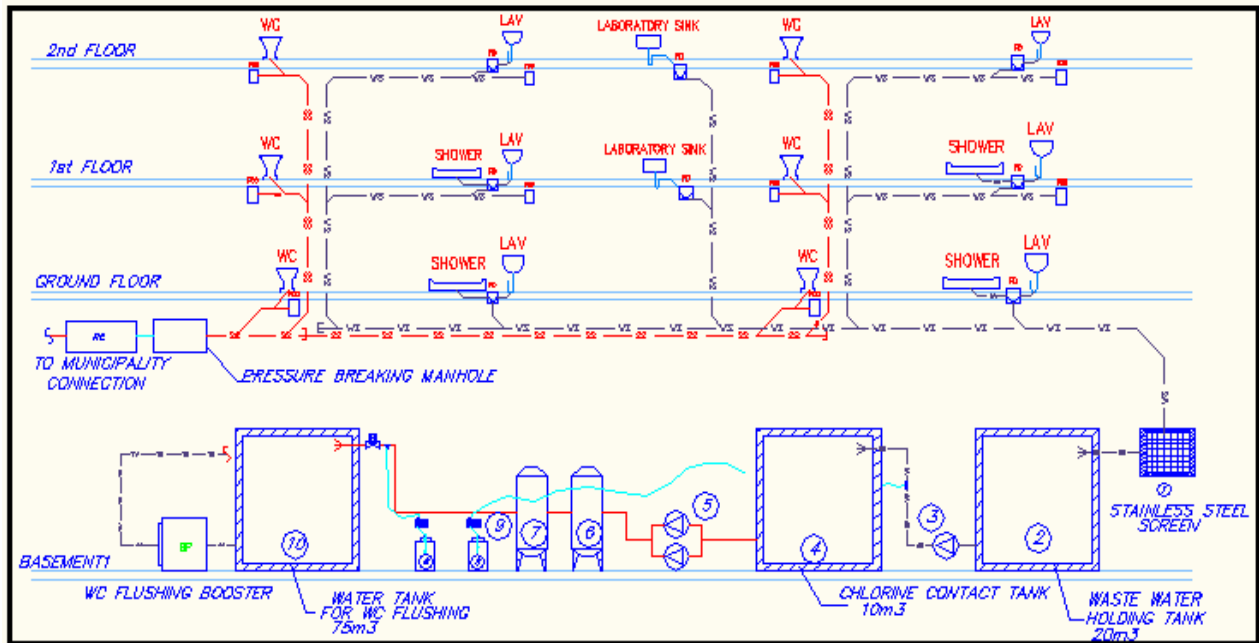
- Les tables A et B: Conversion des unités de Plomberie en classement d'unités numériques / Dimensionnement des conduites d'eau (voir section II.5).
- Tableau: Fixture Unit- gallons par minute de conversion (voir section II.5).
- Graphique: Perte de charge - Vitesse - Diamètre du tuyau (voir section II.5).

**Chapitre IV:**

*GESTION DES EAUX USEES*

IV.1. Gestion des eaux usées

Suite à une opération de traitement spécialisé, l'eau résultante sera utilisée pour le rinçage des WC (flushing water), comme le montre la figure ci-dessous. Notons que même l'eau provenant des WC peut être traitée mais cette technique est très compliquée et coûteuse et nécessite une grande surface pour le traitement ce qui semble quasiment impossible pour notre projet où on a deux restrictions importantes : la petite surface du site et la nature du bâtiment (établissement de santé).

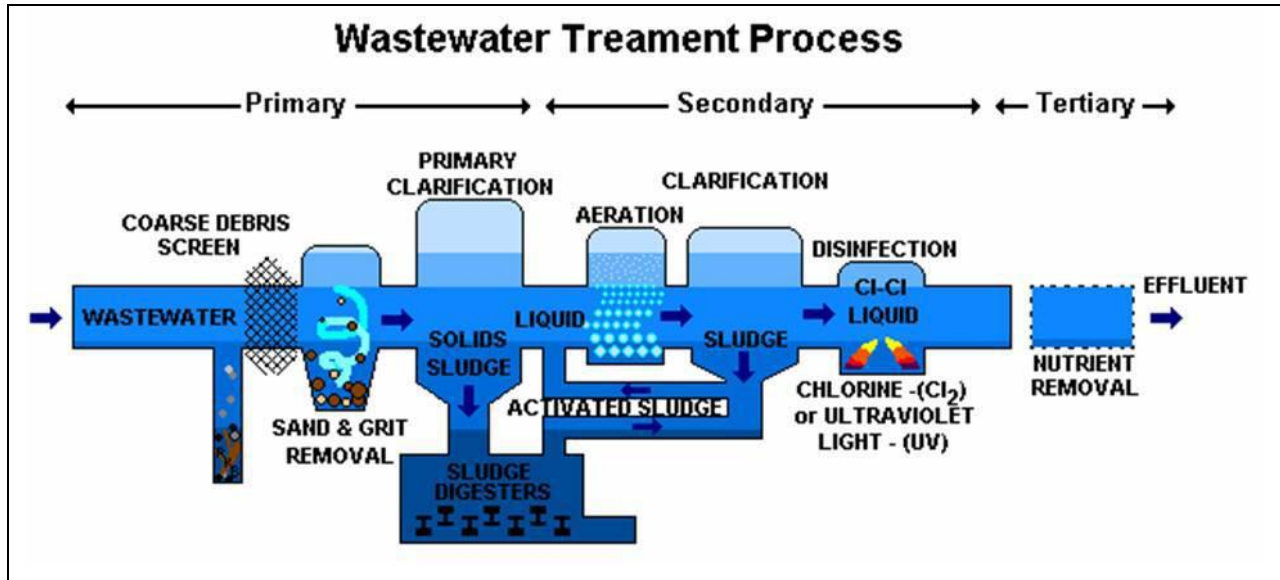


**Figure IV.1:** Diagramme montrant la collection des eaux usées et leur traitement

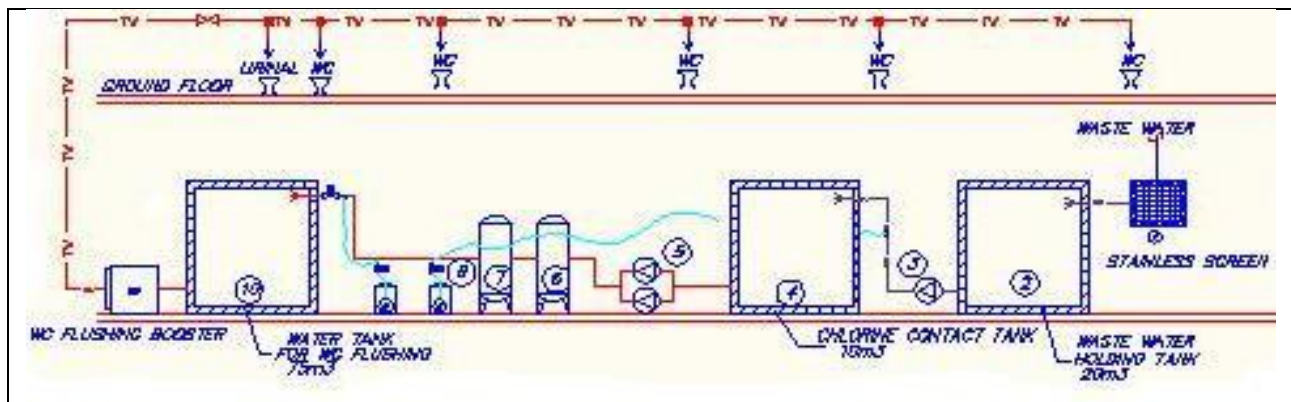
Légende	
1	Stainless steel screen
2	Waste water holding tank
3	Pump
4	Chlorine contact tank
5	Filtration pump set
6	Multimedia filter
7	Active carbon filter
8	Solution tank
9	Chlorine dosing pump
10	Water tank for WC and urinals Flushing

Légende du diagramme de collection et de traitement des eaux usées

Dans notre projet seulement les eaux usées provenant des lavabos, des douches et des abreuvoirs seront récupérées et traitées. Les eaux souillées seront véhiculées totalement aux égouts mais en minimisant le plus possible leur génération afin de minimiser l'apport en eau potable aux réservoirs des WC des toilettes.



**Figure IV.2:** Procédure de traitement des eaux usées



**Figure IV.3:** Diagramme d'alimentation des WC et des urinoirs par l'eau traitée pour le rinçage

#### IV.2. Génération annuelle des eaux usées (eaux ménagères)

Comme il a été mentionné auparavant, les eaux usées seront collectées, traitées et réutilisées.

Le débit d'eau usée (des lavabos, des douches, des abreuvoirs, des lave-linges...) délivrée est de 45 FU (27 gpm). Le débit d'eau souillée est de l'ordre de 48FU (mais la conception et l'étude du traitement des eaux souillées ne seront pas faites pour ce projet car la zone technique est assez

## Conception énergétique et environnementale d'un établissement médical

grande et puisque le parc entourant cet établissement sera destiné pour la plantation des arbres). Les eaux souillées seront conduits directement au réseau d'égout municipal. Les eaux usées seront conduit à une fosse septique à l'extérieur de l'établissement médical. Dans cette fosse baigne une pompe submersible qui va véhiculer les eaux usées vers un système de traitement adéquat avant d'être redistribuées et utilisées.

Après le traitement des eaux usées (afin d'éviter le gaspillage d'eau), l'eau traitée va se déversée dans un réservoir destiné à l'apport en eau à la tour de refroidissement (situé au toit) et à l'irrigation du parc entourant l'établissement ainsi qu'au rinçage des WC et des urinoirs des toilettes. Ce réservoir sera aussi alimenté par de l'eau provenant du réseau municipal (appoint) et de l'eau pluviale récupérée durant les temps pluvieux (si nécessaire).

Le tableau ci-dessous représente la génération annuelle des eaux usées par les blocs sanitaires sur une période de 8h/jour et en fonction de l'occupation de l'immeuble et du profil des occupants.

Fixture Type	Number of persons using the Fixture per day	Operation Time per Use (min)	Daily Uses per Person	Days of Operation per Year	Fixture Consumption (gpm)	Annual Baseline Volume Consumption (gal)
Lavatories for Pathology Lab	4	4	4	288	2.5	46080
Lavatories for Male Latrines	50	2.5	1	288	2.5	90000
Lavatories for Female Latrines	50	3	1	288	2.5	108000
Lavatories for staff locker room	40	4	3	288	2.5	345600
Lavatorie for Triage Treatment Room	4	4	10	288	2.5	115200
Lavatories For Exam Rooms	6	2	10	288	2.5	86400
Janitor Sink	2	5	10	288	4	115200
Kitchen Sink	2	20	2	288	3.5	80640
Shower	10	10	1	288	5	144000
Drinking Fountain For Staff (Doctors, Nurses, Office Workers)	40	0.25	8	288	0.75	17280
Drinking Fountain For People visiting the Medical Clinics	100	0.25	1	288	0.75	5400
<b>Total Gray Water Generated Per Year (gal)</b>						<b>1153800</b>

En effet l'eau usée délivrée par les lave-linges ne sera pas bien estimée sans tenir compte de la taille du Gobelet ainsi que de la capacité des vêtements dans la machine à laver et du débit d'eau requis pour le lavage. La table ci-dessous donne les capacités de quelques lave-linges commerciales.

Commercial Laundry Capacity Table			
Tumbler Size (Inches)	Clothes Capacity (lbs)	Tumbler Size (Inches)	Clothes Capacity (lbs)
30 x 16	25	36 x 42	125
24 x 36	48	36 x 54	165
30 x 30	60	42 x 42	175
30 x 36	70	42 x 48	200
30 x 42	80	42 x 54	225
30 x 48	95	42 x 64	265
36 x 30	90	42 x 72	300
36 x 36	110	42 x 84	350

Le lave-linge sélectionné est celui qui possède un gobelet de 30''x16'' et une capacité de 25lbs de vêtements (11.34 Kg).

La consommation d'eau typique pour les laveuses-essoreuses est de 2.5 à 3.5 gallons pour un pound de linge sec.

Chaque 1 lbs a besoin de 2.5gal/lbs.cycle (les 2.5gal/lbs couvrent le prélavage biologique, le lavage biologique, le rinçage délicat avant l'essorage).

La génération d'eau usée quotidienne=25lbs x 2.5gal/lbs.cycle=62.5 gallons

Ayant 2 machines à laver de ce type, alors la génération totale quotidienne d'eau usée sachant que chacune fait un seul gobelet par jour est de 125 gallons.

La génération annuelle d'eau usée due aux lave-linges est de 36000gal/an (288 jours/an).

Le lave-vaisselle a besoin de 14gpm par cycle. En effet, 3 cycles de lavage a lieu au maximum par jour, d'où une génération quotidienne de 42gal/jour. La génération annuelle (288jours/an) est de 12096gal/an.

La génération annuelle des eaux grises est donc :

$$36000\text{gal/an} + 12096 + 1153800\text{gal/an} = 1201896 \text{ gal/an}$$



IV.3.Génération annuelle des eaux souillées (eaux vannes)

Le tableau ci-dessous représente la génération annuelle des eaux souillées par les blocs sanitaires ordinaires sur une période de 8h/jour et en fonction de l'occupation de l'immeuble et du profil des occupants.

Fixture Type	Number of persons using the Fixture per day	Daily Uses per Person	Days of Operation per Year	Fixture Selected Consumption (gpf) for Standard Fixtures	Annual Volume Consumption (gal)
WC for pathology lab	4	3	288	3.5	12096
WC for female latrine	50	1	288	3.5	50400
WC for male latrine	50	1	288	3.5	50400
WC for all staff	40	3	288	3.5	120960
Urinals (provision)	20	2	288	2	23040
<b>Total Blackwater Generated Per Year (gal)</b>					<b>256896</b>

La génération annuelle des eaux souillées est de l'ordre de 256896gal.

IV.4.Conservation de l'eau

Tous les calculs effectués sur le chauffage solaire de l'eau ont prouvé l'impact positif sur l'environnement et sur l'économie. Les études suivantes présenteront les stratégies de conservation de l'eau qui donneront des points en fonction des crédits gagnés par le LEED-NC.

Le LEED fixe des normes concernant les blocs sanitaires à faibles débits, ces normes sont devenues la ligne de base, et chaque économie faite par une conception peut être décernée par des points en fonction du crédit d'étude. Dans notre cas, les blocs sanitaires à faibles débits sont choisis à partir

d'un fabricant suisse appelé Zurn (se référer à l'annexe V) qui est un chef de file dans les blocs sanitaires économes en eau. Cette marque est approuvée par le LEED, et voici la performance des blocs Zurn par rapport à la ligne de base LEED:

	LEED Baseline Consumption per Fixture	Zurn Water Efficient Fixtures Consumption selected as Design Case
Shower head (gpm)	2.5	1.5
Lavatories (gpm)	2.2	0.5
Janitor Sink (gpm)	3	2
WC (gpf)	1.6	1.28
Urinal (gpf)	1	0.125

Toute utilisation des blocs sanitaires (consommation d'eau, production d'eaux usées, génération d'eau grise) dépend de la fréquence d'utilisation, le temps d'utilisation du bloc, l'occupation de l'établissement et le sexe des occupants. Tous ces paramètres sont pris de la certification LEED-NC et 2007, les demandes ASHRAE, et un réglage fin a été fait pour rendre ces paramètres proches de la réalité et plus logiques.

Selon le LEED, la conservation de l'eau peut être réalisée par trois crédits. Le **premier crédit** sera étudié dans la section d'irrigation.

### **Crédit 2: technologies innovantes des eaux usées**

Ce crédit peut être obtenu par la réduction de la consommation d'eau potable de 50% sur la consommation des blocs sanitaires produisant l'eau souillée, c'est-à-dire en réduisant de 50% les eaux souillées transportées soit aux fosses septiques soit au réseau d'égout municipal.

Stratégies:

- Utiliser des blocs sanitaires qui conservent de l'eau.
- Utiliser de l'eau grise et capturer l'eau de pluie.
- Eaux grises traitées sur le site

## Conception énergétique et environnementale d'un établissement médical

Le tableau ci-dessous représente la réduction de la consommation d'eau potable due la réduction des eaux souillées générées en utilisant des blocs sanitaires à faibles débits (Zurn) et qui sont approuvés par le LEED.

Fixture Type	Number of persons using the fixture	Daily uses per person	Days of operation per year	LEED baseline consumption per fixture (gpf)	Fixture selected (Zurn) consumption (gpf)	Annual baseline volume consumption (gal)	Annual design volume consumption (gal)	Annual volume savings (gal)	% of savings
WC for pathology lab	4	4	288	1.6	1.28	7372.8	5898.24	1474.56	0.2
WC for female latrine	50	1	288	1.6	1.28	23040	18432	4608	0.2
WC for male latrine	50	1	288	1.6	1.28	23040	18432	4608	0.2
WC for all staff	40	3	288	1.6	1.28	55296	44236.8	11059.2	0.2
Urinals (provision)	20	2	288	1	0.125	11520	1440	10080	0.875
Black water generation						120268.8	88439.04	31829.8	26.5

Le calcul montre une réduction de 26.5% de la consommation d'eau potable par rapport au LEED une fois les blocs sanitaires Zurn ont été installés.

En effet la génération annuelle des eaux souillées (selon l'estimation qui ne répond ni au LEED ni à la sélection faite) était de 256896 gal.

Le volume de base d'eau souillée consommé annuellement selon le LEED était de 120268.8gal/an, donc une réduction du volume généré de 136627.2gal/an par rapport aux générations d'eau souillées dues aux utilisations de blocs sanitaires qui consomment un grand débit d'eau pour le rinçage. Soit une conservation de 53% d'eau potable du fait de la réduction de 53% de la génération des eaux souillées.

Conception énergétique et environnementale d'un établissement médical

De plus une conservation de 26.5% sera ajoutée du fait de la conception faite sur des blocs sanitaires (Zurn) approuvés par le LEED.

D'où la conservation totale est de **79.5%**.

Par conséquent le crédit 2 est accompli et un point est gagné.

Donc non seulement le crédit 2 a été accompli et un autre point est également ajouté puisque plus de 50% de réduction de la demande en eau potable est réalisée.

**Crédit 3.1 : Réduction de l'utilisation d'eau de 20%**

**Crédit 3.2 : Réduction de l'utilisation d'eau de 30%**

Ces deux crédits peuvent être réalisés en réduisant de 20% et 30% l'approvisionnement en eau municipale des blocs sanitaires produisant les eaux usées (non souillées).

Stratégies:

- Utilisez des blocs à haut rendement.
- Utiliser les eaux grises et les eaux de pluie collectées pour le rinçage des toilettes.

Les tableaux ci-dessous montrent les économies d'eau faites lorsque des blocs sanitaires à faible débit approuvés par le LEED sont utilisés et quand les eaux grises sont utilisées pour le rinçage.

## Conception énergétique et environnementale d'un établissement médical

Fixture Type	Number of persons using the fixture	Operation time per use (min)	Daily uses per person	Days of operation per year	LEED baseline consumption per fixture (gpm)	Fixture selected (Zurn) consumption (gpm)	Annual baseline volume consumption (gal)	Annual design volume consumption (gal)	Annual volume savings (gal)	% of savings
Lavatories for Pathology Lab	4	4	4	288	2.2	0.5	40550.4	9216	31334.4	77.273
Lavatories for Male Latrines	50	2.5	1	288	2.2	0.5	79200	18000	61200	77.273
Lavatories for Female Latrines	50	3	1	288	2.2	0.5	95040	21600	73440	77.273
Lavatories for staff locker room	40	4	1	288	2.2	0.5	101376	23040	78336	77.273
Lavatorie for Triage Treatment Room	4	4	10	288	2.2	0.5	101376	23040	78336	77.273
Lavatories For Exam Rooms	6	2	10	288	2.2	0.5	76032	17280	58752	77.273
Janitor Sink	2	5	10	288	2.5	1.24	72000	35712	36288	50.4
Drinking Fountain For Staff (Doctors, Nurses, Office Workers)	40	0.25	8	288	0.5	0.45	11520	10368	1152	10
Drinking Fountain For People visiting the Medical Clinics	40	0.25	1	288	0.5	0.45	1440	1296	144	10
Kitchen sink	2	20	2	288	2.5	1.5	57600	34560	23040	40
Shower	10	10	1	288	2.5	1.5	72000	43200	28800	40
<b>Total Gray Water Generated Per Year (gal)</b>							<b>708134.4</b>	<b>237312</b>	<b>470822</b>	<b>66.488</b>

Des lave-vaisselles à faible consommation peuvent être sélectionnés et qui ne consomment pas plus que 8.5gpm/cycle. En effet, 3 cycles de lavage a lieu au maximum par jour, d'où une génération quotidienne de 25.5gal/jour. La génération annuelle (288jours/an) est de 7344gal/an, d'où une économie de  $12096-7344 = 4752$ gal/an.

L'eau grise totale générée par an en tenant compte de la réduction de la quantité délivrée par le lave-vaisselle (réduction de 12096gal/an à 7344gal/an), et que la quantité d'eau grise délivrée par le lave-linge reste la même puisqu'elle n'est pas prise en considération en détails dans le LEED pour notre cas (établissement de santé) :

## Conception énergétique et environnementale d'un établissement médical

	Total Water Consumption	Dish Washer Consumption (gal)	Laundry Machine Consumption (gal)	Total Water Consumption per year (gal)
Annual Baseline Volume Consumption (gal)	708134.4	7344	36000	751478.4
Annual Design Volume Consumption (gal)	237312	7344	36000	280656
Annual Volume Savings (gal)	470822.4	0	0	470822.4
% of Savings	66.48771759	0	0	62.65281876

Le tableau ci-dessus montre une réduction de 62% de la demande en eau potable. Donc non pas seuls les crédits 3.1 et 3.2 sont accomplies, un autre point est également ajouté depuis que plus de 40% de réduction sur la demande en eau potable est atteinte.

4 points sont attribués jusqu'à maintenant pour la conservation de l'eau potable dans la conception de notre projet.

#### IV.5.Dimensionnement des conduites de drainage

Tout dimensionnement mentionné sur les plans a été effectué conformément au «système FU» et le tableau présenté ci-dessous.

Le tableau 11.4.1 du « National Plumbing Code 2006 », désigne le poids relatif de la charge de en FU pour différents blocs sanitaires dans le calcul des tuyaux de drainage.

<b>Table 11.4.1 (Continued)</b>				
<b>DRAINAGE FIXTURE UNIT (DFU) VALUES</b>				
<b>TYPE OF FIXTURES</b>	<b>HEAVY-USE ASSEMBLY</b>			
	<b>OTHER THAN DWELLING UNITS</b>			
	<b>SERVING 3 OR MORE DWELLING UNITS</b>			
	<b>INDIVIDUAL DWELLING UNITS</b>			
Bathtub or Combination Bath/Shower, 1 1/2" Trap	2.0	2.0		
Bidet, 1/4" Trap	1.0	1.0		
Clothes Washer, Domestic, 2" Standpipe	3.0	3.0	3.0	
Dishwasher, Domestic, with Independent Drain	2.0	2.0	2.0	
Drinking Fountain or Watercooler			0.5	
Food-Waste-Grinder, Commercial, 2" Min Trap			3.0	
Floor Drain, Auxiliary			0.0	
Kitchen Sink, Domestic, with One 1 1/2" Trap	2.0	2.0	2.0	
Kitchen Sink, Domestic, with Food-Waste-Grinder	2.0	2.0	2.0	
Kitchen Sink, Domestic, with Dishwasher	3.0	3.0	3.0	
Kitchen Sink, Domestic, with Grinder and Dishwasher	3.0	3.0	3.0	
Laundry Sink, One or Two Compartments, 1 1/2" Waste	2.0	2.0	2.0	
Laundry Sink, with Discharge from Clothes Washer	2.0	2.0	2.0	
Lavatory, 1/4" Waste	1.0	1.0	1.0	1.0
Mop Basin, 3" Trap			3.0	
Service Sink, 3" Trap			3.0	
Shower Stall, 2" Trap	2.0	2.0	2.0	
Showers, Group, per Head (Continuous Use)			5.0	
Sink, 1/2" Trap	2.0	2.0	2.0	
Sink, 2" Trap	3.0	3.0	3.0	
Sink, 3" Trap			5.0	
Trap Size, 1/4" (Other)	1.0	1.0	1.0	
Trap Size, 1/2" (Other)	2.0	2.0	2.0	
Trap Size, 2" (Other)	3.0	3.0	3.0	
Trap Size, 3" (Other)			5.0	
Trap Size, 4" (Other)			6.0	
Urinal, 1.0 GPF			4.0	5.0
Urinal, Greater Than 1.0 GPF			5.0	6.0
Wash Fountain, 1 1/2" Trap			2.0	
Wash Fountain, 2" Trap			3.0	
Wash Sink, Each Set of Faucets			2.0	

**Chapitre V:**  
*IRRIGATION*



V.1. Description du système

L'irrigation est assurée par pompage de l'eau à partir d'un réservoir contenant des eaux grises obtenues par un traitement adéquat des eaux usées et d'un réservoir contenant des eaux pluviales spécialement conçu pour servir les besoins d'irrigation (si nécessaire) et la consommation de l'établissement (qui est bien sure traitée avant d'être distribuée aux blocs sanitaires de l'établissement) autour de l'année. Une fois les besoins d'irrigation sont calculés, les réservoirs d'eau seront dimensionnés en fonction du parc à arroser.

Le domaine du paysage à arroser est divisé en plusieurs zones dont chacune est plantée par différents types de plantes. Chaque zone sera servie par une vanne de zone contrôlée par le BMS (Building Management System).

Selon les normes Libanaises, la charge d'irrigation est estimée pour un site en fonction de 8 à 10 litres par mètre carré vert.

Mais notre étude sera plus détaillée en tenant compte de la nature des cultures et des besoins d'arrosage pour chaque type afin de réduire la consommation en eau potable et assurer bien sure les demandes requises.

La surface totale à irriguer est de l'ordre de 1500m<sup>2</sup> dans laquelle sont cultivées des arbustes, du gazon et différentes espèces d'arbres.

V.2. Dimensionnement des tuyaux

Tous les tuyaux d'irrigation seront dimensionnés selon le tableau de perte de charges pour les tuyaux assez dures et en fonction du débit nécessaire pour le parc à arroser. Les calculs effectués montrent que ce paysage aura besoin de 14000gal (Design case) durant le mois de Juillet (pic), soit 425gal/jour (1610L/jour). Sachant que l'irrigation sera assurée pendant 1 heure, le débit équivalent sera:

$$\text{Débit} = \frac{\text{Volume d'eau nécessaire pour l'irrigation de 1500m}^2}{\text{Temps nécessaire pour l'irrigation}} = \frac{1610\text{L/jour}}{1\text{h}} = 1610\text{L/h} = 7\text{gpm}$$

Un débit de 7gpm sera véhiculé dans un tuyau de diamètre 1'' (diamètre du tuyau principal) selon le diagramme de pertes de charges listé dans la section II.5.

### V.3.Pompe d'arrosage

Le débit de la pompe d'arrosage étant de 7gpm.

Hauteur totale = hauteur manométrique due aux pertes de charges dans les canalisations + pression résiduelle.

Hauteur statique = 5m

Pression résiduelle = 15m (pop-up sprinkler)

Hauteur manométrique =  $85m \times 1.25 \times 3.28 \text{ (ft/m)} \times 5 \text{ (psi/100ft)} = 17.5 \text{ psi} \approx 12.5 \text{ m}$

Pertes de charges dans les équipements de traitement=10m

Hauteur totale =  $12.5 + 15 + 5 = 32.5$  (soit une pompe de 3.25 bar approximativement).

### V.4.Conservation de l'eau

#### Crédit 1.1: Paysage économe en eau, réduction de 50%

Selon le LEED, ce crédit peut être obtenu en réduisant la consommation d'eau potable pour l'irrigation de 50% à partir d'un cas de référence pour le calcul qui est le mi-été. Un point sera alors attribué si cette réduction est accomplie. Notre objectif dans ce crédit était de réduire la consommation d'eau potable pour l'irrigation de 100% et non pas seulement de 50%.

Stratégies:

- Utilisation de l'eau de pluie capturée.
- Utiliser des eaux grises recyclées.
- Utiliser des systèmes d'irrigation qui assurent de l'eau goutte à goutte et qui s'appliquent lentement et directement aux racines.

Le calcul du besoin en eau pour l'irrigation est loin d'être une simple hypothèse. Elle passe par plusieurs étapes:

- 1) Marquez toutes les superficies plantées et les regrouper en des zones en fonction du type de plantes et de l'emplacement de la superficie plantée.
- 2) Trouver le taux d'évapotranspiration de la région où le projet sera exécuté.
- 3) Déterminer le coefficient de paysage (KC), le facteur espèces (KS), le facteur de densité (KD), et le facteur de microclimat (KMC).

Ayant tous ces paramètres, un cas de conception et un cas de base seront créés et comparés. Il convient de mentionner que tous les calculs sont basés sur l'irrigation au cours du mois de Juillet.

V.4.1.Hypothèses standards du LEED

Pour calculer le pourcentage en réduction de l'usage de l'eau potable correspondant à ce crédit, nous allons établir un cas de base (Baseline case) pour l'usage d'eau potable pour notre projet et ensuite nous allons calculer le taux d'usage d'eau selon les conceptions suivantes (Design case) :

- 1) Tous les calculs sont basés sur l'arrosage durant le mois de juillet.
- 2) Le coefficient de paysage (Landscape coefficient)  $K_L$  indique le volume d'eau perdu par évapotranspiration et qui dépend aussi des espèces cultivées, du microclimat et de la densité de la plantation.

L'équation (1) permet de déterminer le coefficient de paysage  $K_L$ .

$$K_L = K_S \times K_d \times K_{mc} \tag{équation 1}$$

- 3) Le facteur d'espèce  $K_S$  représente la variation du besoin en eau pour différentes espèces de plantations (si une espèce n'a pas besoin d'être irriguée,  $K_S=0$ ,  $K_L=0$ ).
- 4) Le facteur de densité  $K_d$  dépend du nombre de plantes cultivées et de la surface totale du paysage cultivé. Des valeurs basses du  $K_d$  montrent que l'ombre due aux arbres est inférieure à 60% ou que les arbustes et les arbres couvrent moins de 90% du sol.
- 5) Le facteur de microclimat  $K_{mc}$  dépend des conditions environnementales spécifiques au paysage tel que la température, le vent et l'humidité.

V.4.2.Création du cas de conception (Design Case)

Les valeurs recommandées pour chacun des facteurs mentionnés précédemment sont extraites de la table du LEED ci-dessous.

Vegetation Type	Species Factor ( $k_s$ )			Density Factor ( $k_d$ )			Microclimate Factor ( $k_{mc}$ )		
	low	average	high	low	average	high	low	average	high
Trees	0.2	0.5	0.9	0.5	1.0	1.3	0.5	1.0	1.4
Shrubs	0.2	0.5	0.7	0.5	1.0	1.1	0.5	1.0	1.3
Groundcovers	0.2	0.5	0.7	0.5	1.0	1.1	0.5	1.0	1.2
Mixed: trees, shrubs, groundcovers	0.2	0.5	0.9	0.6	1.1	1.3	0.5	1.0	1.4
Turfgrass	0.6	0.7	0.8	0.6	1.0	1.0	0.8	1.0	1.2

On détermine toutes les caractéristiques du paysage à arroser tel que  $K_s$ ,  $K_d$  et  $K_{mc}$ .

- On calcule  $K_L$  selon l'équation 1.
- On détermine le taux d'évaporation  $ET_0$  pour la région considérée ( $ET_0=6.4$  pour la région de Rmeich selon le service des informations du local d'agriculture Libanaise).
- On calcule  $ET_L$ , le taux d'évapotranspiration spécifique à la région considérée pour chaque zone cultivée en multipliant  $ET_0$  par  $K_L$  selon l'équation 2.

$$ET_L(in)=ET_0 \times K_L \quad \text{équation 2}$$

- Déterminons l'efficacité de l'irrigation (Irrigation Efficiency) IE en listant le type d'irrigation utilisé pour chaque zone cultivée et son efficacité correspondante.

La table ci-dessous illustre le type d'irrigation et son IE.

Irrigation Type	IE
Sprinkler	0.625
Drip	0.90

- On détermine l'efficacité du contrôleur (Controller Efficiency) CE. CE est le pourcentage de réduction de la consommation d'eau due à l'utilisation d'un contrôleur d'humidité du sol. Ce nombre est généralement fourni par la documentation ou le calcul détaillé par un architecte paysagiste. Dans notre projet  $CE=0.3$ .
- Déterminons le volume de l'eau réutilisée (eau pluviale capturée, eau grise traitée) dans le mois de juillet.
- On calcule enfin le TWA (Total Water Applied) pour le projet dans le cas de conception (Design case) :

$$\text{Design Case TWA (gal)} = (\text{Surface (sf)} \times (ET_L \text{ (in)}/IE)) \times CE \times 0.6233 \text{ gal/sf/in.}$$

#### V.4.3.Création du cas de base (Baseline Case)

Le cas de base est calculé en donnant aux  $K_s$ ,  $K_d$  et IE des valeurs moyennes représentants des équipements et des conceptions d'arrosage conventionnels. Les facteurs  $K_{mc}$  et  $ET_0$  sont les mêmes pour la le cas de conception et le cas de base.

L'équation suivante permet de calculer le TWA pour le cas de base :

$$\text{Baseline Case TWA (gal)} = (\text{Surface (sf)} \times (\text{ET}_L \text{ (in)/IE})) \times 0.6233 \text{ gal/sf/in}$$

Le tableau ci-dessous montre la différence entre le cas de base et le cas de conception pour notre projet.

Cas de Base (Baseline Case)									
Type du Paysage à arroser	Surface (sf)	Facteur d'espèce Ks	Facteur de densité Kd	Facteur de microclimat Kmc	KL	ET0	ETL	IE	TWA (gal)
Arbustes	5380	0.5	1	1.3	0.65	6.4	4.16	0.625	22320
Gazon	10760	0.7	1	1.2	0.84	6.4	5.376	0.625	57690
TWA Baseline Case (gal)		80010							

TWA (Baseline case) = 80000gal

Cas de Conception (Design Case)										
Type du Paysage à arroser	Surface (sf)	Facteur d'espèce Ks	Facteur de densité Kd	Facteur de microclimat	KL	ET0	ETL	IE	CE	TWA (gal)
Arbustes	5380	0.2	1	1.3	0.26	6.4	1.664	0.9	0.3	1860
Mixte:arbres, plantes couvre-sol, arbustes	4304	0.2	1.1	1.4	0.308	6.4	1.9712	0.9	0.3	1765
Gazon	6456	0.7	1	1.2	0.84	6.4	5.376	0.625	0.3	10385
TWA Design Case (gal)		14010								

TWA (Design case) = 14000gal

Le tableau ci-dessous montre le besoin en eau pour l'irrigation du paysage et dont le taux varie durant les mois de l'année (les résultats concernant le besoin de la tour de refroidissement est calculé dans le chapitre de l'air conditionné).

## Conception énergétique et environnementale d'un établissement médical

Month	Evapo-Transpiration rate (mm)	Greywater generation (gal)	Water needed for irrigation (gal)	Water needed for cooling tower	WC usage from greywater (gal)	Water needed for irrigation from rain water (gal)
January	40	280656	3500	-	88439.04	-
February	45	280656	3937.5	-	88439.04	-
March	75	280656	6562.5	-	88439.04	-
April	95	280656	9172.4	24128	88439.04	-
May	125	280656	10937.5	25056	88439.04	-
June	145	280656	12687.5	24128	88439.04	-
July	160	280656	14000	25056	88439.04	-
August	145	280656	12687.5	25056	88439.04	-
September	115	280656	10062.5	24128	88439.04	-
October	75	280656	6562.5	-	88439.04	-
November	45	280656	3937.5	-	88439.04	-
December	35	280656	3062.5	-	88439.04	-
<b>RAIN WATER TANK CAPACITY (GALS) TO FULFILL IRRIGATION NEEDS + 10%</b>						<b>NOT REQUIRED</b>

$$\begin{aligned} \% \text{ de Réduction d'eau totale pour l'irrigation} &= (1 - \text{Design TWA} / \text{Baseline TWA}) \times 100 \\ &= 82.5\% \end{aligned}$$

Selon le LEED, une réduction de 50% permet de gagner 1 point. En effet la réduction dans notre projet est plus que 50% (WE Credit 1.1 is earned), d'où non pas seul 1 point est remporté, un autre aussi (WE Credit 1.2 is earned) du fait que l'apport en eau pour l'irrigation se fait totalement à partir des eaux grises ayant subi le traitement. Donc la réduction de l'utilisation de l'eau potable pour l'arrosage est de 100% (le traitement des eaux grises couvre tous les besoins : l'irrigation, l'apport en eau pour la tour de refroidissement qui sera développée ultérieurement dans le chapitre du conditionnement d'air, le rinçage des toilettes).

**Chapitre VI:**

*EVACUATION DES EAUX PLUVIALES*

VI.1.Description du système d'évacuation d'eau de pluie

En raison de la vaste zone occupée par le bâtiment, la quantité d'eau pluviale collectée sera également énorme si recueillie. C'est pourquoi seule une certaine partie calculée du toit (750m<sup>2</sup>) sera utilisée pour recueillir l'eau de pluie pendant la saison d'hiver qui sera utilisée pour l'irrigation et pour la tour de refroidissement (mais on a déjà vu précédemment que le traitement des eaux grises a recouvert tous ces besoins), pour remplir le réservoir d'eau domestique qui sera bien sure soumise à un traitement adéquat avant d'être distribuée aux différents blocs sanitaires et le reste des eaux pluviales sera évacué dans les égouts de pluie. Le tableau ci-dessous montre le volume de pluie mensuelle recueillie de la zone du toit.

	Précipitations (mm)	Volume d'eau pluviale recueillie des toitures par mois (gal)
Janvier	200	38710
Février	150	29032
Mars	100	19355
avril	50	9677
Mais	20	3871
Juin	3	580
Juillet	0	0
Aout	0	0
Septembre	8	1548
Octobre	50	9677
Novembre	130	25160
Décembre	180	34840
<b>Total</b>		172450

Le volume de l'eau pluviale collectée du toit (gal) est :

$$\frac{\text{Surface du toit (m}^2\text{)} \times \text{Précipitations(mm)}}{3.875}$$



Les 172450 Gal obtenus sont stocké dans un réservoir dans lequel déverse l'eau municipal. L'eau de ce réservoir sera traitée et stocké dans un nouveau réservoir afin d'être distribué à l'établissement.

En effet, le besoin annuel en eau potable est de 1201896 gal (256896 gal sont générés d'eau souillée et 1201896 gal d'eau usée) selon un cas normal qui n'obéit ni au LEED (Baseline Case) ni à notre conception (Design Case). Dans ce cas l'apport fait par l'eau pluvial ne couvre que 14.3% du besoin en eau potable.

Selon le LEED, le besoin annuel en eau potable sera 751478 gal (751478 gal sont évacués comme eau usée et 120269 gal sont évacués comme eau souillée). Dans ce cas l'apport fait par l'eau pluviale couvre approximativement 23% du besoin en eau potable.

Selon le concept fait (Zurn), le besoin annuel en eau potable sera 280656 gal (280656 gal sont évacués comme eau usée et 88439 gal sont évacués comme eau souillée. L'apport pour les WC et les urinoirs se fait à partir du traitement des eaux usées). Dans ce cas l'apport fait par l'eau pluviale couvre approximativement 61% du besoin en eau potable.

En effet, il semble être trop difficile de récupérer tout cette quantité d'eau pluviale à cause des dimensions qui seront immenses pour le réservoir consacré à l'admission des eaux pluviales et l'eau du réseau municipal.

Les valeurs des précipitations mentionnées dans le tableau précédent sont prises à partir d'une statistique préparée par le département de l'Irrigation et de l'agro-météorologie Libanaise.

## VI.2.Dimensionnement des tuyaux d'évacuation de l'eau pluviale

Tout dimensionnement trouvé pour les tuyaux d'évacuation des eaux pluviales a été fait en fonction du taux des précipitations au Liban et les tableaux 13.6.1 et 13.6.2 du « National Plumbing Code 2006 ».

**Table 13.6.2 Part 1**  
**SIZE OF HORIZONTAL STORM DRAINS (for 1"/hr to 6"/hr rainfall rates)**

Size of Drain (inches)	Design Flow of Drain (GPM)	Allowable Projected Roof Area at Various Rates of Rainfall per Hour (Square Feet)					
		1"/hr	2"/hr	3"/hr	4"/hr	5"/hr	6"/hr
Slope 1/16 inch/foot							
2							
3							
4	53	5,101	2,551	1,700	1,275	1,020	850
5	97	9,336	4,668	3,112	2,334	1,867	1,556
6	157	15,111	7,556	5,037	3,778	3,022	2,519
8	339	32,629	16,314	10,876	8,157	6,526	5,438
10	615	59,194	29,597	19,731	14,798	11,839	9,866
12	999	96,154	48,077	32,051	24,039	19,231	16,026
15	1812	174,405	87,203	58,135	43,601	34,881	29,068
Size	GPM	1"/hr	2"/hr	3"/hr	4"/hr	5"/hr	6"/hr
Slope 1/8 inch/foot							
2							
3	35	3,369	1,684	1,123	842	674	561
4	75	7,219	3,609	2,406	1,805	1,444	1,203
5	137	13,186	6,593	4,395	3,297	2,637	2,198
6	223	21,464	10,732	7,155	5,366	4,293	3,577
8	479	46,104	23,052	15,368	11,526	9,221	7,684
10	869	83,641	41,821	27,880	20,910	16,728	13,940
12	1413	136,002	68,001	45,334	34,000	27,200	22,667
15	2563	246,689	123,345	82,230	61,672	49,338	41,115
Size	GPM	1"/hr	2"/hr	3"/hr	4"/hr	5"/hr	6"/hr
Slope 1/4 inch/foot							
2	17	1,636	818	545	409	327	273
3	50	4,813	2,406	1,604	1,203	963	802
4	107	10,299	5,149	3,433	2,575	2,060	1,716
5	194	18,673	9,336	6,224	4,668	3,735	3,112
6	315	30,319	15,159	10,106	7,580	6,064	5,053
8	678	65,258	32,629	21,753	16,314	13,052	10,876
10	1229	118,292	59,146	39,431	29,573	23,658	19,715
12	1999	192,404	96,202	64,135	48,101	38,481	32,067
15	3625	348,907	174,454	116,302	87,227	69,781	58,151
Size	GPM	1"/hr	2"/hr	3"/hr	4"/hr	5"/hr	6"/hr
Slope 1/2 inch/foot							
2	24	2,310	1,155	770	578	462	385
3	70	6,738	3,369	2,246	1,684	1,348	1,123
4	151	14,534	7,267	4,845	3,633	2,907	2,422
5	274	26,373	13,186	8,791	6,593	5,275	4,395
6	445	42,831	21,416	14,277	10,708	8,566	7,139
8	959	92,304	46,152	30,768	23,076	18,461	15,384
10	1738	167,283	83,641	55,761	41,821	33,457	27,880
12	2827	272,099	136,050	90,700	68,025	54,420	45,350
15	5126	493,379	246,689	164,460	123,345	98,676	82,230

<b>Table 13.6.1</b>							
<b>SIZE OF VERTICAL CONDUCTORS AND LEADERS</b>							
<b>Nominal Diameter (inches)</b>	<b>Flow Capacity (GPM)</b>	<b>Allowable Projected Roof Area at Various Rates of Rainfall per Hour (Sq. Ft.)</b>					
		<b>1"</b>	<b>2"</b>	<b>3"</b>	<b>4"</b>	<b>5"</b>	<b>6"</b>
2"	23	2,180	1,090	727	545	436	363
3"	67	6,426	3,213	2,142	1,607	1,285	1,071
4"	144	13,840	6,920	4,613	3,460	2,768	2,307
5"	261	25,094	12,547	8,365	6,273	5,019	4,182
6"	424	40,805	20,402	13,602	10,201	8,161	6,801
8"	913	87,878	43,939	29,293	21,970	17,576	14,646
10"	1655	159,334	79,667	53,111	39,834	31,867	26,556
12"	2692	259,095	129,548	86,365	64,774	51,819	43,183
15"	4880	469,771	234,886	156,590	117,443	93,954	78,295
		<b>7"</b>	<b>8"</b>	<b>9"</b>	<b>10"</b>	<b>11"</b>	<b>12"</b>
2"	23	311	272	242	218	198	182
3"	67	918	803	714	643	584	536
4"	144	1,977	1,730	1,538	1,384	1,258	1,153
5"	261	3,585	3,137	2,788	2,509	2,281	2,091
6"	424	5,829	5,101	4,534	4,080	3,710	3,400
8"	913	12,554	10,985	9,764	8,788	7,989	7,323
10"	1655	22,762	19,917	17,704	15,933	14,485	13,277
12"	2692	37,014	32,387	28,788	25,910	23,554	21,591
15"	4880	67,110	58,721	52,197	46,977	42,706	39,146

**Chapitre VII:**

*CONDITIONNEMENT D'AIR*

### VII.1.Critères de conception du système de ventilation et d'air conditionné

Les critères d'orientation et de référence pour la conception des systèmes de HVAC comprennent:

- Le Code international de la Mécanique 2006.
- ASHRAE - Société Américaine des ingénieurs de Chauffage, de réfrigération et d'air Conditionné.
- La norme ASHRAE 62.1-2004/Ventilation pour la qualité de l'air intérieur.
- La norme ASHRAE 90.1-2004/Energie standard pour les bâtiments de faible hauteur sauf les bâtiments résidentiels.
- Manuels de l'ASHRAE.
- Toutes les normes applicables de la NFPA.
- UFC 3-410-01FA Design: Chauffage, ventilation et conditionnement d'air.

### VII.2.Conditions de conception et description de l'établissement à climatiser

- Conditions de conceptions extérieures:

Pour la région de Rmeich situé dans le Caza de Bent-Jbeil

Latitude: (approx.) 33.9 deg. Nord

Longitude: (approx.) -35.5 deg. Est

Altitude: (env.) 750 m

Été: 32.8 °C Température sèche (DB), 25.6 °C Température humide (WB)

Hiver: 5.6 °C Température sèche (DB), 1.8 °C Température humide (WB)

Gamme de DB: Été 8.3 °C

- Conditions de conceptions intérieures:

Pour le refroidissement des établissements de santé, la température de confort intérieure sera 25.6°C (50% humidité relative), celle du chauffage est de 20°C. Voir dans l'Annexe X relative au critère de conception et à l'estimation de la charge en froid, chambre par chambre, les conditions intérieures telles que spécifiées dans l'UFC-4-510-01, et dans les normes et les références de l'ASHRAE.

Les pertes de chaleur seront calculées à travers tous les murs extérieurs, le plafond, le plancher et les fenêtres ainsi que les partitions. Ce calcul se fera à l'aide du logiciel Carrier's HAP v4.04.

- Charges internes

- a) Occupation

Les Normes de l'ASHRAE sont utilisées pour calculer les chaleurs, sensible et latente, qui proviennent des occupants ainsi que pour estimer la densité d'occupation de diverses zones de l'établissement médical. En général, on précise sur HAP, le niveau de l'activité effectuée dans les diverses zones de cet établissement, permettant ainsi une estimation des chaleurs sensible et latente.

- b) Eclairage

Les densités de puissance d'éclairage pour plusieurs espaces y compris les établissements de santé sont prises à partir de la référence ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1-2007.

- c) Renouvellement d'air

La ventilation par renouvellement d'air requise pour les diverses zones de cet établissement est fournie par la norme ASHRAE 62.1 et UFC 4-510-01 (voir les valeurs requise dans l'annexe X du critère de conception).

- d) Pressurisation de la troupe médicale

L'établissement est pressurisé et est maintenu à un niveau de pression de l'ordre de 10% par rapport à l'extérieur.

- e) Calcul du coefficient d'échange global

En ce qui concerne le coefficient d'échange global  $U$ , il est défini comme suit:

$$U=1/R_t$$

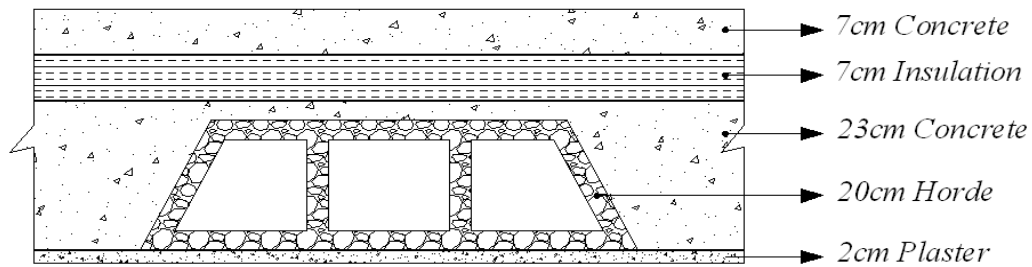
Où  $R_t$  est la résistance thermique totale des matériaux:  $R_t = \sum R_i$ , avec  $R_i$  la résistance thermique de chaque couche.

$R_i = L \times K$ , où  $K$  est la conductivité thermique du matériau de la couche, et  $W$  est la largeur de la couche.

ASHRAE Fundamentals Handbook (2001), chapitre 25, fournit une méthode détaillée pour calculer la valeur de U pour les différentes couches et enveloppes des bâtiments, avec toutes les tables et les données nécessaires pour un calcul précis.

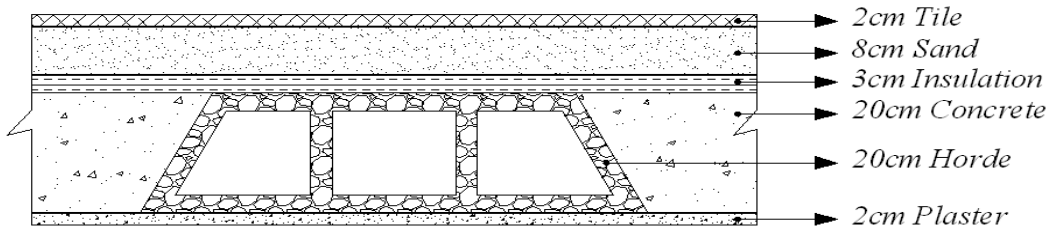
Le logiciel Carrier's HAP v4.04 permet aussi de donner la valeur du coefficient d'échange global.

➤ Composition du toit



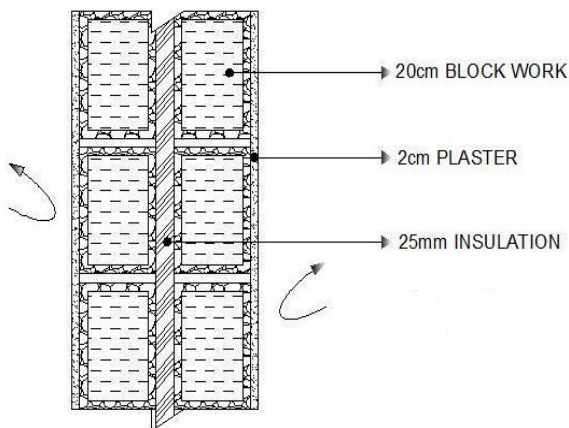
Le coefficient d'échange global du toit est  $U_{\text{toit}}=0.626\text{w/m}^2/\text{k}$

➤ Composition du plancher



Le coefficient d'échange global du plancher est  $U_{\text{plancher}}=0.545\text{w/m}^2/\text{k}$

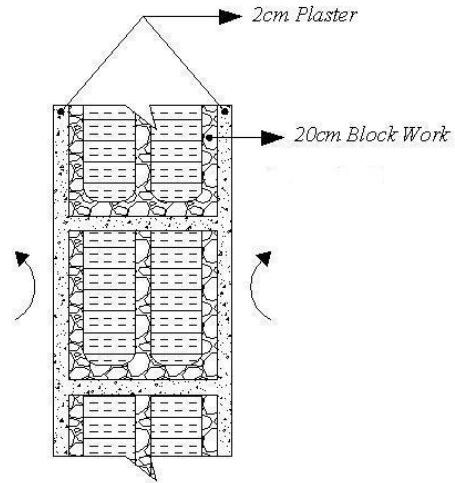
➤ Composition du mur extérieur



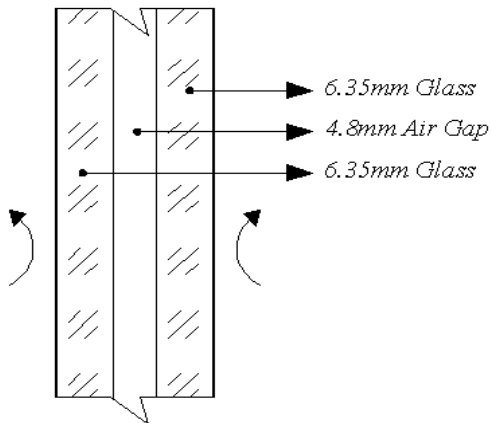
Le coefficient d'échange global du mur extérieur est  $U_{\text{mur.ext}}=0.451\text{w/m}^2/\text{k}$

➤ Composition du mur intérieur

Le coefficient d'échange global du mur intérieur est  $U_{\text{mur.int}}=0.719\text{w/m}^2/\text{k}$



➤ Composition du vitrage



Le coefficient d'échange global du vitrage est  $U_{\text{vitrage}}=3.608\text{w/m}^2/\text{k}$

f) Ombrage

On sait que l'ombrage joue un rôle majeur dans la réduction de la charge en raison du gain solaire par le vitrage. Il a été remarqué que nous pouvons bénéficier des surfaces vitrées face au sud, si elles sont ombragées avec des surplombs. En hiver, le soleil est bas sur l'horizon, les rayons du soleil atteignent directement la surface vitrée sans être arrêté par des surplombs. La zone ayant la surface vitrée est chauffée. D'autre part, en été le soleil est haut dans l'horizon. Ayant un surplomb, la surface vitrée peut être ombragée empêchant le soleil de pénétrer dans l'espace et minimisant ainsi la charge causée par le gain solaire. Si les surfaces vitrées ne sont pas bien orientés à la construction, les surplombs ne feront qu'augmenter le coût de la construction et n'auront aucun effet sur la charge de refroidissement.



VII.3.Charge de refroidissement pour l'établissement médical

Un critère de conception et une estimation de charge sont faits sur une feuille Excel pour l'établissement médical suivant les normes et les standards internationaux et sont détaillés dans l'annexe X relative au critère de conception et à l'estimation de la charge en froid. En outre, la charge en froid pour l'établissement de santé est calculée aussi en se basant sur les résultats obtenus par le logiciel HAP qui sont insérés dans la feuille Excel de l'estimation de charge afin de les comparer aux critères de conception et dégager les charges de froid nécessaires (actual load for total cooling and supply air) et les débits pour chaque chambre. La charge totale en froid pour la climatisation de l'établissement est estimée à 71 tonnes de réfrigération pour un débit d'air de 4195l/s (actual load for total cooling and supply air) sans tenir compte du débit d'air neuf qui sera traité (refroidi jusqu'à la température de 25.6°C).

Les résultats ci-dessous sont ceux fournis par le logiciel HAP.

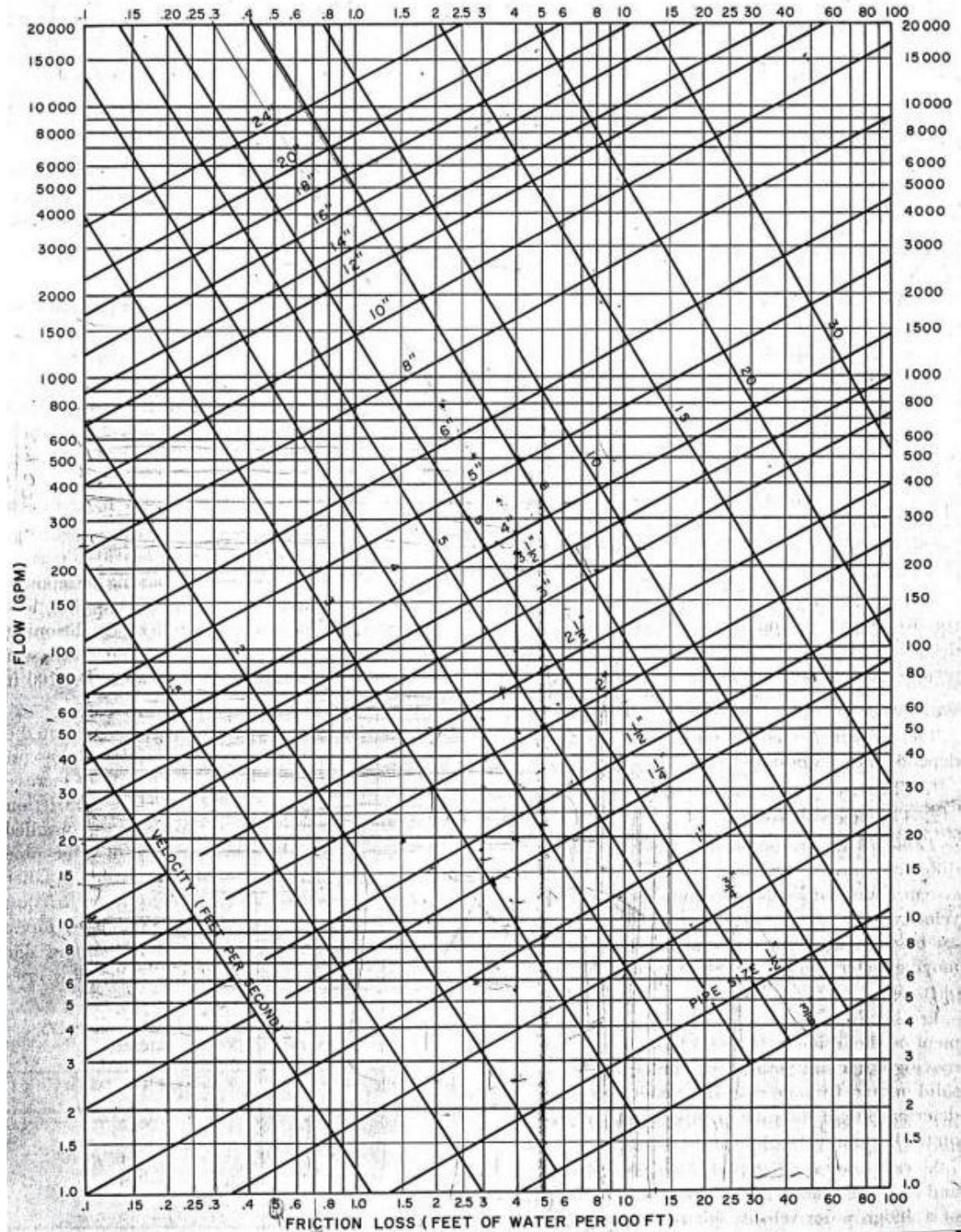
<b>Air System Sizing Summary for Estimation of Total Cooling Load</b>		06/11/2012 01:48PM
Project Name: Cliniques Medicales-Rmeich Prepared by: tony		
<b>Air System Information</b>		
Air System Name: Estimation of Total Cooling Load	Number of zones: 1	
Equipment Class: UNDEF	Floor Area: 720.3 m <sup>2</sup>	
Air System Type: SZCAV	Location: Beirut, Lebanon	
<b>Sizing Calculation Information</b>		
Zone and Space Sizing Method:		
Zone L/s: Sum of space airflow rates	Calculation Months: Jan to Dec	
Space L/s: Individual peak space loads	Sizing Data: Calculated	
<b>Central Cooling Coil Sizing Data</b>		
Total coil load: 88.3 kW	Load occurs at: Jul 1700	
Sensible coil load: 66.6 kW	OA DB / WB: 31.9 / 25.3 °C	
Coil L/s at Jul 1700: 8936 L/s	Entering DB / WB: 21.5 / 17.8 °C	
Max block L/s: 8936 L/s	Leaving DB / WB: 15.3 / 14.9 °C	
Sum of peak zone L/s: 8936 L/s	Coil ADP: 14.6 °C	
Sensible heat ratio: 0.754	Bypass factor: 0.100	
m <sup>2</sup> /kW: 8.2	Resulting RH: 70 %	
W/m <sup>2</sup> : 122.6	Design supply temp.: 14.4 °C	
Water flow @ 6.0 °K rise: 3.52 L/s	Zone T-stat Check: 1 of 1 OK	
	Max zone temperature deviation: 0.0 °K	
<b>Central Heating Coil Sizing Data</b>		
Max coil load: 23.0 kW	Load occurs at: Des Htg	
Coil L/s at Des Htg: 8936 L/s	W/m <sup>2</sup> : 32.0	
Max coil L/s: 8936 L/s	Ent. DB / Lvg DB: 19.7 / 21.8 °C	
Water flow @ 11.0 °K drop: 0.50 L/s		
<b>Supply Fan Sizing Data</b>		
Actual max L/s: 8936 L/s	Fan motor BHP: 0.00 BHP	
Standard L/s: 8900 L/s	Fan motor kW: 0.00 kW	
Actual max L/(s-m <sup>2</sup> ): 12.41 L/(s-m <sup>2</sup> )	Fan static: 0 Pa	
<b>Outdoor Ventilation Air Data</b>		
Design airflow L/s: 0 L/s	L/s/person: 0.00 L/s/person	
L/(s-m <sup>2</sup> ): 0.00 L/(s-m <sup>2</sup> )		

#### VII.4.Dimensionnement des tuyaux d'eau glacée

Sachant que cet établissement sera climatisé par un refroidisseur à eau (refroidisseur à eau à compression mécanique ou à compression thermique), Les conduites d'eau glacée seront dimensionnées en fonction du débit qui circule dans les tuyaux et en fonction du diagramme de pertes de charges (présenté ci-dessous) du système fermé pour une perte de charges de 3%. Le débit d'eau froide qui circule dans chaque ventilo-convecteur est extrait de l'annexe X de l'estimation de charge frigorifique (voir dimensionnement sur le plan « AC Piping»).

**CHART 3—FRICTION LOSS FOR CLOSED PIPING SYSTEMS**

Schedule 40 Pipe



VII.5. Systèmes de climatisation avec refroidisseur à eauVII.5.1. Sous systèmes de distribution / Ventilateurs-convecteurs

C'est un équipement formé d'un ventilateur et d'une batterie d'échange. La batterie reçoit l'eau froide ou l'eau chaude pour le chauffage ou le refroidissement. Le ventilateur pulse l'air vers l'échangeur pour le refroidir ou le réchauffer. Pour assurer le refroidissement l'été mais aussi le chauffage en hiver, un ventilateur-convecteur comprendra:

- Une prise d'air du local (à chauffer ou à refroidir)
- Un filtre grossier pour arrêter les poussières
- Un ou plusieurs ventilateurs, à faible vitesse
- Une ou deux batteries d'échange, de faibles sections, alimentées en eau chaude et/ou en eau glacée.
- Éventuellement une résistance électrique d'appoint
- Un bac inférieur pour récolter les condensats
- Un habillage éventuel qui coiffe le tout pour l'intégrer au local

Le tableau VII.1 montre tous les ventilateurs-convecteurs (VC) utilisés dans notre projet.

	Quantité	Capacité (Btu/hr)	Débit d'air (l/s)
VC-1	4	9000	100
VC-2	2	9000	150
VC-3	5	12000	150
VC-4	3	12000	220
VC-5	1	18000	160
VC-6	4	18000	245
VC-7	2	18000	310
VC-8	1	24000	380
VC-9	1	30000	450

**Tableau VII.1:** Tableau des ventilateurs-convecteurs

VII.5.2.Sous systèmes de distribution / Centrale de traitement d'air neuf

Une centrale de traitement d'air est un équipement qui va modifier les conditions thermiques de l'air qui assure les fonctions isolées ou cumulées de chauffage, de climatisation, de ventilation et traitement d'air. Que cet air soit l'air ambiant ou que le traitement s'effectue sur l'air neuf, on parle alors de centrale de traitement d'air neuf.

La température de chauffage ou de climatisation est assurée par des batteries de traitement d'air (batterie à eau chaude, batterie électrique, batterie eau glacée, batterie à détente directe c.à.d. directement alimentée par le fluide frigorigène). La fonction de déshumidification est assurée par un fonctionnement de 2 batteries l'une froide qui assure un sous-refroidissement, et l'autre électrique, qui remonte la température de l'air ainsi desséché. L'humidification s'effectue par pulvérisation voire mieux par humidification à vapeur vive; ce qui évite tout problème de légionnelles et de contamination. La filtration est quant à elle réalisée par des pré-filtres, filtres plans, filtres à poches,...

VII.5.2.1.Dimensionnement de la grille de prise d'air neuf extérieur

Le débit total d'air frais pour l'établissement est de 880l/s et la vitesse maximale de l'air dans les gaines ne doit pas excéder 600FPM (3m/s) selon les catalogues de sélection du KBE afin de respecter les critères de bruit dans les gaines (<30NC).

La surface de la grille de prise d'air neuf est de 0.45m<sup>2</sup>.

<b>Flow Lps</b>	<b>880</b>
<b>Flow CFM</b>	
<b>Max. Velocity M/S</b>	<b>3</b>
<b>Free Area</b>	<b>65%</b>
<b>Grille Width mm</b>	<b>1350</b>
<b>Grille Height mm</b>	<b>400</b>
<b>Louver Area m<sup>2</sup></b>	<b>0.45</b>
<b>Eq. diameter mm</b>	<b>769</b>

VII.5.2.2. Dimensionnement des gaines d'air neuf

Le dimensionnement des gaines est effectué selon la méthode de la perte de charge constante.

$$\text{perte de charge} = \frac{0.08 \text{ (in) d eau}}{100 \text{ (ft) de longueur equivalente}} = 0.65 \text{ Pa/m}$$

VII.5.2.3. Calcul de la charge statique de la centrale de traitement d'air neuf

FAHU														
GENERAL DATA														
DUCT MATERIAL		Galvanized Duct Sheet												
ROUGHNESS COEF.		0.95 0.93												
SHEET THICKNESS		8 / 10° mm												
AIR DENSITY		1.18 Kg/m <sup>3</sup> 1.18 @ 100% 1.09 Kg/m <sup>3</sup>												
DUCTS PRESSURE LOSSES BOARD														
SECTION		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	TOTAL
FLOW	M <sup>3</sup> /H	90	342	576	666	702	756	792	846	1008	1134	2682	3168	
LENGTH	M	3.2	3.62	3.2	2.66	7	2.74	0.8	2.64	3.4	1.9	6.4	3.5	41.06
DIAM.	mm	133.203	209.9897	245.076	260.1341	273.981	273.9809693	273.981	321.5	321.45	321.4523	439.1	474.01	
EQUIVAL. DIAM.	mm	133.203	209.9897	245.076	260.1341	273.981	273.9809693	273.981	321.5	321.45	321.4523	439.1	474.01	
WIDTH	mm	150	250	350	400	450	450	450	450	450	450	550	650	
HEIGHT	mm	100	150	150	150	150	150	150	200	200	200	300	300	
AREA	M <sup>2</sup>	0.01	0.03	0.05	0.05	0.06	0.06	0.06	0.08	0.08	0.08	0.15	0.18	
VELOCITY	M/S	1.794	2.743	3.392	3.481	3.308	3.562	3.732	2.896	3.450	3.881	4.921	4.987	
PD per Meter	Pa	0.44	0.55	0.67	0.66	0.56	0.64	0.70	0.36	0.50	0.62	0.65	0.61	
PD x LENGTH	Pa	1.42	2.00	2.16	1.75	3.93	1.76	0.56	0.96	1.70	1.18	4.17	2.13	23.710

	KSI	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	TOTAL
ELBOW 30°	0.18													
ELBOW 45°	0.24				1		1				1			
ELBOW 90°	0.4		1										1	
TEE 45°	0.3													
TEE 90°	1									1		1		
END TEE	1.5													
BRANCH TEE	0.05		1	1	1	1	1						1	
TRANSITION	0.25		1	1	1	1				1			1	
CONTRACTION	0.05		1	1	1	1					1		1	
AIR OUTLET	1.1	1									1			
GRILLE	0.44	1									1			
TOTAL	KSI	1.54	0.75	0.35	0.59	0.35	0.29	0.00	0.00	1.25	1.83	1.00	0.75	8.70
DUCTS PD	Pa	2.92	3.33	2.38	4.22	2.26	2.17	0.00	0.00	8.78	16.27	14.29	11.00	67.61
PRESSURE DROP	Pa	4.35	5.33	4.53	5.96	6.19	3.93	0.56	0.96	10.48	17.44	18.45	13.13	91.32

SPECIAL FITTING PRESSURE DROPS			
DESIGNATION	PD (Pa)	QTY	TOTAL
FIRE DAMPER	10	1	10
DAMPER	0.5	1	0.5
SUPPLY GRILLE	20		0
RETURN GRILLE	10		0
FRESH AIR GRILLE	20	1	20
REJECT AIR GRILLE	30		0
FILTER	50	1	50
PLANE FILTER	80	1	80
OIL BATH FILTER	200		0
HOOD FILTER	100		0
PRIMARY HEATING COIL	5	1	5
ANTI AEROSOL FILTER	250		0
EXHAUST VALVE	70		0
SOUND ATTENUATOR	45	1	45
<b>TOTAL</b>			<b>210.5</b>

TOTAL STATIC PRESSURE (Pa) included	301.82	$\Delta P =$ 30.7668 mm H <sub>2</sub> O 1.21129 in H <sub>2</sub> O
* DUCTS PRESSURE DROP (Pa):	91.32	
* FITTING PRESSURE DROP (Pa) :	210.50	

La pression statique obtenue est de l'ordre de 300Pa. Mais le tableau ci-dessus ne tient pas compte de la perte de charge dans la batterie froide qui est de l'ordre de 125Pa, d'où la pression statique totale obtenue est de 425Pa.

VII.5.2.4.Charge de refroidissement de la centrale de traitement d'air frais

Les résultats obtenus dans le tableau ci-dessous pour la chaleur sensible, la chaleur latente et la chaleur totale à extraire du local pour assurer un débit d'air neuf à la température de 25°C sont calculés à partir des relations suivantes et à partir du diagramme psychrométrique de l'air (ce diagramme permet d'extraire l'humidité spécifique en g/kg d'air sec, les températures sèches d'entrée et de sortie du serpentin de réchauffage ainsi que les enthalpies correspondantes).

Chaleur sensible= $0.29 \times Q_v \times \Delta T$

Chaleur latente= $0.7 \times Q_v \times \Delta w$

Où :

$Q_v$  : débit volumique en m<sup>3</sup>/h

$\Delta T$  : différence de température en °C

$\Delta w$  : différence d'humidité spécifique en g/kg d'air sec

Les chaleurs sensibles et latentes sont exprimées en Kcal/h.

SCHEDULE OF FRESH AIR HANDLING UNITS								
UNIT NO.	SERVICE	SYSTEM TYPE	QTY	FAN DATA				
				FAN DATA			ELECTRICAL DATA	
				FLOW	EXT. SP	TOTAL SP	POWER	ELECTRIC SERVICE
				L/S	PA	PA	KW	VOLTS/PH/HZ
FAHU	ALL ROOMS	COMPACT	1	880	120	425	1.1	380/50/3

SCHEDULE OF FRESH AIR HANDLING UNITS					
COOLING COIL					
ENTERING		LEAVING		T.C	S.C
DRY BULB	HUMIDITY RATIO	DRY BULB	HUMIDITY RATIO		
° C	G / KG DRY AIR	° C	G / KG DRY	KW	KW
32.8	18	25.6	10	28.3	7.6916093

SCHEDULE OF FRESH AIR HANDLING UNITS					
REHEAT COIL			HEATING COIL		
ENT.	LEAV.	T.H.	ENTERING	LEAVING	T.H.
DB	DB		DRY BULB	DRY BULB	
° C	° C	KW	° C	° C	KW
23	25.6	2.5	5.6	20	15.38

SCHEDULE OF FRESH AIR HANDLING UNITS					
WATER DATA					
COOLING		FLOW	HEATING		
ENT. TEMP.	LVG. TEMP.		ENT. TEMP.	LVG. TEMP.	FLOW
° C	° C	L/s	° C	° C	L/s
6	12	1.1	50	40	1.5

La chaleur sensible à extraire du local est de 7.7kw et la chaleur totale à extraire est de 28.3kw.

Selon le diagramme psychrométrique, la quantité de chaleur totale à extraire du local est calculée suivant la relation :

$$Q = \dot{m}\Delta H = \rho \dot{v}\Delta H = \frac{1}{0.86} m^3/kg \times \frac{0.88m^3}{h} \times (79 - 52)kj/kg \approx 30kw$$



VII.5.3. Réduction énergétique du système de ventilation par récupération

On considère que la récupération de l'énergie se fait des zones qui ne représente aucune source de contamination (cross flow) et qu'elle est de l'ordre de 40%, donc on aura une chute de 40 % de la capacité de refroidissement de l'air traité (12Kw).

Par suite la capacité de la machine de traitement d'air sera  $30\text{Kw} \times 0.6 = 18 \text{ Kw}$ .

Une tonne de réfrigération vaut 3.52 Kw de réfrigération ainsi la chute de 12 Kw induit une chute de 3.4 tonnes.

Une estimation de la consommation électrique pour chaque tonne de réfrigération est de 1.35 Kwh/tonne.

Pour une consommation finale de 1kWh, la consommation d'énergie primaire est de 2,58 Kwh (facteur de conversion primaire: ce facteur est précisé selon le type de génération de l'électricité).

	Fioul Domestique	Charbon	Gaz Naturel
Emissions (Kg CO2/Kwh)	0.271	0.343	0.206

**Tableau VII.2:** Taux de CO2 produit pour 1kWh généré

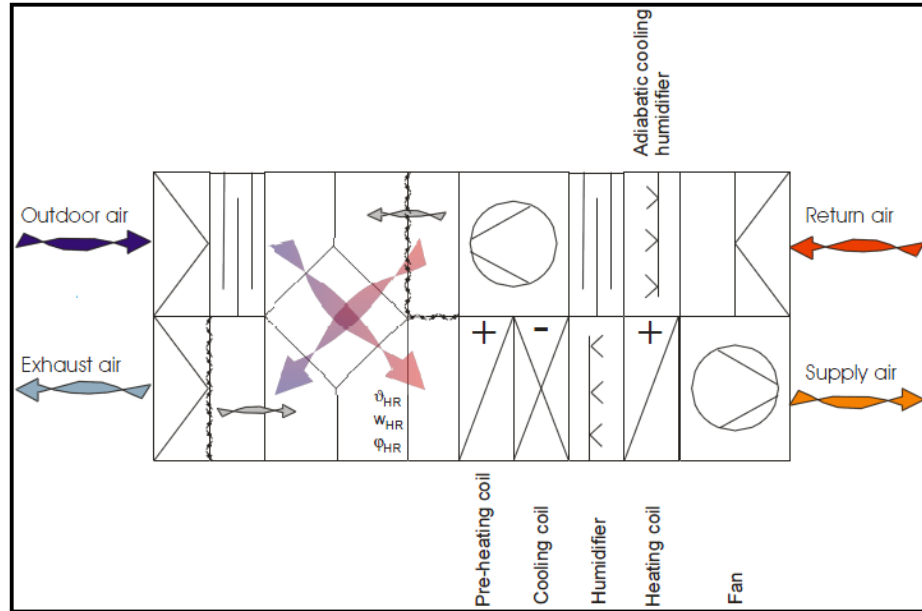
$3.4 \text{ (tonnes)} \times 1.35 \text{ (Kw/tonne)} \times 1\text{h} \times 2.58 = 12 \text{ Kwh}$  ce qui implique 3.25Kg de CO2 de moins pendant une heure et 26 kg par jour et 7488 kg par an.

Le facteur de conversion d'énergie finale en énergie primaire est donné dans le tableau ci-dessous.

Source d'énergie	Facteur de conversion d'energie finale en énergie primaire (Kwh/Kwh)
Gaz Naturel	1.17
Gaz Liquéfié	1.16
Biogaz	1.14
Fuel (léger)	2.58
Bois (copeaux)	1.13
Capteur solaire thermique	1.17

**Tableau VII.3:** Facteur de conversion d'énergie finale en énergie primaire

La figure ci-dessus illustre une centrale de traitement d'air avec récupération (Récupération de type cross flow).



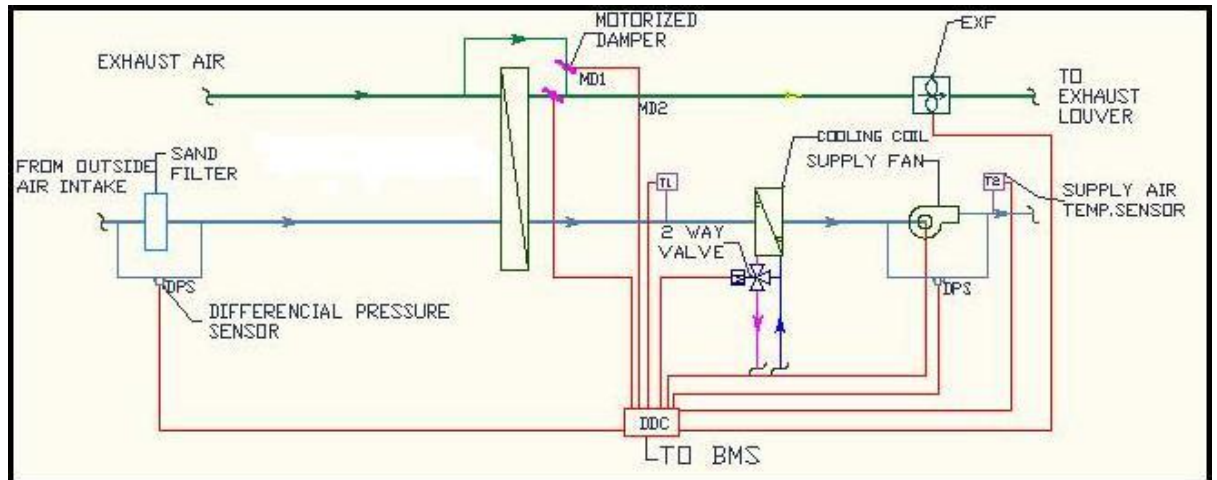
**Figure VII.1:** Centrale de traitement d'air avec récupération

#### VII.5.4. Réduction énergétique du système de ventilation par control BMS

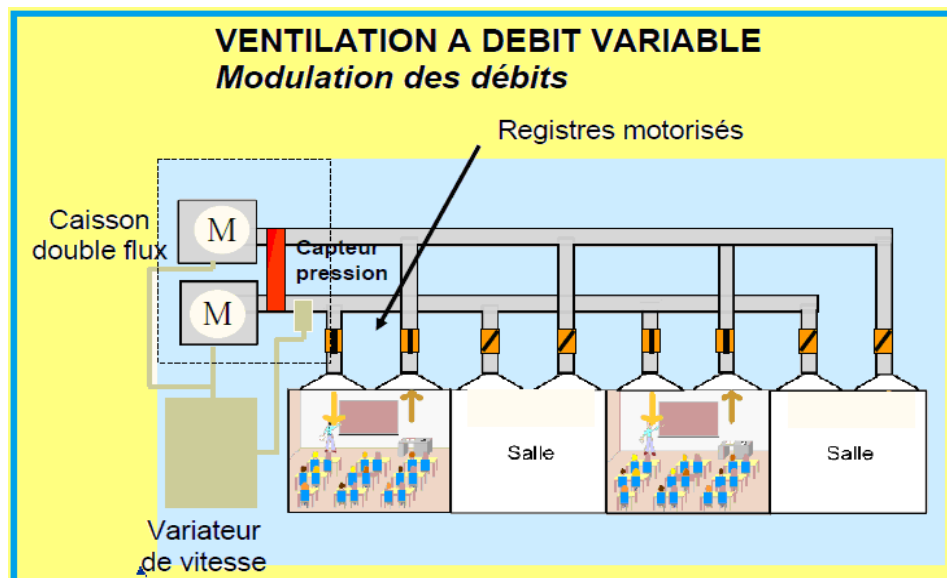
Pour concevoir une ventilation mécanique forcée répondant au développement durable, le contrôle de la ventilation est une nécessité vue l'impact de la variation des vitesses sur la consommation électrique. Le contrôle adopté pour la centrale de traitement d'air est le suivant:

- Chaque détecteur CO<sub>2</sub> est connecté au tableau BMS
- Le BMS reçoit les entrées des détecteurs et génère des sorties sous forme de commande.
- Ces sorties sont les commandes contrôlant le fonctionnement des vannes modulées, du moteur de l'extracteur et celui du ventilateur. Chaque composant aura sa propre commande en corrélation avec ceux des autres.
- Le détecteur de température contrôle via le BMS la modulation de la vanne bidirectionnelle (2 way valve) afin d'assurer l'apport de débit d'eau glacée qui convient au refroidissement de l'air circulant dans les gaines pour alimenter le bâtiment.

La figure ci-dessous illustre le Diagramme de contrôle de la centrale de traitement d'air.

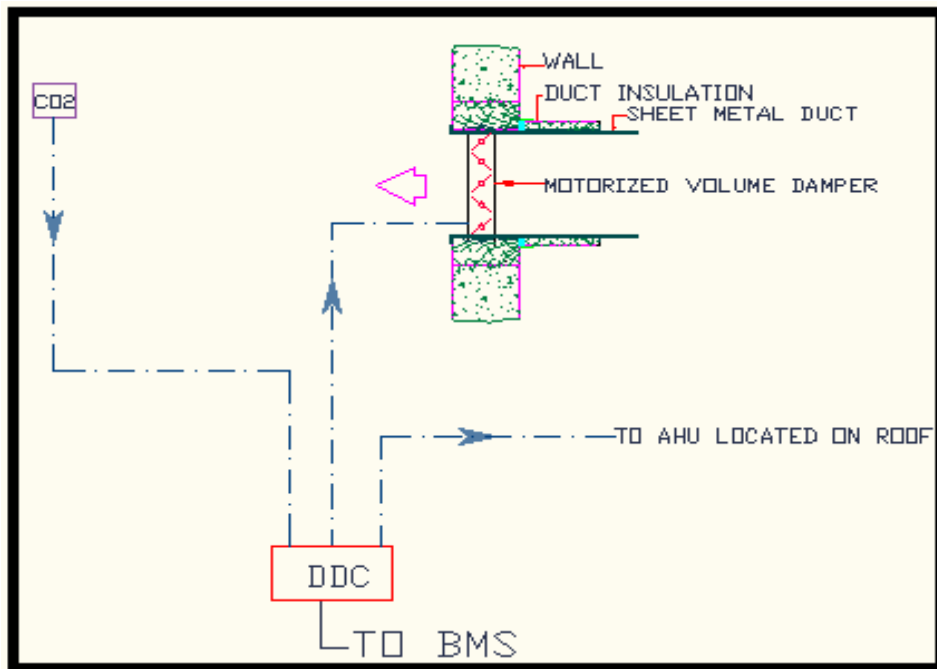


**Figure VII.2:** Diagramme de contrôle de la centrale de traitement d'air



**Figure VII.3:** Diagramme de ventilation contrôlée par BMS

(Modélisation des débits par variateur de vitesse)



**Figure VII.4:** Diagramme de contrôle des vannes d'apport et d'extraction d'air

Le détecteur de CO<sub>2</sub> compare à tout instant la concentration du CO<sub>2</sub> dans l'atmosphère de la pièce. Lorsque cette concentration atteint le niveau prédéterminé, un signal est envoyé au tableau du BMS qui commande de sa part l'ouverture de la vanne capable d'assurer la ventilation utile pour préserver la qualité d'air requise pour la pièce considérée. Les vannes d'extraction et de ventilation (d'apport d'air) sont commandées simultanément de façon à maintenir une certaine pressurisation requise par les normes et les standards pour chaque pièce.

Certaines pièces ne peuvent pas être occupées tout le jour telle que la salle de conférence, les bureaux des infirmières, les bureaux des médecins, le service d'appel (on call duty room) et le vestiaire des personnels. Pour cela le control par BMS peut être appliqué à ces pièces.

L'estimation générale de la puissance d'un ventilateur ou d'un extracteur indique une puissance approximative de 0.15Kw pour chaque 180 L/s. Ainsi la réduction de la consommation électrique sera calculée en multipliant le débit réduit due au système de BMS par 0.15Kw et en le divisant par 180L/s.

VII.6.Pompe de distribution d'eau froide

La pompe de distribution d'eau froide aux ventilo-convecteurs sera installée dans le sous-sol près du refroidisseur. Le tableau ci-dessous montre le calcul fait de la hauteur manométrique de la pompe en tenant compte des pertes de charges linéaires et singulières de tous les tuyaux et les raccords installés pour servir le système.

La vitesse maximale de l'eau dans les tuyaux ne doit pas excéder les 4FPM pour les tuyaux dont le diamètre est inférieur à 2in et la perte de charge maximale (maximum friction loss) doit être entre 1 et 4ft/100ft pour les tuyaux dont le diamètre est supérieur à 2in.

Pertes de charge (Longueur Equivalente)										
Pompe:CHWP										
SEC	Débit d'eau en GPM	Dimension du tuyau en In	Longueur du tuyau en ft	Raccords	Longueur équivalente des raccords en ft	Nb.	Longueur totale équivalente en ft	Pertes de charges en ft/100ft	Vitesse de l'eau en fps	Perte de charge totale en ft
2-3	34.7	2	43	G-V	1.5	0	43	2.70	3.54	1.16
	34.7	2		L	8.5	0	0	2.70	3.54	0.00
	34.7	2		T-L	12	2	24	2.70	3.54	0.65
3-4	33.6	2	11.7	T-B	12	2	35.7	2.54	3.43	0.91
4-5	10	1 1/4	15	T-B	8.7	2	32.4	2.66	2.61	0.86
5-6	9.1	1 1/4	30	T-B	8.7	2	47.4	2.23	2.38	1.06
6-7	6.7	1	42	T-B	6.6	2	55.2	3.76	2.74	2.07
7-8	3.7	3/4	25	T-B	5.3	2	35.6	5.08	2.69	1.81
	3.7	3/4		L	4.4	2	8.8	5.08	2.69	0.45
8-9	1.7	3/4	15	T-B	5.3	2	25.6	1.20	1.23	0.31
Unité terminale, le ventilo-convecteur						1				3.00
Evaporateur du refroidisseur						1				5.00
<b>TOTAL</b>										<b>33.02</b>

FACTEUR DE SECURITE DE LA HAUTEUR =	<b>15</b>	%
HAUTEUR MANOMETRIQUE DE LA POMPE =	<b>38.0</b>	ft
	OU	<b>11.6</b>
		m

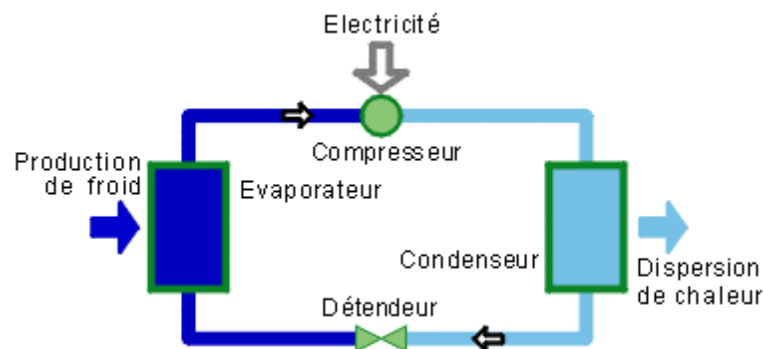
**Soit :15 m**

La hauteur manométrique de la pompe de distribution d'eau froide est de l'ordre de 15m.

### VII.7.Principe de fonctionnement d'un système de climatisation à compression mécanique

Cette catégorie est la plus répandue, c'est d'ailleurs sur ce principe et avec le même cycle thermodynamique que fonctionnent la grande majorité des climatiseurs individuels, des groupes frigorifiques de production d'eau glacée approvisionnant des batteries froides de centrales de traitement d'air, des pompes à chaleurs réversibles ...

Il est intéressant d'en rappeler le principe de fonctionnement, car ce sont ces mêmes principes de base qui seront utilisés pour la production de froid par sorption que nous verrons plus en avant et qui seront utilisés entre autres pour la climatisation solaire.

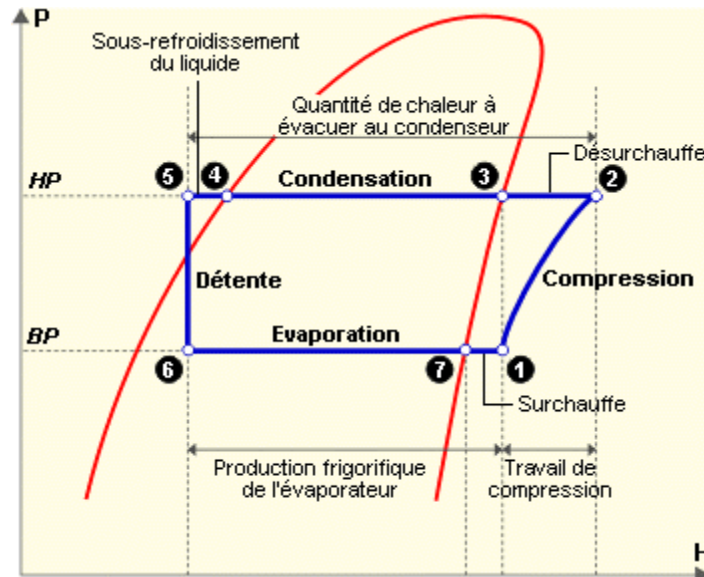


**Figure VII.5:** Climatisation à compression mécanique

La machine frigorifique se compose au minimum des 4 éléments suivants :

- **Détendeur** : Il permet de diminuer la pression et la température du fluide frigorigène.
- **Evaporateur** : Le fluide frigorigène refroidi et à basse pression s'y évapore en soutirant de l'énergie au milieu à refroidir (Source froide).
- **Compresseur** : Il permet d'augmenter la pression et la température du fluide frigorigène qui est à l'état gazeux.
- **Condenseur** : Le fluide frigorigène surchauffé et à haute pression (gaz) s'y condense en cédant de l'énergie à la source chaude.

Le diagramme enthalpique ci-dessous d'un fluide frigorigène permet de définir son état en fonction de sa pression, sa température, son enthalpie (énergie) ...



**Figure VII.6:** Diagramme enthalpique d'un fluide frigorigène

### VII.8. Système de climatisation à compression thermique

Durant les périodes de fort ensoleillement, la consommation de l'énergie des systèmes de climatisation n'est pas sans conséquences que l'on peut ignorer.

En effet, le compresseur qui constitue le cœur d'un tel système a des dépenses énergétiques importantes ainsi qu'une nuisance sonore due à son fonctionnement. Les fluides frigorigènes qui entrent en jeu dans ce système ont aussi des impacts environnementaux car ils contribuent à l'appauvrissement de la couche d'ozone et à renforcer l'effet de serre.

Face à ces problèmes, nous proposons de concevoir un système de climatisation à énergie solaire fonctionnant avec un compresseur thermique au lieu du compresseur mécanique et de remplacer le fluide frigorigène offensif par une solution chimique qui, par le phénomène d'absorption, pourrait générer du froid.

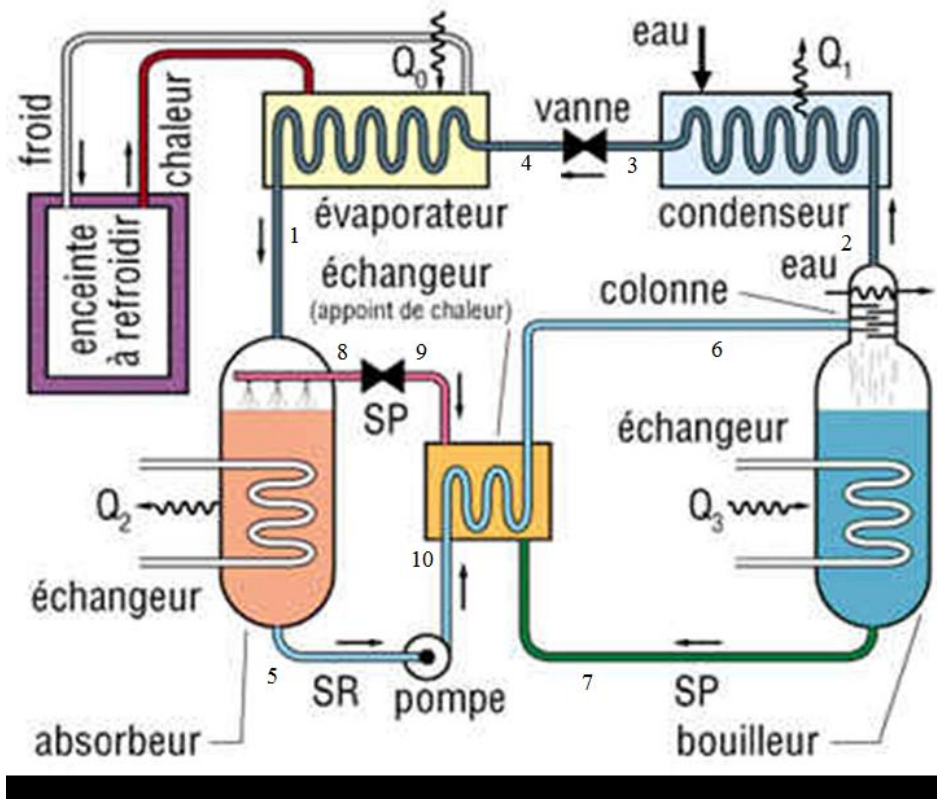
Pour une climatisation qui répond au développement durable et émettant un minimum de GES donc à émissions réduites de CO<sub>2</sub>, notre système appliqué à l'établissement de santé repose sur la base que le système de production d'eau glacée utilise des capteurs solaires thermiques avec un ballon de stockage et un appoint chaud.

### V.8.1. Description de la machine à absorption

Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur. Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide un mélange binaire, dont l'un est beaucoup plus volatile que l'autre et constitue le fluide frigorigène.

Le couple utilisé est un mélange d'eau et de bromure de lithium ( $H_2O/Li Br$ ), l'eau étant le fluide frigorigène. Ce couple trouve son application essentiellement dans la climatisation.

La figure ci-dessous illustre un groupe de production de froid à absorption (voir Annexe VI pour une description schématique plus détaillée de la machine).



**Figure VII.7:** Schéma de la machine à absorption

Les composants d'une machine à absorption sont:

- Le condenseur : composant analogue à celui des machines à compression mécanique. C'est la température du fluide caloporteur, alimentant le condenseur, qui fixe la température de



condensation et donc la pression dans l'ensemble désorbeur/condenseur. La condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation ( $Q_{\text{Condenseur}}$ ).

- L'évaporateur : à la sortie du condenseur, le frigorigène liquide subit un laminage (réduction de pression à enthalpie constante) à travers le détendeur (3-4) puis s'évapore produisant la puissance frigorifique ( $Q_{\text{Evaporateur}}$ ). La température d'évaporation dans l'ensemble évaporateur-absorbeur est fixé par la température de la source froide.
- L'absorbeur : la vapeur issue de l'évaporateur (1) rencontre la solution concentrée provenant du générateur (8). Elle est absorbée par cette solution qui s'enrichit en frigorigène. La chaleur ( $Q_{\text{Absorbeur}}$ ) dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par le fluide caloporteur.
- Bouilleur ou générateur : la solution diluée (riche en frigorigène) y reçoit la quantité de chaleur ( $Q_{\text{Générateur}}$ ) à une température donnée, ce qui provoque la désorption d'une partie du frigorigène dissous dans la solution. Le bouilleur produit ainsi une vapeur de frigorigène et une solution concentrée (pauvre en frigorigène).
- Un échangeur de chaleur : Cet échangeur permet de préchauffer la solution diluée avant son entrée dans le générateur et de sous refroidir la solution concentrée avant son entrée dans l'absorbeur. Il réduit ainsi les quantités de chaleur à fournir au générateur ( $Q_{\text{Générateur}}$ ) et à évacuer à l'absorbeur ( $Q_{\text{Absorbeur}}$ )
- Le désorbeur sera chauffé par l'option solaire. Cependant, il n'est pas certain que cette source de chaleur puisse assurer la totalité du réchauffage du générateur de la machine à absorption. Dans ces installations on peut intégrer l'appoint chaud en alimentant le ballon de stockage en énergie calorifique (une chaudière à gaz par exemple).

Les capteurs solaires préchauffent l'eau jusqu'à un niveau de température intermédiaire et l'appoint permet à cette température d'atteindre la valeur définie par la régulation.

#### VII.8.2. Intérêt de l'utilisation d'une machine à sorption

Le COP froid moyen est de l'ordre de 0,5 à 0,8 donc 0,5 à 0,8 Kwh froid produit pour 1 Kwh thermique consommé pour les machines à absorption. En comparant avec les refroidisseurs à compression mécanique, la machine à absorption a plus de chaleur à évacuer au niveau du

condenseur. Au niveau de production de froid, la machine à absorption a un besoin de refroidissement du condenseur 2 à 2,5 fois supérieur au besoin de refroidissement d'une machine à compression mécanique (rejet de 2,5 kWh de chaleur pour 1 Kwh de froid produit).

La valeur du COP froid d'une machine à absorption est inférieure à celui d'une machine à compression mécanique traditionnelle. Cependant, la valeur du COP froid est essentiellement fonction de l'énergie apportée au désorbeur, l'énergie nécessaire au fonctionnement des circulateurs étant très faible ( $\approx 5\%$  de la puissance frigorifique du groupe) par rapport à l'énergie apportée au désorbeur. Ces valeurs de COP froid données ci-dessus correspondent à des machines conventionnelles fonctionnant avec des énergies non renouvelables et non gratuites.

En effet la capacité de refroidissement de toutes les pièces de l'établissement de santé est de l'ordre de 34TR.

Les 5 % d'épargne se traduisent par 1.7 TR en moins de la capacité de réfrigération totale estimée. Une estimation de consommation électrique pour chaque TR est de 1.35 Kw. Donc cette chute se traduit par une économie électrique de  $1.7 \times 1.35 \times 1h \times 2.58 = 5.92$  Kwh ce qui produit donc 1.6 kg de CO<sub>2</sub> de moins pendant une heure et 12.8 kg par jour et 3686 kg par an.

### VII.8.3. Calcul énergétique des différents composants de la machine à absorption

Dans cette partie, nous allons déterminer successivement la chaleur à fournir au désorbeur de la machine à absorption et la surface du capteur solaire plan nécessaire au chauffage

#### Grandeurs thermodynamiques sur les diagrammes de Merkel et d'Oldham et calcul de la machine à absorption

Les différentes valeurs de pression, de la température, de la teneur de la solution ainsi que les enthalpies seront tirées des diagrammes de Merkel et d'Oldham.

Le diagramme d'Oldham (Annexe VII) donne la teneur (titre) de la solution en soluté en fonction de la température et de la pression. Ce diagramme ne différencie pas la phase liquide de la phase vapeur et ne permet ni l'étude énergétique ni le dimensionnement de la machine.

Par contre le diagramme de Merkel (Annexe VIII) permet une étude complète de la machine car il nous permet d'avoir l'enthalpie de la solution liquide ou absorbant LiBr et l'enthalpie de la vapeur soluté H<sub>2</sub>O.

Sur les diagrammes d'Oldham et de Merkel, on place les différentes températures et les teneurs X (%) en LiBr.

Les conditions de températures sont les suivantes :

Température d'évaporation = 5°C (température basse ou température froide  $T_f$ )

Température de condensation = Température de fin d'absorption = 30°C (température moyenne  $T_m$ )

Température de fin de régénération = 75°C (température haute  $T_h$ )

On suppose que les pertes de charges sont négligeables et que l'efficacité thermique de l'échangeur est de 0.65.

Les coordonnées thermodynamiques des points mentionnés sur la figure I.3 sont obtenues à partir des diagrammes et sont classées dans le tableau ci-dessous

Valeurs des grandeurs tirées des diagrammes de Merkel et d'Oldham.

Points	Pression (mbar)	Température (°c)	Enthalpie h (kJ/kg)	X (%) LiBr	Y(%) eau
1	9	5	2540	0	100
2	42	30	2635	0	100
3	42	30	125	0	100
4	9	5	125	0	100
5	9	30	65	53	47
6	42	58	132	53	47
7	42	75	187	60	40
8	9	45	125	60	40
9	42	$T_9$	125	60	40
10	42	30	$h_{10}$	60	40

**Tableau VII.4:** Valeurs des grandeurs tirées des diagrammes de Merkel et d'Oldham.

$$T_3 = T_5 = T_m = 30^\circ\text{C}$$

$T_{10} \cong T_5 = 30^\circ\text{C}$  car il s'agit d'une pompe de circulation

$h_{10}$  sera calculée d'après le bilan énergétique

$h_8 = h_9$  car il s'agit d'une détente isenthalpique

$T_9$  sera calculée d'après l'efficacité de l'échangeur

Calcul des débits

L'efficacité de l'échangeur est définie par:

$$\varepsilon = \frac{(\Delta T)_{\text{réel}}}{(\Delta T)_{\text{max}}}$$

$$\varepsilon = \frac{T_7 - T_9}{T_7 - T_{10}}$$

Avec  $T_{10} \cong T_5$

$$0.65 = \frac{75 - T_9}{75 - 30}$$

D'où  $T_9 \cong 46^\circ\text{C}$

Le bilan énergétique effectué sur le volume de control de l'échangeur sachant que l'échangeur n'échange ni travail ni chaleur avec l'extérieur donne:

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_7h_7 = \dot{m}_6h_6 + \dot{m}_9h_9$$

Avec  $\dot{m}_{10} = \dot{m}_5$  et  $\dot{m}_6 = \dot{m}_5$

$$\dot{m}_5(h_{10} - h_6) = \dot{m}_7(h_9 - h_7) \quad (\text{VII.1})$$

Le taux de circulation est donné par :

$$t = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_v}$$

Où  $\dot{m}_v$  est le débit de vapeur d'eau pure échangé par le bouilleur et le condenseur et par l'absorbeur avec l'évaporateur.

$$\text{Or } \begin{cases} \dot{m}_6 = \dot{m}_v + \dot{m}_7 \\ \dot{m}_5 = \dot{m}_8 + \dot{m}_v \\ \dot{m}_6 = \dot{m}_5 \end{cases} \quad (\text{VII.2})$$

La conservation de la masse de sel donne :

$$\dot{m}_6x_6 = \dot{m}_7x_7 \quad (\text{VII.3})$$

D'après les relations (3.1). (3.2) et (3.3), le taux de circulation s'écrit :

$$t = \frac{x_c}{x_c - x_d} = \frac{x_7}{x_7 - x_6}$$

La production frigorifique étant de 118kw

$$P = 118\text{kw} = \dot{m}_v(h_1 - h_4)$$

D'où :

$$\dot{m}_v = \frac{118}{2540 - 125} = 0.05 \text{ kg/sec}$$

Cette valeur du débit massique de la vapeur d'eau dans l'évaporateur est la valeur nécessaire pour assurer la production frigorifique désirée.

$t = 8.6 < 20$  acceptable ( $5 \leq t \leq 20$ )

$$t = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_v}$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_v \cdot t = 0.05 * 8.6 = 0.43 \text{ kg/sec}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 \frac{x_6}{x_7} = 0.43 * \frac{53}{60} = 0.38 \text{ kg/sec}$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 0.43 \text{ kg/sec}$$

D'après la relation (3.1):

$$h_{10} = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_5} (h_9 - h_7) + h_6$$

En remplaçant les valeurs de  $\dot{m}_5$  et de  $\dot{m}_7$ ,  $h_{10} = \frac{77.21 \text{ kJ}}{\text{kg}}$

#### Calcul de la puissance de la pompe de circulation

Le bilan énergétique sur le volume de control de la pompe donne :

$$P_R = \sum \dot{m}_S h_{Sortie} - \sum \dot{m}_E h_{Entré}$$

$$P_R = \dot{m}_6 * \Delta h = \dot{m}_6 (h_{10} - h_5)$$

$$P_R = 0.43 * (77.21 - 65) = 5.25 \text{ kW}$$

En pratique et suivant les constructions, la puissance électrique consommée (pompes+commandes) reste de l'ordre de 0.5% à 1% de la puissance froide  $\dot{Q}_f$  car il y a des pertes de charge dues à la viscosité et la compression irréversible.

Dans la pratique les pompes sont surdimensionnées. Pour pouvoir comparer étudions la puissance théorique de la pompe. Dans ce cas la compression est isentropique.

$$\text{Or } \Delta h = T \cdot \Delta S + \dot{V} \cdot \Delta P$$

$$\Delta S = 0$$

$$\text{Alors } \Delta h = \dot{V} \cdot \Delta P$$

$$\Delta P = (42 - 9) \cdot 10^{-3} \text{bar} = 33 \text{MPa}$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_m}{\rho} = \dot{Q}_m \cdot v$$

$$\dot{V} = 0.35 \cdot 6.438 \cdot 10^{-4} = 2.3 \cdot 10^{-4} \text{m}^3/\text{sec}$$

$$\Delta h = 2.3 \cdot 10^{-4} \cdot 3300 = 0.7627 \text{w} = \dot{w}_p$$

Le travail obtenu est faible, donc négligeable même si l'on introduit les rendements.

#### Calcul de la chaleur à fournir au générateur

Le bilan énergétique sur le volume de control du générateur :

$$\dot{w} + \dot{Q} + \sum_{i=s,e} \dot{m}_i \cdot h_i = 0$$

Or  $\dot{w} = 0$  car la pièce est fixe

$\dot{Q}$  est la chaleur reçue par le générateur

$$\dot{Q}_{gen} + (\dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s) = 0$$

$$\dot{Q}_{gen} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_7 h_7 = 0$$

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_6 h_6$$

$$\text{D'où } \dot{Q}_{gen} = 146 \text{kw}$$

#### Calcul du COP du système

Le COP du système est :

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_{gen} + w}$$

$$COP_R = \frac{118}{146 + 5.25} \cong 0.8$$

Le COP de Carnot d'une machine tritherme est défini comme étant :

$$COP_{Carnot} = COP_{max} = \left( \frac{T_F}{T_m - T_f} \right) \left( \frac{T_C - T_m}{T_C} \right)$$

$$COP_{Carnot}^{3T} = \left( \frac{T_{Evaporateur}}{T_{Condenseur} - T_{Evaporateur}} \right) \left( \frac{T_{Fin\ Régénération} - T_{Condenseur}}{T_{Fin\ Régénération}} \right)$$

$$COP_{Carnot} = \left( \frac{278}{303 - 278} \right) \left( \frac{348 - 303}{348} \right)$$

$$COP_{Carnot} = 1.44$$

C'est le COP maximal que peut atteindre notre machine.

Le COP d'une machine à absorption LiBr/eau est de l'ordre de 0.7. La différence entre les deux COP est faible ce qui prouve que la réalisation industrielle de la machine est très bonne.

#### Calcul de la chaleur totale rejetée

La chaleur totale rejetée est la somme de la chaleur rejetée par l'absorbeur et par le condenseur.

#### Calcul de la chaleur rejetée par l'absorbeur

Le bilan énergétique sur le volume de control de l'absorbeur donne:

$$\dot{Q}_{abs} + \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_5 h_5 = 0$$

$$\dot{Q}_{abs} = -147kw$$

#### Calcul de la chaleur rejetée par le condenseur

Le bilan énergétique sur le volume de control du condenseur donne:

$$\dot{Q}_{cond} + \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3 = 0 \quad \text{avec} \quad \dot{m}_3 = \dot{m}_2 = \dot{m}_v$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_v (h_3 - h_2)$$

$$\dot{Q}_{cond} = -126kw$$

$$\text{D'où } Q_{T, rej} = -273kw$$

Cette chaleur rejetée est plus du double du froid produit (118kw)

C'est l'un des inconvénients des systèmes à faibles COP que de devoir rejeter une quantité de chaleur importante et donc d'utiliser des tours de refroidissement à fortes puissances.

#### VII.9.Détermination de la surface des capteurs solaires nécessaires au chauffage du générateur

La surface des capteurs solaires est calculée à l'aide d'une feuille Excel délivrée par l'entreprise DAWTEC. Cette feuille fournit une surface de 290 m<sup>2</sup> pour des panneaux solaires plans. Cette valeur calculée par cette feuille est obtenue en tâtonnant sur la surface des panneaux solaires de

Conception énergétique et environnementale d'un établissement médical

façon à obtenir la valeur de la chaleur que doit recevoir le générateur de la machine à absorption à partir des panneaux solaires (145Kw). Utiliser une chaudière sera plus favorable pour se profiter de l'espace et éviter l'encombrement des panneaux solaires.

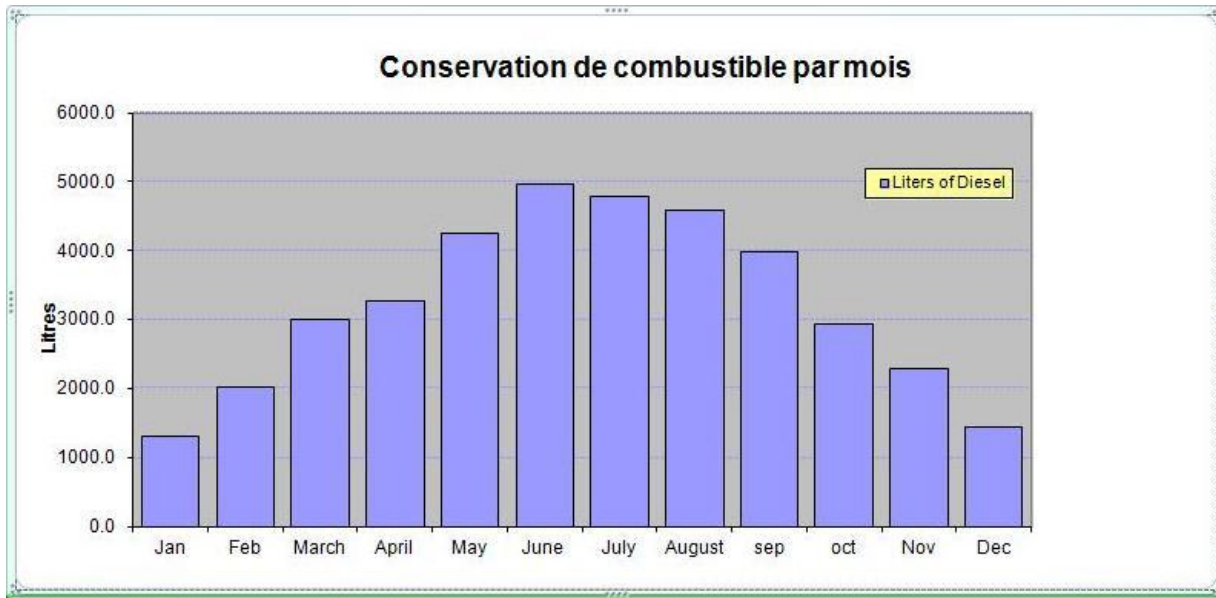
L'étude faite se résume dans les tableaux ci-dessous, le premier tableau fournit la surface des panneaux solaires nécessaires au chauffage, le second donne la consommation annuelle en Diesel oil, tandis que le troisième représente la conservation mensuelle en Diesel oil.

<b>DAWTEC</b>		Solar Water Heating HVAC Water Displacement										
Sujet:	Analyse et Proposition sur la conservation du Diesel oil											
Date:	20/6/2012											
<b>Estimated energy provided by the panels installed on roof</b>												
Location	Etablissement Médical de Rmeich											
Area covered by panels	0	sqr m										
Area covered by panels to be used for water heating	0	sqr m										
Approximate area to be used for pool heating in summer and space heating in winter is	290	sqr m										
Estimated heating output upon direct sunlight	145000	Watt	124700	Kcal/hr								
<b>Energy Available in Diesel Fuel</b>												
Energy Available per 1 kg of diesel oil	38000	KJ/Kg										
Estimated efficiency of heating system	70%											
<b>Solar Energy Availability in KWHr/m<sup>2</sup> day(*)</b>												
	Jan	Feb	March	April	May	June	July	August	sep	oct	Nov	Dec
KWHr/m <sup>2</sup> day	2	3.1	4.6	5	6.5	7.6	7.3	7	6.1	4.5	3.5	2.2
KJ/m <sup>2</sup> day	7200	11160	16560	18000	23400	27360	26280	25200	21960	16200	12600	7920

<b>Output of solar system as per KWHr/m<sup>2</sup>day values indicated above + volume of diesel to produce equivalent output</b>												
Efficiency of solar system	50%											
KJ/day*system	1044000	1618200	2401200	2610000	3393000	3967200	3810600	3654000	3184200	2349000	1827000	1148400
Kcal/day*system	249761	387129	574450	624402	811722	949091	911627	874163	761770	561962	437081	274737
Liters of diesel fuel to produce equivalent output	43.6	67.6	100.3	109.0	141.7	165.7	159.2	152.6	133.0	98.1	76.3	48.0
Liters of diesel fuel to produce equivalent output per month	1308.3	2027.8	3009.0	3270.7	4251.9	4971.4	4775.2	4578.9	3990.2	2943.6	2289.5	1439.1
Total liter of diesel per year	38856											

**Tableau VII.5:** Surface des panneaux solaires et consommation annuelle en Diesel oil





**Figure VII.8:** Conservation mensuelle de combustible (Diesel oil)

### VII.10. Impact Economique

Si nous supposons que les refroidisseurs à absorption fonctionnent 5 mois par an et 8 h / jour :

$5 \text{ (mois)} \times 30,5 \text{ (jours par mois)} \times 8 \text{ h / jour} = 1220 \text{ heures de fonctionnement}$ . Pendant les mois d'été, nous pouvons profiter de plus de 10 heures d'ensoleillement par jour, donc les refroidisseurs à absorption peuvent fonctionner autour de 1525 heures sur l'énergie solaire et pour le reste du temps, ils sont équipés de chaudières à laquelle ils peuvent fonctionner (l'établissement ouvre à 8h le matin et ferme à 4h de l'après-midi et l'ensoleillement est encore fort).

#### VII.10.1. Différence dans le coût d'opération des refroidisseurs à absorption et des refroidisseurs électriques:

##### Refroidisseur à énergie solaire

- Coût d'électricité par an

Le prix d'électricité par an:

$$1220 \text{ (h)} \times (2.3) \text{ (Kw)} \times 0.15 \text{ (\$/kWh)} = 420\$/\text{an}$$

Le coefficient de performance (COP) des machines à absorption est de l'ordre de 0.8. Cela signifie que pour chaque 1Kw de chaleur fournie, 0.8kw de froid est généré.

- Le besoin en combustible (Diesel oil) par an

$$\frac{34(\text{TR}) \times 3.52 \left( \frac{\text{Kw}}{\text{RT}} \right) \times \left( \frac{1}{0.8} \right) \times 1220(\text{h}) \times 3600(\text{s/h})}{32(\text{MJ/L})} = 20532.6 \text{ L/an}$$

(Si on utilise une chaudière à Diesel oil 8h/8)

Sachant que le prix du Diesel oil est de 1\$/L :

20532.6 L/an x 1\$/L = 20532.6 \$/an sera économisé.

En effet l'utilisation d'une chaudière d'appoint est importante dans tout les cas comme mesure de précaution. La chaudière d'appoint est nécessaire pour couvrir seulement 20% du besoin et par suite le cout à payer comme facture n'excède pas les 4106\$.

#### Refroidisseurs électriques (Compression mécanique)

Il est connu que les refroidisseurs à compression mécanique (electric chillers) consomment 30% à 50% d'électricité du taux de la charge de refroidissement (mais l'estimation faite est de 1.35kw pour chaque tonne de refroidissement).

$$1220 \text{ (h/an)} \times 34 \text{ (TR)} \times 1.35 \text{ (Kw/TR)} = 56000 \text{ Kwh.}$$

Le cout total d'opération du système de refroidissement à compression mécanique par an:

$$56000 \text{ kWh} \times 0.15 \text{ (\$/kWh)} = 8400 \text{ \$/an (Durant les 5 mois).}$$

Les calculs effectués ci-dessus montrent que l'économie de 7980\$ / an peuvent être faites lors de l'utilisation des refroidisseurs à absorption solaire (100% du solaire) pour refroidir au lieu des refroidisseurs électriques (si on utilise une chaudière d'appoint, l'économie sera de 4526\$/an).

#### VII.10.2.Récupération du prix d'investissement

Le refroidisseur à absorption coûte 1,45 fois plus qu'un refroidisseur électrique classique. En outre, chacune des 290 Modules solaires nécessaires coute environ 450 \$. Les refroidisseurs électriques coutent environ 350 \$ / RT donc un refroidisseur électrique de 34 TR coûtera 11900 \$. Le refroidisseur à absorption solaire a un coût initial de:

$$11900 \times 1,45 + 290 \text{ (modules)} \times 400 \text{ (\$/ Module)} = 133255 \text{ \$}$$

La différence de coût est  $133255 - 11900 = 121355 \text{ \$}$  (surcout sur l'investissement).

## Conception énergétique et environnementale d'un établissement médical

121355 (\$) / 7980 (\$ Économie / an)  $\cong$  15 années pour la récupération du prix d'investissement (la durée de vie utile des machines à absorption étant de 25ans).

## VII.10.3.Simulation à l'aide du logiciel RETScreen

Le but de la simulation à l'aide de ce logiciel est de dégager un modèle énergétique pour chacune des deux options pour la production frigorifique afin de pouvoir faire une analyse des émissions de GES et calculer la réduction des émissions.

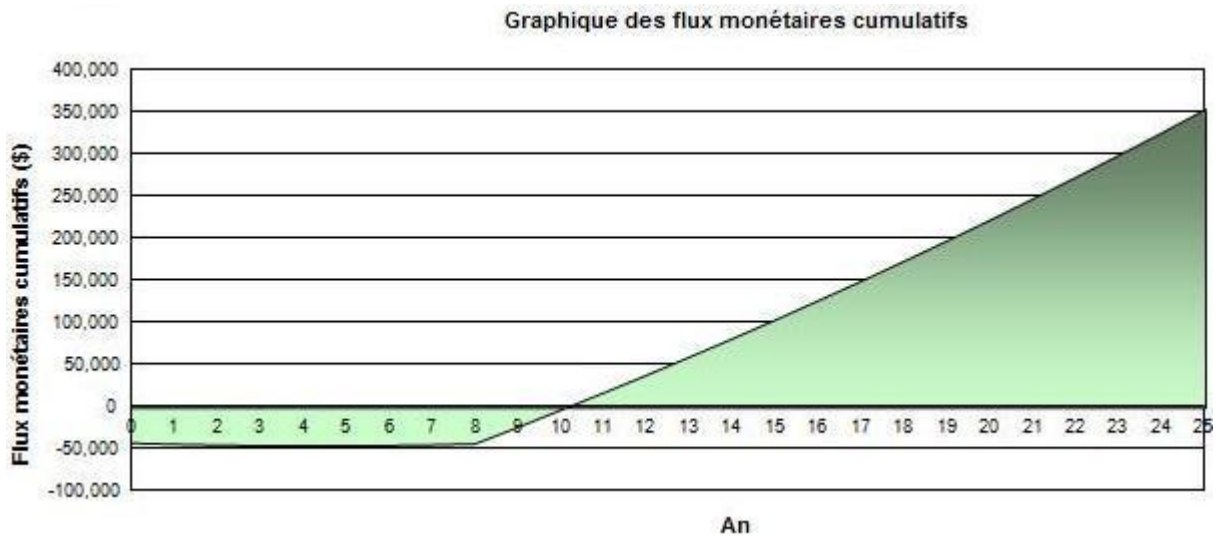
Modèle énergétique RETScreen - Projet de production de froid				
Projet de production de froid				
		Cas de référence	Cas proposé	Surcoûts à l'investissement
Surface de planchers climatisés du bâtiment	m <sup>2</sup>	850		
Mesures d'efficacité énergétique				
Charge de climatisation du bâtiment	W/m <sup>2</sup>	140	140	
Demande de froid indépendante des conditions météorologiques	%	5%	5%	
Froid total	MWh	532	532	
<b>Système de production de froid de base</b>				
Technologie		Compresseur	Absorption	
Capacité	kW	119.0	119.0	100.0%
Froid fourni	MWh	532.1	532.1	100.0%
Type de combustible		Électricité	Combustible défini par l'utilisateur	
Coefficient de performance - saisonnier		4.80	0.00	
Consommation de combustible - annuelle	MWh	111	0	m <sup>2</sup>
Prix du combustible	\$/kWh	0.150	0.000	\$/m <sup>2</sup>
Coût en combustible	\$	16,628	0	
<b>Système de production de froid de pointe</b>				
Technologie				
Capacité suggérée	kW		0.0	
Capacité	kW			
Type de combustible			Électricité	0.0%
Coefficient de performance - saisonnier				
Consommation de combustible - annuelle	MWh		0	
Froid fourni	MWh		0.0	0.0%
Prix du combustible	\$/kWh			
Coût en combustible	\$		0	

**Tableau VII.6:** Comparaison entre deux systèmes de production de froid, le refroidisseur à compression mécanique et la machine à absorption

Analyse des émissions				
Réseau électrique de référence (Niveau de référence)		Facteur d'émissions GES (avant pertes)	Pertes t-d	Facteur d'émissions GES
Pays - région	Type de	tCO2/MWh	%	tCO2/MWh
Liban	Tous les types	0.695	5.0%	0.731
<b>Émissions de GES</b>				
Cas de référence	tCO2	81.0		
Cas proposé	tCO2	0.0		
Réduction annuelle brute d'émissions de GES	tCO2	81.0		
Frais de transaction pour les crédits de GES	%			
Réduction annuelle nette d'émissions de GES	tCO2	81.0	est équivalente à	188
<b>Revenu pour réduction de GES</b>				
Crédit pour réduction de GES	\$/tCO2			

**Tableau VII.7:** Analyse des émissions des GES pour le cas de référence et le cas proposé

Analyse financière		
<b>Paramètres financiers</b>		
Taux d'inflation	%	2.0%
Durée de vie du projet	an	25
Ratio d'endettement	%	70%
Taux d'intérêt sur la dette	%	10.00%
Durée de l'emprunt	an	8
<b>Coûts d'investissement</b>		
Système de production de froid	\$	139,500
Autre	\$	
<b>Total des coûts d'investissement</b>	\$	139,500
<b>Encouragements et subventions</b>		
	\$	
<b>Frais annuels et paiements de la dette</b>		
Coûts (économies) d'exploitation et entretien	\$	
Coût en combustible - cas proposé	\$	0
Paiements de la dette - 8 ans	\$	18,304
Coût de la puissance facturée - Cas de référence	\$	
<b>Total des frais annuels et paiements de la dette</b>	\$	18,304
<b>Économies et revenus annuels</b>		
Coût en combustible - cas de référence	\$	16,628
Autre	\$	
<b>Total des économies et des revenus annuels</b>	\$	16,628
<b>Viabilité financière</b>		
TRI avant impôt - capitaux propres	%	15.0%
TRI avant impôt - actifs	%	6.4%
Retour simple	an	8.4
Retour sur les capitaux propres	an	10.1

**Tableau VII.8:** Analyse financière de l'investissement et des économies annuelles**Figure VII.9:** Date de récupération du prix d'investissement

VII.11.Dimensionnement des sorties d'airVII.11.1.Dimensionnement des grilles de porte (Door Grills/DG)

Les catalogues du KBE recommandent une vitesse maximale de l'air entre 1 et 1.5m/s. le dimensionnement des DG est effectué pour la vitesse maximale de 1.5m/s. la sélection est faite en fonction du débit d'air recommandé par les standards et la vitesse maximale recommandée. On choisit la largeur de la grille et on obtiendra la hauteur de cette grille. Le tableau ci-dessous représente toutes les grilles de portes utilisées dans ce projet ainsi que leurs dimensions.

Grilles de Porte	Débit (l/s)	Dimension (mmxmm)
DG1	15-20	150x100
DG2	25	200x100
DG3	30	250x100
DG4	35-40	200x150
DG5	45-50	250x150
DG6	55	300x150
DG7	65-70	350x150
DG8	90-95	350x200

**Tableau VII.9:** Tableau des grilles de porte

VII.11.2.Dimensionnement des diffuseurs d'air plafonniers (Ceiling Diffusers)

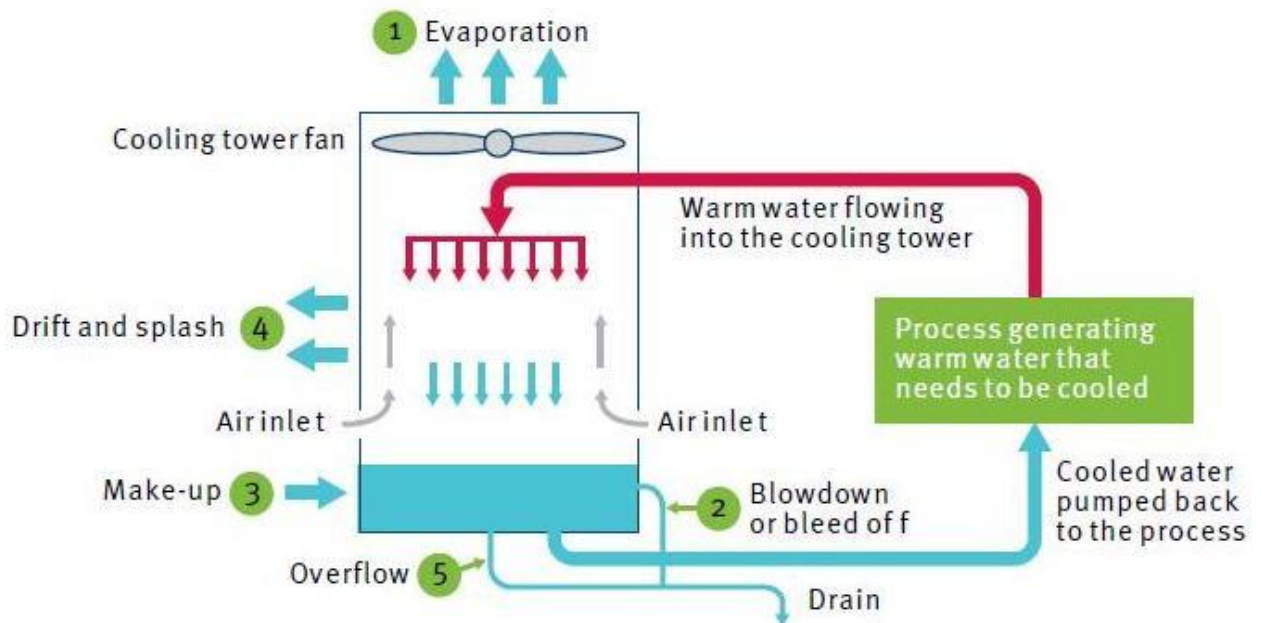
La sélection est basée sur une vitesse maximale (maximum neck velocity) de 2.5m/s (500FPM) et un critère de bruit inférieur à 25NC (25 NC Max.Noise).

### VII.12. Tour de refroidissement

Les tours de refroidissement représentent une source de consommation importante en eau sur le site. Dans notre conception nous allons faire une description de base des tours de refroidissement pour comprendre comment elles fonctionnent et fournir également une liste des possibilités qui peuvent aider à estimer le besoin en eau aussi bien pour économiser l'eau, l'énergie et de l'argent et réduire la consommation chimique à travers un fonctionnement plus efficace.

Discuter ces opportunités est une bonne façon de commencer à améliorer l'efficacité de la tour de refroidissement.

La figure VII.10 montre une tour de refroidissement et les déperditions d'eau par cette tour.



**Figure VII.10:** Date de récupération du prix d'investissement

Lorsque l'eau est évaporée (1) dans la tour de refroidissement, les sels minéraux restent dans l'eau qui circule. L'accumulation de ces contaminants peut causer une croissance biologique de certaines bactéries, la corrosion et le tartre.

Par conséquent ces contaminants sont éliminés par la purge (2) de l'eau en circulation. Un apport en eau (3) est requis pour remplacer l'eau perdue par purge. De l'eau supplémentaire peut aussi être perdue due aux éclaboussures ou à la dérive (4) (l'eau perdue sous forme de gouttelettes est emportée vers l'extérieure de la tour de refroidissement

avec l'évacuation d'air). L'eau peut également être envoyée (Drainage) à s'écouler à travers le tuyau de débordement (5) lorsque le niveau d'eau dans le bassin de la tour s'élève au-dessus d'un niveau prédéterminé.

#### VII.12.1.Réduction de la purge dans la tour

Quand l'eau s'évapore des tours de refroidissement, les contaminants et les sels minéraux, mesurés comme étant le total des solides dissous (TDS), s'accumulent et peuvent causer la croissance biologique, la corrosion et le tartre et causant ainsi des dommages pour la tour, surtout un mauvais transfert de chaleur et, éventuellement, la croissance de bactéries nocives telles que la Légionellose.

Les sources de contaminants comprennent:

- Les sels et les minéraux déjà existants dans l'eau d'apport.
- Les produits chimiques ajoutés pour réduire la corrosion, le tartre et la croissance biologique.
- Les polluants entrant dans l'eau pendant la phase d'évaporation de l'air ambiant comme la poussière.

Afin de réduire l'accumulation de ces contaminants, une partie de l'eau dans la tour est évacuée. Cette perte d'eau de la tour est alors remplacée par de l'eau d'apport fraîche.

Une sonde ou un capteur est installé dans le bassin de la tour initie la purge lorsque les niveaux des solides dissous dépasse une valeur fixée. Des cycles de concentration CC permettent de comparer le niveau de solides dissous dans l'eau d'apport de la tour au niveau des solides dissous dans l'eau de purge de la tour

Augmenter le nombre de CC permettra de réduire le volume de purge et par conséquent le volume de l'eau d'appoint nécessaire par la tour. Le CC maximum pour une tour dépendra de la qualité de l'eau d'appoint et de la résistance du bassin et du condenseur à la corrosion. Un CC de plus de 5 est considéré comme efficace, mais ce n'est pas toujours réalisable.

#### VII.12.2.Déperditions d'eau dans la tour

- Eau perdue par évaporation

L'eau perdue par évaporation et la balance énergétique d'une tour de refroidissement d'un refroidisseur mécanique (Mechanical Chiller) sont estimées comme suit :

Une tonne de refroidissement est la suppression de 12000Btu/hr de l'eau. Un refroidisseur mécanique ajoute approximativement 3000Btu/hr comme charge de chaleur parasite. Par conséquent une tonne de refroidissement dans une tour de refroidissement est la suppression de 15000Btu/hr de chaleur.

Un refroidisseur à absorption possède une très grande charge de chaleur parasite. Pour chaque tonne d'eau froide produite, une machine à absorption génère 18000Btu/hr de chaleur. D'où la tour d'une machine à absorption doit supprimer 30000Btu/hr.

### Règle de base 1

Il existe 3 gpm comme débit circulant par tonne de refroidissement pour une différence de température de  $\Delta T=10^{\circ}\text{F}$ . Un débit de 3gpm pour  $\Delta T=10^{\circ}\text{F}$  conduit à une suppression de 15000Btu/hr de chaleur du système pendant une heure comme le montre l'équation (1). (La règle générale pour une machine à absorption est de 4gpm pour  $\Delta T=15^{\circ}\text{F}$ ).

$$3\text{gpm} \times 60\text{min/hr} \times 8.337\text{lb/1gal} \times 1\text{Btu/lb.F} \times 10\text{F}=15000\text{Btu/hr} \quad \text{équation (1)}$$

### Règle de base 2

Il existe 1.8 gph d'évaporation par tonne de refroidissement. L'évaporation de 1 pound d'eau prend environ 1000Btu de chaleur. Le fait d'évaporer 1.8 gallons d'eau nécessite 15000Btu de chaleur comme le montre l'équation (2). (Pour un refroidisseur à absorption, depuis le double de la quantité de Btu doit être enlevé, deux fois la quantité d'eau doit être évaporée. Ainsi, pour un refroidisseur à absorption, la règle de base est 3.6gph/ton).

$$15000\text{Btu/hr} \times 1\text{lb/1000Btu} \times 1\text{gal}/8.337\text{lb}=1.8 \text{ gph} \quad \text{équation (2)}$$

- Eau perdue par dérive

La dérive est le soufflage incontrôlé de gouttelettes d'eau de la tour. Une nouvelle tour en bon état aura une perte environ de 0,008% de l'eau de recirculation par la dérive. L'eau perdue par tonne de refroidissement en une heure est :

$$3\text{gpm/tonne} \times 60\text{min/hr} \times 0.008\%=0.0144 \text{ gph} \quad \text{équation (3)}$$

Cette quantité est négligeable devant les pertes par évaporation et par le purgeur, pour cela elle n'est pas prise en compte.



- Eau perdue par la purge

La purge contrôle l'élimination de l'eau chargée de minéraux du système de refroidissement. La purge est quantifiée par le terme « cycles de concentration ». Les Cycles sont égaux au rapport du volume d'eau d'appoint au volume d'eau de purge (en supposant que la dérive et les déversements sont négligeables). Les cycles peuvent être calculés par le rapport de la concentration d'un minéral soluble (le chlorure est souvent un choix judicieux) dans l'eau qui circule à la concentration de ce minéral dans l'eau qui entre. Si les minéraux ont été deux fois plus concentrés dans l'eau de circulation que dans l'eau d'appoint, la tour fonctionnera à 2 cycles. Si les minéraux étaient quatre fois plus concentrés, la tour serait en cours d'exécution à 4 cycles. Les équations qui se rapportent à ces paramètres sont:

$$\text{Volume de l'eau d'appoint} = \text{Volume de l'eau évaporée} + \text{Volume de purge} \quad \text{équation (4)}$$

$$\text{Cycles} = \text{Volume de l'eau d'appoint} / \text{Volume de purge} \quad \text{équation (5)}$$

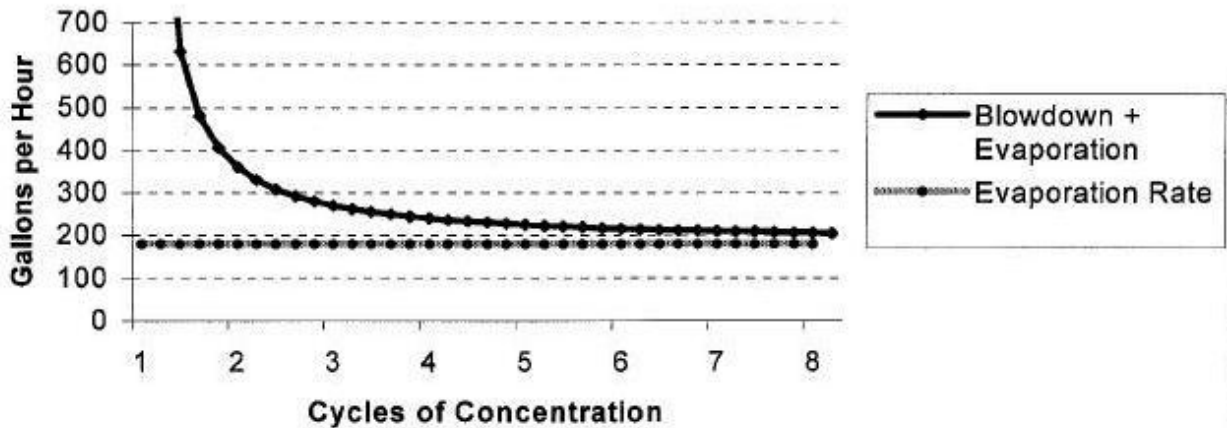
$$\text{cycle} = \frac{\text{concentration du chlorure dans l'eau de purge}}{\text{concentration du chlorure dans l'eau d'appoint}} \quad \text{équation (6)}$$

$$\text{Volume de purge} = \frac{\text{Volume évaporé}}{\text{Cycles} - 1} \quad \text{équation (7)}$$

### VII.12.3. Minimiser l'usage d'eau

La quantité d'eau évaporée par la tour de refroidissement est une fonction de la charge sur le système. La quantité d'eau perdue par la dérive et le déversement est fonction de la conception des tours et de son entretien mécanique. C'est la quantité de la purge qui peut être modifiée par le traitement de l'eau. Les besoins d'eau en gallons par heure pour une tour de refroidissement de 100 tonnes à des cycles différents sont indiqués dans le graphique suivant. Les pertes de gouttes et les éclaboussures sont incluses dans la valeur de purge.

### 100-ton Cooling Tower Water Usage



**Figure VII.11:** Besoin en eau pour la tour de refroidissement pour 100 tonnes de réfrigération

Noter que, quand les cycles de concentration augmentent, l'utilisation du totale d'eau d'appoint se rapproche de la consommation d'eau d'évaporation. Également, augmenter les cycles de concentration à un niveau très haut fournit moins d'économie d'eau que l'augmentation des cycles à un niveau bas. Allant de 2 à 6 cycles permettra de réduire la consommation d'eau de 144 gph (320-216), mais, passant de 6 à 10 cycles ne fera que réduire la consommation d'eau de 16 gph (216-200), ces résultats sont représentés graphiquement dans la figure suivante.

#### VII.12.4. Calcul de l'apport en eau pour la tour

De façon générale une estimation est faite pour déterminer le maquillage quotidien en gallons d'eau pour les tours de refroidissement.

Pour un refroidisseur à eau à compression mécanique, l'estimation de l'eau d'appoint pour la tour de refroidissement se fait comme suit :

1. Multiplier le tonnage obtenu pour le projet par 4 (Cela inclut 2 gal/heure/tonne d'évaporation et 2 gal /heure/tonne/purge).
2. Multiplier la réponse à l'étape 1 par le nombre d'heures par jour de fonctionnement.

En effet, la charge en froid étant de 34 tonnes de réfrigération (TR):

$$34 \text{ (TR)} \times 4 \text{ (gal/heure par TR)} \times 8 \text{ (heures)} = 1088 \text{ gal/jour}$$

Soit 4123 L/jour.

Pour un refroidisseur à eau à compression thermique, l'estimation de l'eau d'appoint pour la tour de refroidissement se fait comme suit :

1. Multiplier le tonnage obtenu pour le projet par 6 (Cela inclut 4 gal/heure/tonne d'évaporation et 2 gal /heure/tonne/purge).
2. Multiplier la réponse à l'étape 1 par le nombre d'heures par jour de fonctionnement.

$$34 \text{ (TR)} \times 6 \text{ (gal/heure par TR)} \times 8 \text{ (heures)} = 1632 \text{ gal/jour}$$

Soit 6185 L/jour.

#### VII.12.5. Calcul de la pompe d'apport d'eau à la tour

Hauteur totale = hauteur statique + pression résiduelle + perte de charge dans la tuyauterie.

La hauteur statique = 8 m

La Pression résiduelle = 12 psi  $\approx$  8 m

Perte de charge = plus long trajet (m)  $\times$  3.28 (ft/ m)  $\times$  1.25  $\times$  5 (psi/100 ft)

$$= 29\text{m} \times 3.28 \times 1.25 \times 5/100 = 6 \text{ psi} \approx 4.2 \text{ m}$$

Hauteur totale = 8+4.2+8= 20.2 m

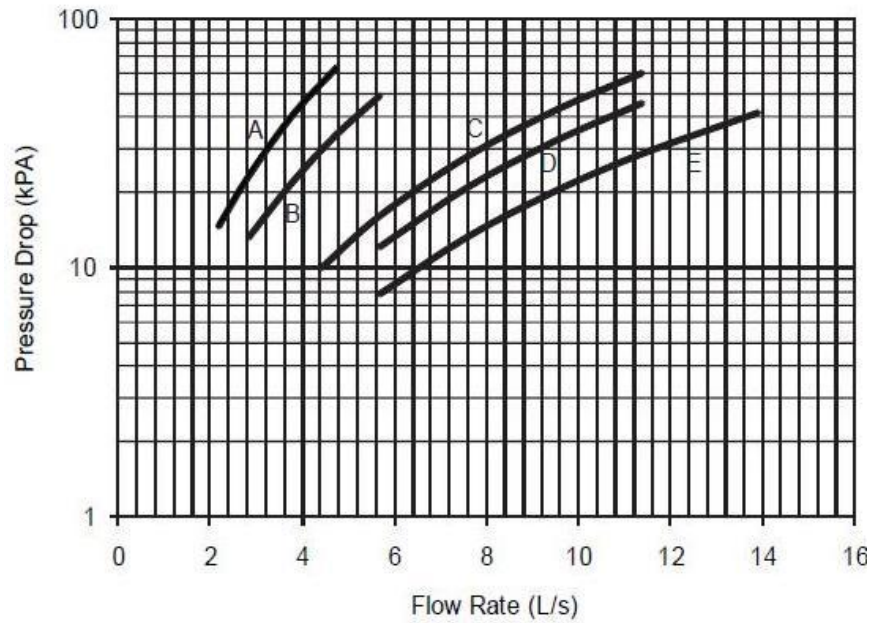
Soit une pompe de 2bar approximativement.

#### VII.12.6. Calcul de la pompe de refroidissement du condenseur dans le cas d'une compression mécanique

La hauteur manométrique due aux pertes de charges dans les tuyaux de refroidissement et de chauffage en acier noir est calculée pour une perte de charge maximale de 4ft/100ft au maximum.

$$H_m = 85\text{m} \times 1.25 \times 3.28 \text{ ft/m} \times 4 \text{ ft/100ft} = 14\text{ft} = 4.2\text{m}$$

La hauteur résiduelle  $H_R$  (perte de charge dans le condenseur du refroidisseur à compression mécanique) vaut 6m selon le diagramme ci-dessous. Cette valeur est l'ordonnée du point d'intersection du débit de froid de 70gpm (4.42 L/s) avec l'une des caractéristiques du graphe. On obtiendra alors 60 KPa (6m) (sélection suivant les catalogues Carrier).



**Figure VII.12:** Courbe de perte de charge dans le condenseur

La hauteur résiduelle  $H_R$  dans la tour de refroidissement est caractéristique de la construction de cette dernière, et elle est de l'ordre de 10m (pour un refroidisseur évaporatif à contact direct avec fill packing splash type ou film type)

Hauteur totale = 4.2m + 6m + 10m = 20.2m, soit 2 bars approximativement.

### **Conclusion générale**

Suite aux mesures prises lors de la conception, on a pu arriver à une réduction d'émissions de GES (CO<sub>2</sub>) de l'ordre de **10.1 tonnes par an** pour la production d'eau chaude sanitaire suite à l'utilisation des panneaux solaires. Une quantité considérable de réduction d'émissions de GES donc une contribution importante au développement durable.

D'autre part on a une réduction de **7488kg de CO<sub>2</sub>** par an suite à la récupération énergétique du système de ventilation (débits croisés) et cette réduction énergétique pourra être augmentée d'un taux important suite à une ventilation contrôlée par BMS permettant une modélisation des débits via un variateur de vitesse (diminution de la consommation électrique).

En outre, l'utilisation d'une machine à absorption utilisant l'option solaire à la place d'un refroidisseur à compression mécanique réduit les émissions des GES de 81 tonnes par an.

Mais les systèmes de conditionnement d'air à énergie solaire représentent quelques inconvénients. Outre leur faible COP, on a un problème d'encombrement suite à la surface énorme des panneaux solaires (290m<sup>2</sup>) requise pour chauffer le désorbeur de la machine à absorption.

Au niveau de l'apport en eau potable, on a une réduction de 62% de la demande en eau potable (une conservation de 470822 gal/an) suite au traitement des eaux usées et conformément au cas proposé approuvé par le LEED en énergie. On a aussi une réduction de 82.5% de la demande en eau pour l'irrigation suivant le cas proposé.

On a pu donc assurer de l'eau au rinçage des toilettes, à l'arrosage du paysage et l'apport nécessaire à la tour de refroidissement sans pour autant se recourir à l'eau de pluie.

Tous les besoins de l'établissement ont été satisfaits selon toutes les normes internationalement reconnues. Une simple gestion doit être prise en considération pour éviter le gaspillage de l'énergie et de l'eau potable, et réduire les émissions des GES.

Malgré que l'investissement dans l'énergie renouvelable est plus élevé que pour les installations traditionnelles, on est ramené à adopter ces systèmes afin de préserver l'environnement : « Une facture écologique plus ou moins coûteuse doit être payée aujourd'hui ou demain ».

**Annexe**

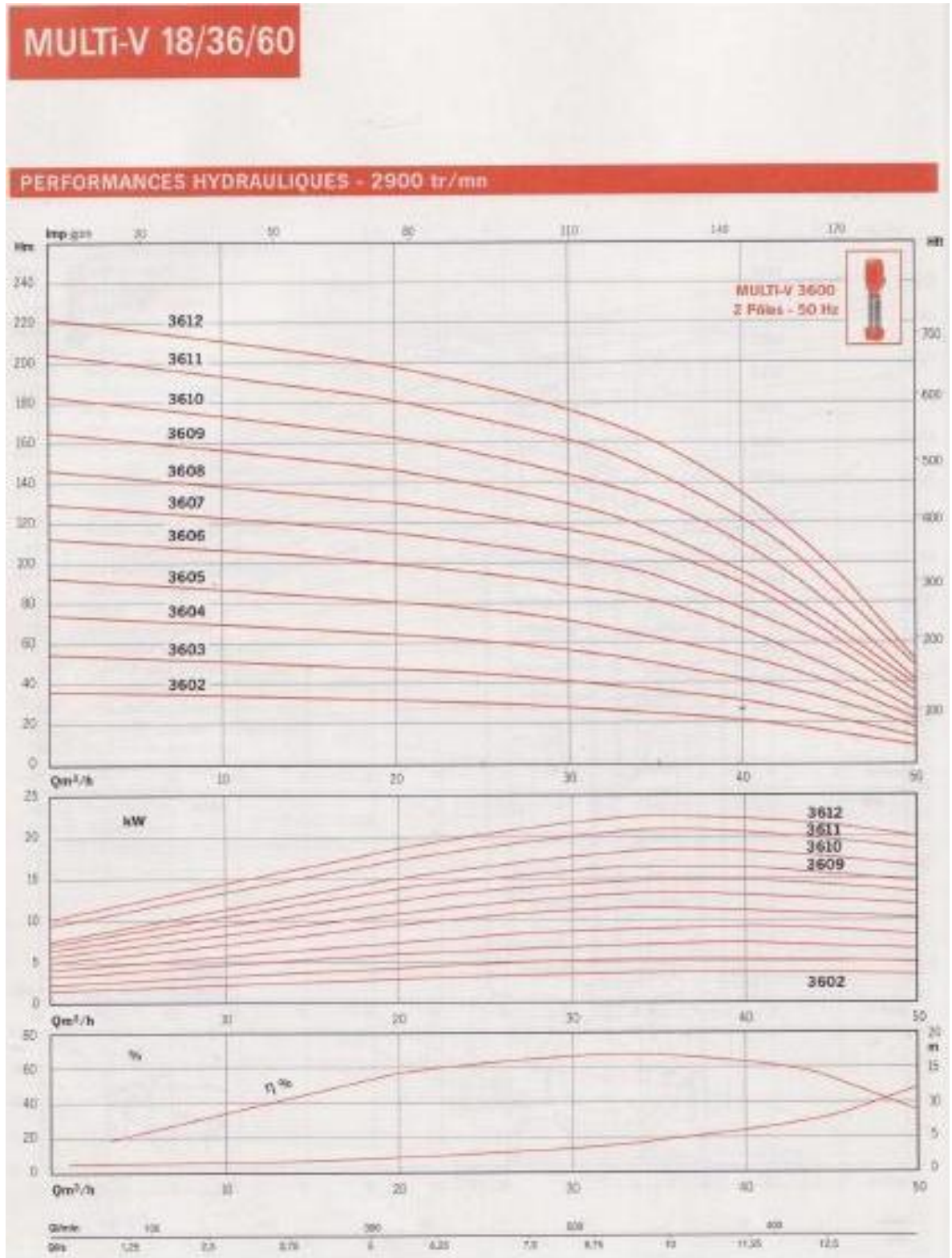
Annexe I

La table 10.14.2B qui convertit la demande en WSFU au GPM est utilisée aussi pour le dimensionnement du système d'alimentation en eau.

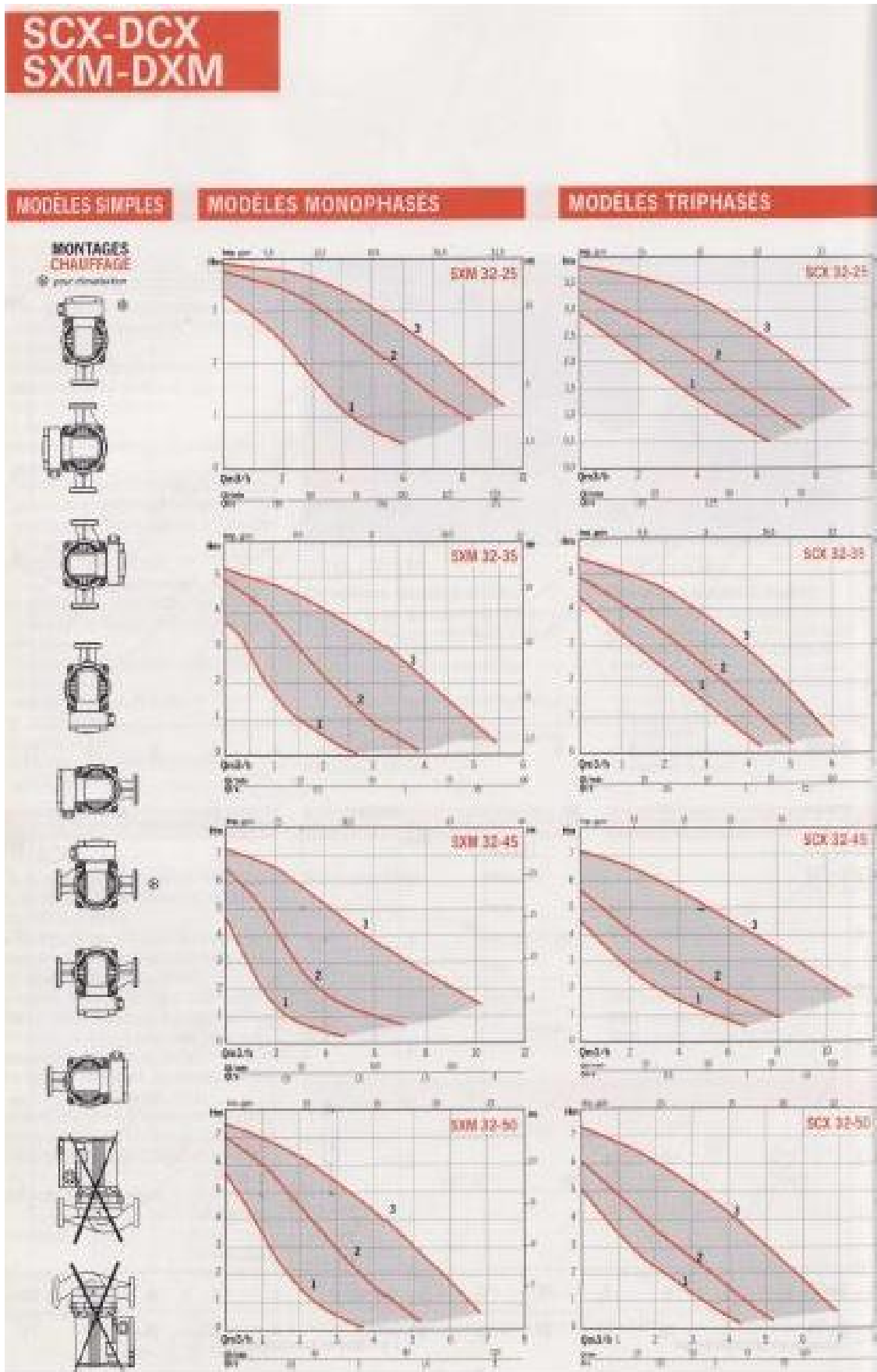
<b>WSFU</b>	<b>GPM Flush Tanks<sup>2</sup></b>	<b>GPM Flush Valves<sup>3</sup></b>	<b>WSFU</b>	<b>GPM Flush Tanks<sup>2</sup></b>	<b>GPM Flush Valves<sup>3</sup></b>
3	3		120	49	74
4	4		140	53	78
5	4.5	22	160	57	83
6	5	23	180	61	87
7	6	24	200	65	91
8	7	25	225	70	95
9	7.5	26	250	75	100
10	8	27	300	85	110
11	8.5	28	400	105	125
12	9	29	500	125	140
13	10	29.5	750	170	175
14	10.5	30	1000	210	210
15	11	31	1250	240	240
16	12	32	1500	270	270
17	12.5	33	1750	300	300
18	13	33.5	2000	325	325
19	13.5	34	2500	380	380
20	14	35	3000	435	435
25	17	38	4000	525	525
30	20	41	5000	600	600
40	25	47	6000	650	650
50	29	51	7000	700	700
60	33	55	8000	730	730
80	39	62	9000	760	760
100	44	68	10.000	790	790

Annexe II

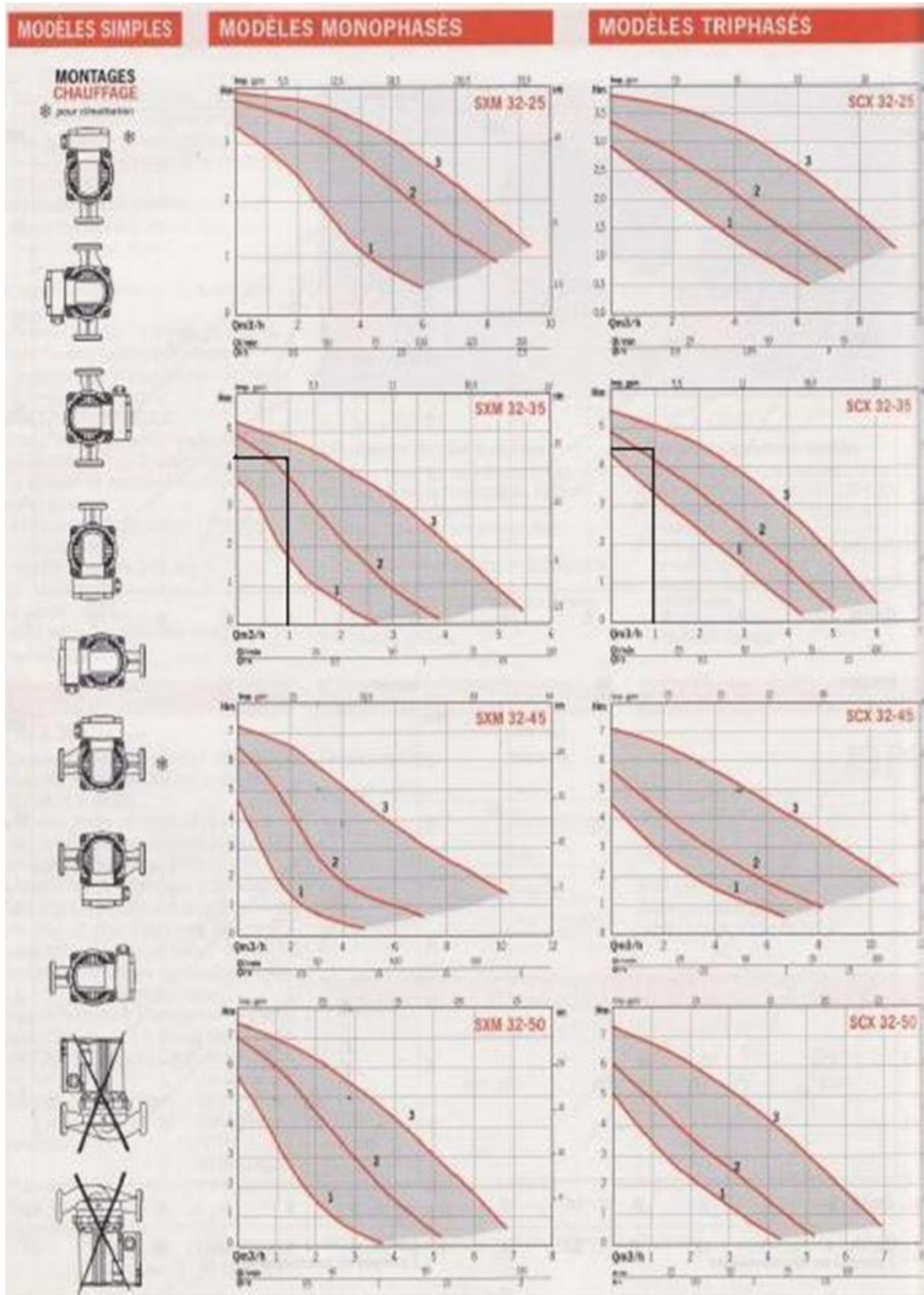
La pompe de distribution d'eau potable sélectionnée est la pompe MULTI-V-3602







Sélection de la pompe de chauffage de l'eau chaude domestique.



Annexe III

Expansion et réservoir de surpression « Salmson »

## RESERVOIRS

### AVANTAGES

- Vases fermés supprimant tous risques d'évaporation et de gel.
- Membrane en caoutchouc naturel, qualité alimentaire, facilement interchangeable.
- Suppression de tout système de renouvellement d'air fort onéreux.
- Installation rapide et facile.
- Pas d'entretien.
- Réserve d'eau utile importante évitant les démarrages trop fréquents de la pompe en surpression.
- Réservoirs agréés W.R.C. (Water Research Center) et conformes à la norme DIN 4807.

### CONCEPTION

Vase fermé, horizontal ou vertical.

Vessie en EPDM ou Butyl, vessie en Butyl, moulée d'une seule pièce et fixée à l'intérieur du réservoir en un ou deux points selon les capacités.

La vessie ou la membrane assure la séparation totale entre l'eau et l'air. Elle est protégée par un filtre crépine à l'entrée d'eau.

L'enveloppe du réservoir (interne et externe) est revêtue d'une peinture anti-corrosion.

Valve de gonflage, du type standard automobile, protégée par un capuchon.

Les vases de 2 à 24 litres sont à montage direct sur tuyauterie ; les autres modèles sont à poser au sol.

Les réservoirs sont éprouvés en usine ou soumis à l'épreuve des Mines.

### EXPANSION : PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

**1** Avant mise en température, la pression à l'intérieur du vase équilibre la pression statique de l'installation. L'azote occupe entièrement le volume du vase. La membrane reste plaquée contre la paroi.

**2** Pendant la mise en température, le volume d'eau dans le circuit augmente sous l'effet de la dilatation et comprime la membrane. Le volume d'azote diminue et la pression dans l'installation augmente.

**3** Après la mise en température, la pression finale avoisine la pression de tarage de la soupape de sécurité.

À l'arrêt de la chaudière, l'eau du circuit se refroidit et la pression dans l'installation diminue. L'eau contenue dans le vase retourne dans le réseau pour rétablir la pression, et le volume d'eau.

Dans les installations de réfrigération et de conditionnement d'air :

- au refroidissement du réseau, le volume de fluide diminue ; le vase d'expansion reçoit le fluide dans le circuit pour maintenir la pression.
- à l'arrêt, l'eau à température ambiante se dilate, le volume d'eau dilaté pénètre dans le vase et comprime la membrane.

### BASE DE CALCUL

#### CIRCUIT EAU-CHAUDE

**1 - Volume d'expansion :**

$$V_{exp} = Vt \times (Cm - Cr)$$

avec :

- Vt** : volume total de l'installation
- Cm** : coefficient de dilatation à la température moyenne de fonctionnement, soit :  $\frac{T^{\circ} \text{ départ chaudière} + T^{\circ} \text{ retour}}{2}$
- Cr** : coefficient de dilatation à la température de remplissage (10° à 12°C)

**2 - Volume total du réservoir :**

$$V = \frac{Vt \times (Cm - Cr)}{1 - \frac{P1}{P2}}$$

avec :

- P1** : pression effective de gonflage corrigée pondérée à la hauteur statique + 1 bar\*
- P2** : pression d'ouverture de la soupape + 1 bar\*

\* Correspondant à la pression atmosphérique

#### COEFFICIENTS DE DILATATION DE L'EAU

température °C	coefficient	température °C	coefficient
10°	0,0004	75°	0,0256
20°	0,0018	80°	0,0288
30°	0,0044	85°	0,0322
40°	0,0079	90°	0,0357
50°	0,0119	95°	0,0394
55°	0,0143	100°	0,0431
60°	0,0169	105°	0,0472
65°	0,0194	110°	0,0513
70°	0,0223		

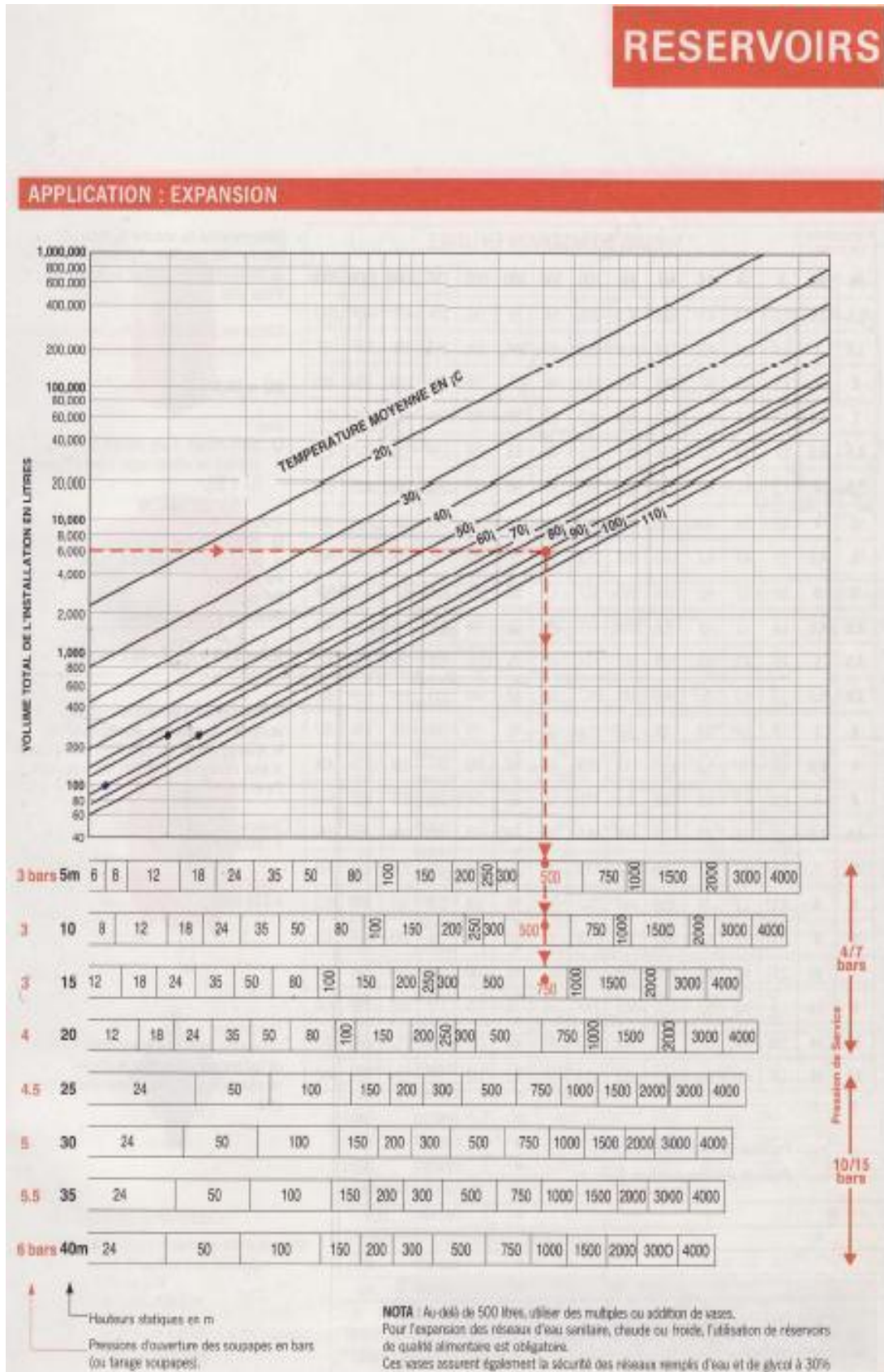
Nota : les volumes d'eau froide stagnante soumis à dilatation dépassent les galeries d'appareils de qualité alimentaire.

### VOLUME THEORIQUE DE L'INSTALLATION

Conservat des kW en litres :

corps de chauffe	pour 1 kW	pour installations
Convecteurs et Radiateurs acier	7 litres	
Radiateurs fonte	10 litres	≤ 580 th/h
Plaques chauffantes	8,5 litres	
Tous corps de chauffe	7 litres	> 580 th/h

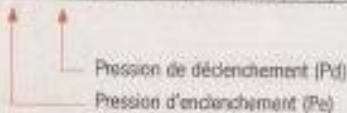
1 th/h = 100 kcal = 1163 W



# RESERVOIRS

## APPLICATION : SURPRESSION CLASSIQUE

PRESSIONS EN BARS		VOLUME DU RESERVOIR EN LITRES												
Pe	Pd	8	18	24	50	60	100	200	300	500	750	1000	1500	2000
1,5	2,5	2,2	4,9	6,5	13,6	16,3	22,1	54	81	136	204	271	407	543
1,5	3	2,9	6,4	8,6	17,8	21,4	35,6	71	107	178	267	356	534	713
2	3	1,9	4,3	5,7	11,9	14,3	23,8	48	71	119	178	238	356	475
2	3,5	2,5	5,7	7,6	15,8	19,0	31,7	63	95	158	238	317	475	633
2,5	3,5	1,7	3,8	5,1	10,6	12,7	21,1	42	63	106	158	211	317	422
2,5	4	2,5	5,1	6,8	14,3	17,1	28,5	57	86	143	214	285	428	570
3	4	1,5	3,4	4,6	9,5	11,4	19,0	38	57	95	143	190	285	380
3	4,5	2,1	4,7	6,2	13,0	15,5	25,9	52	78	130	194	259	389	518
3	5	2,5	5,7	7,6	15,8	19,0	31,7	63	95	158	238	317	475	633
3,5	4,5	1,4	3,1	4,1	8,6	10,4	17,3	35	52	86	130	173	259	345
3,5	5	1,9	4,3	5,7	11,9	14,3	23,8	48	71	119	178	238	356	475
3,5	5,5	2,3	5,3	7,0	14,6	17,5	29,2	58	88	146	219	292	438	585
4	5	1,3	2,9	3,8	7,9	9,5	15,8	32	48	79	119	158	238	317
4	5,5	1,8	3,9	5,3	11,0	13,2	21,9	44	66	110	164	219	329	428
4	6	2,2	4,9	6,5	13,6	16,3	27,1	54	81	136	204	271	407	543
4,5	5,5	1,2	2,6	3,5	7,3	8,8	14,6	29	44	73	110	146	219	292
5	7	1,9	4,3	5,7	11,9	14,3	23,8	48	71	119	178	238	356	475
5	8	2,5	5,7	7,6	15,8	19,0	31,7	63	95	158	238	317	475	633
6	9	2,3	5,1	6,8	14,3	17,1	28,5	57	86	143	214	285	428	570
7	10	2,1	4,7	6,2	13,0	15,5	25,9	52	78	130	194	259	389	518
8	11	1,9	4,3	5,7	11,9	14,3	23,8	48	71	119	178	238	356	475
10	14	2,0	4,6	6,1	12,7	15,2	25,3	51	76	127	190	253	380	507
12	16	1,8	4,0	5,4	11,2	13,4	22,4	45	67	112	168	224	336	447



### NOTA

La capacité des réservoirs se détermine en fonction du débit de la pompe, des pressions d'enclenchement et de déclenchement et du nombre de démarrages horaires.

## BASE DE CALCUL

Détermination du volume du réservoir en fonction des pressions d'enclenchement (Pe), de déclenchement (Pd) et de la réserve d'eau utile.

Calcul de la réserve d'eau utile à partir de la formule générale suivante :

$$RU = 16,5 \times \frac{Q}{n}$$

avec :

Q : débit moyen d'une pompe en l/mn.

n : nombre de démarrages maxi à l'heure (11 à 15).

Exemple :

Q = 9 m<sup>3</sup>/h soit 150 l/mn.

n = 11 démarrages maxi/heure

Pe = 2 bars.

Pd = 3,5 bars.

Reserve d'eau utile [RU] :

$$RU = 16,5 \times \frac{150}{11} = 225 \text{ litres}$$

Rechercher dans le tableau ci-contre, le volume du réservoir correspondant à la réserve d'eau utile 225 litres (ou la valeur la plus proche), en fonction des pressions Pe et Pd.

Volume du réservoir :

• 250 litres

Reserve d'eau utile réelle :

• 238 litres

Remarque

Choisir l'écart le plus grand entre Pe et Pd, ce qui permet de réduire le volume du réservoir pour une même réserve d'eau utile.

Annexe IV

Table de la longueur équivalente des divers raccords de plomberie dans les conduites d'eau.

**Screwed Fittings - equivalent length in meter**

Equivalent length (in meters) of straight pipe for fittings like bends, returns, tees and valves.

Equivalent Length of Straight Pipe for Valves and Fittings (m)												
Screwed Fittings		Pipe Size										
		1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4
Elbows	Regular 90 deg	0.7	0.9	1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.6	2.8	3.4	4.0
	Long radius 90 deg	0.5	0.6	0.7	0.7	0.8	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.4
	Regular 45 deg	0.1	0.2	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.7
Tees	Line flow	0.2	0.4	0.5	0.7	1.0	1.4	1.7	2.3	2.8	3.7	5.2
	Branch flow	0.7	1.1	1.3	1.6	2.0	2.7	3.0	3.7	4.0	5.2	6.4
Return Bends	Regular 180 deg	0.7	0.9	1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.6	2.8	3.4	4.0
Valves	Globe	6.4	6.7	6.7	7.3	8.8	11.3	12.8	16.5	18.9	24.1	33.6
	Gate	0.1	0.1	0.2	0.2	0.3	0.3	0.4	0.5	0.5	0.6	0.8
	Angle	3.9	4.6	4.6	4.6	5.2	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5
	Swing Check	2.2	2.2	2.4	2.7	3.4	4.0	4.6	5.8	6.7	8.2	11.6
Strainer		1.4	1.5	2.0	2.3	5.5	6.1	8.2	8.8	10.4	12.8	

## Annexe V

## Typical Water Conservation

Zurn offers a value alternative to traditional fixture installations that utilize multiple manufacturers' components. Zurn EcoVantage fixture systems combine the strength of commercial brass fittings along with an innovative offering of sanitary fixtures. Zurn has a 100-year tradition of developing highly engineered water control products. The Zurn difference fills the void between a manufacturer that simply makes commercial plumbing products and one that is focused on commercial plumbing products solutions. The Zurn EcoVantage product offering brings value and performance together to deliver sustained savings for the building owner.

### Typical Water Conservation – Industrial and Commercial Application

The table below provides an illustrative example of a typical office building setting with 100 occupants – 50 males and 50 females in a 260-day work year. The baseline calculation uses the EPA Act of 1992 for the gallons per flush/gallons per minute consumption.

Fixture	Frequency of Use <sup>4</sup>	Flow Rate		Water Consumption (Total Gallons)		
		EPA Act <sup>2</sup> (LEED Baseline <sup>3</sup> )	Zurn EcoVantage Low Flow System	EPA Act <sup>2</sup> (LEED Baseline <sup>3</sup> )	Zurn EcoVantage Low Flow System	
					Use	Savings
Water Closet - Male	1	1.6 gpf	1.28 gpf	80	64	16
Urinal - Male	2	1.0 gpf	0.125 gpf	100	12.5	87.5
Water Closet - Female	3	1.6 gpf	1.28 gpf	240	192	48
Lavatory Faucets	3 Minutes	2.2 gpm	0.5 gpm	660	150	510
Kitchen Faucets	1 Minute	2.2 gpm	1.5 gpm	220	150	70
Showers	5.3 Minutes	2.5 gpm	1.5 gpm	331.25	198.75	132.5
<b>Daily Total</b>				1,631.25	767.25	864
<b>Yearly Total<sup>1</sup></b>				424,125	199,485	224,640
<b>Zurn EcoVantage Water Savings (Total Savings Over Baseline Criteria)</b>						<b>52.97%</b>

<sup>1</sup> Based on 100 occupants: 50 male, 50 female; estimating 25 persons showering daily with an annual 260 work days.

<sup>2</sup> EPA Act, 1992.

<sup>3</sup> LEED Baseline for Water Efficiency is the EPA Act or the local building code/criteria, whichever criteria is more stringent.

<sup>4</sup> Frequency of Use - Source, Water Use and Conservation, Waterlow Press 1992 by Amy Vickers.

*Check our website – [www.zurn.com](http://www.zurn.com) – for an interactive water savings calculator.*

For assistance with your next LEED/water conservation project, look to Zurn for design assistance.

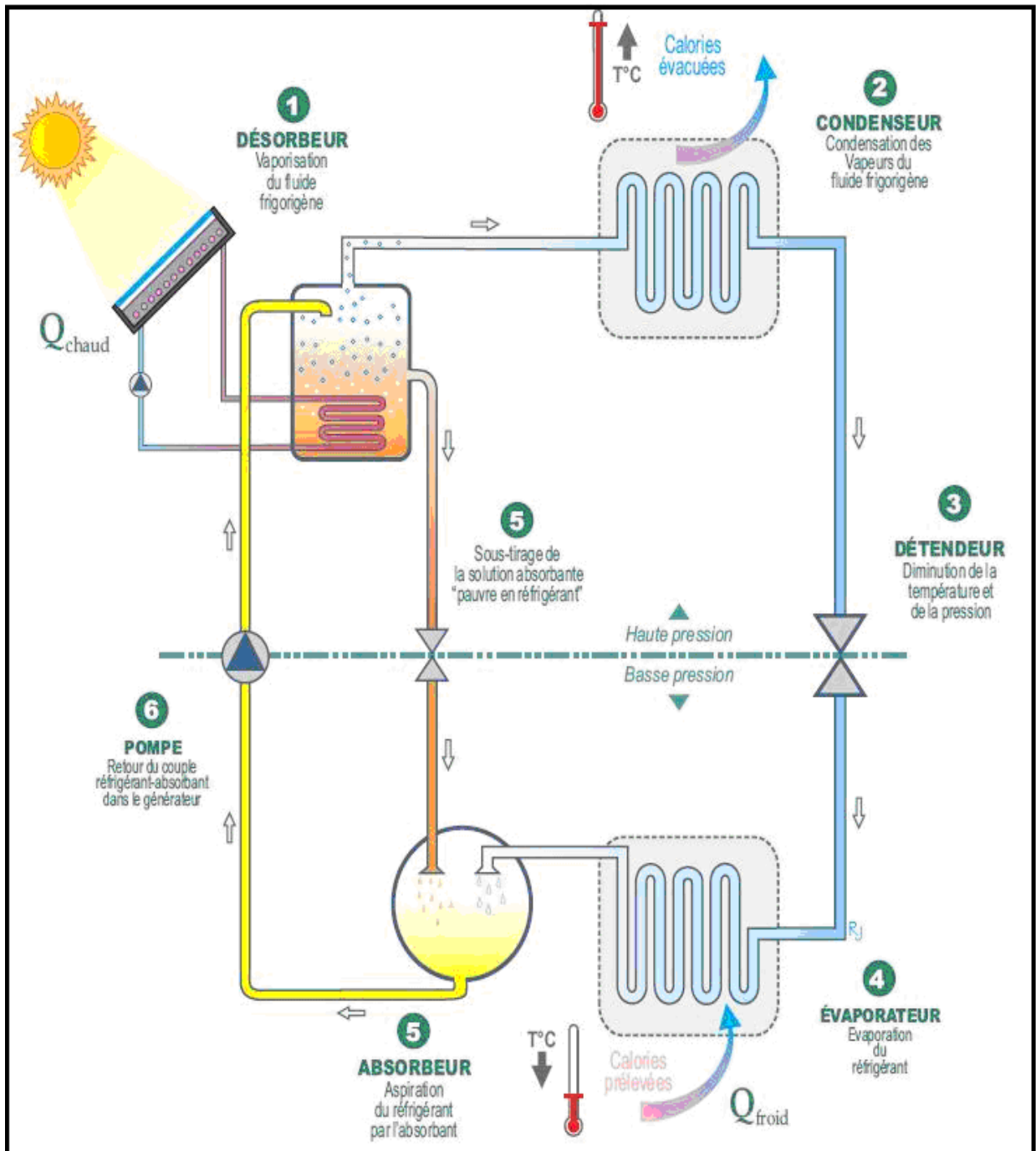
We can help deliver innovative solutions outside of the standard LEED criteria.

Contact us at 1-800/997-3876 or e-mail us at [ZurnOne@zurn.com](mailto:ZurnOne@zurn.com).



## Annexe VI

## Groupe de production de froid à absorption





Annexe VII

Diagramme de Oldham

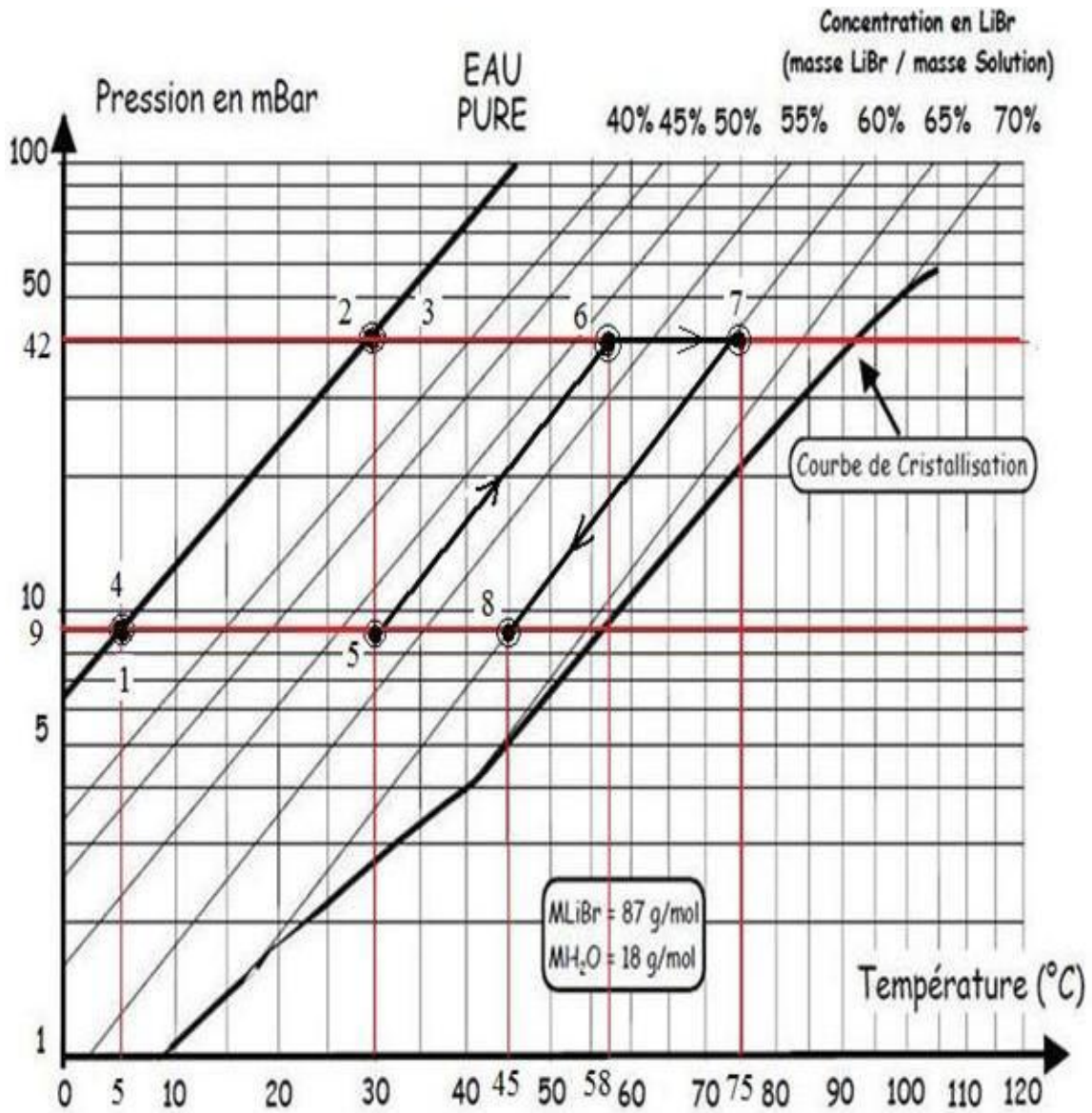
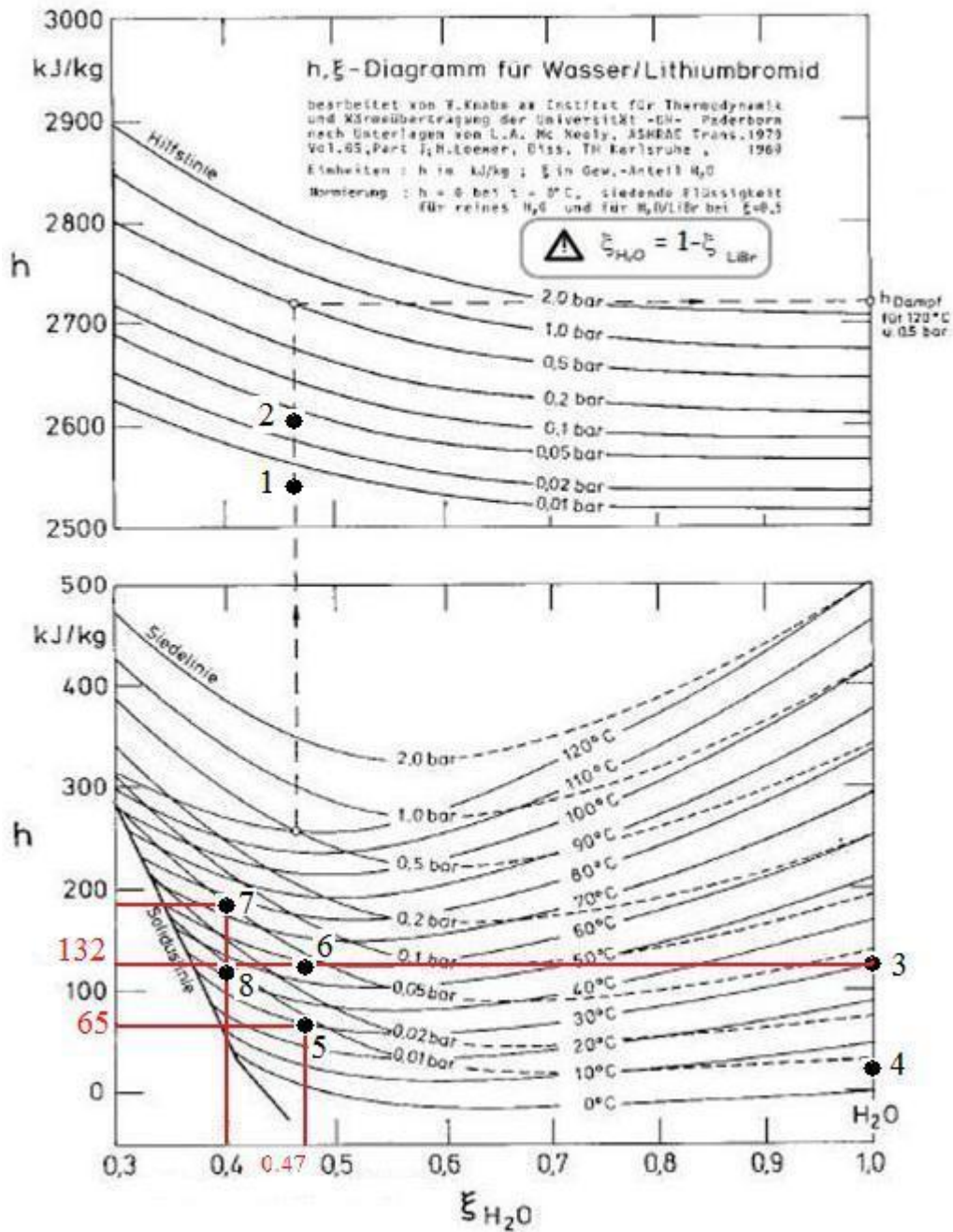


Diagramme de Oldham du couple H<sub>2</sub>O/LiBr

Annexe VIII

Diagramme de Merkel

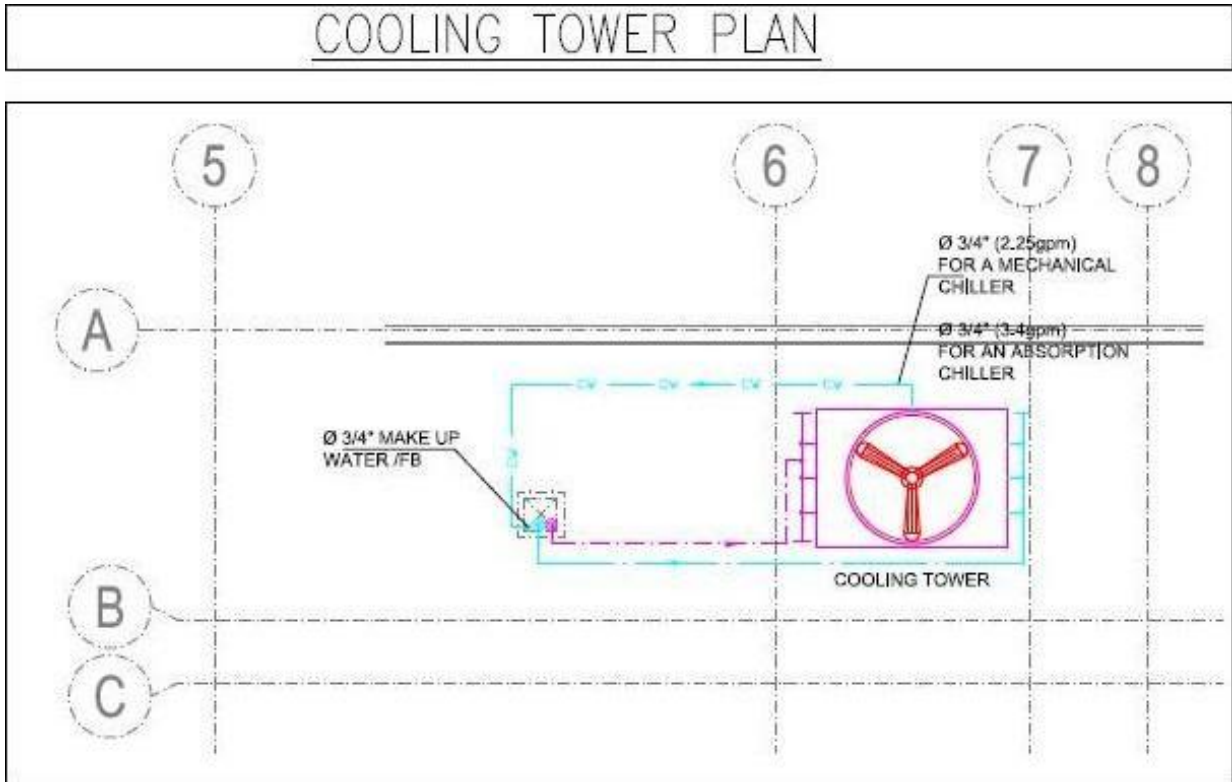
Diagramme de Merkel du couple H<sub>2</sub>O/LiBr



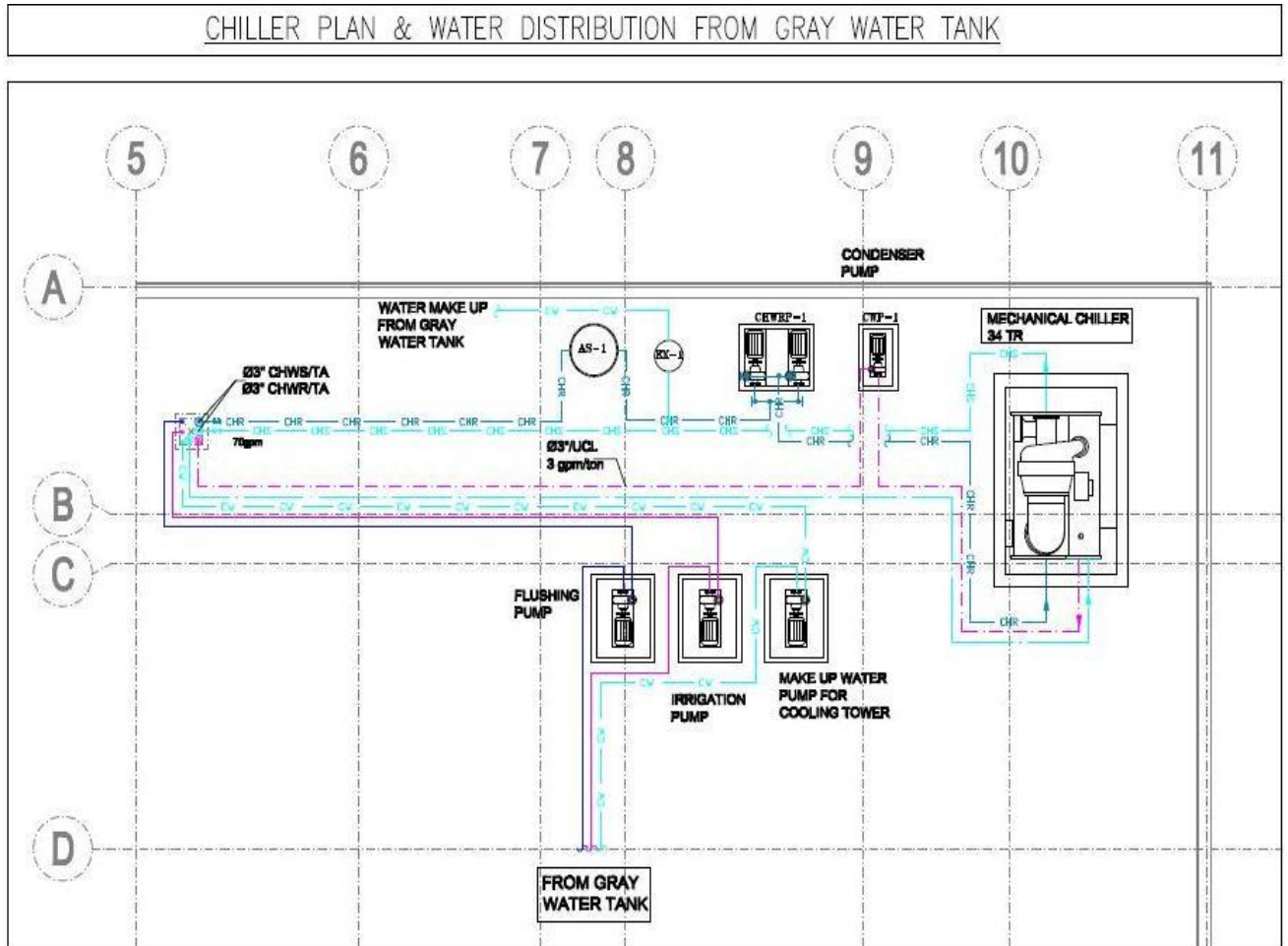
Annexe IV (plans Autocad)

## 1. Légende pour le service d'air conditionné

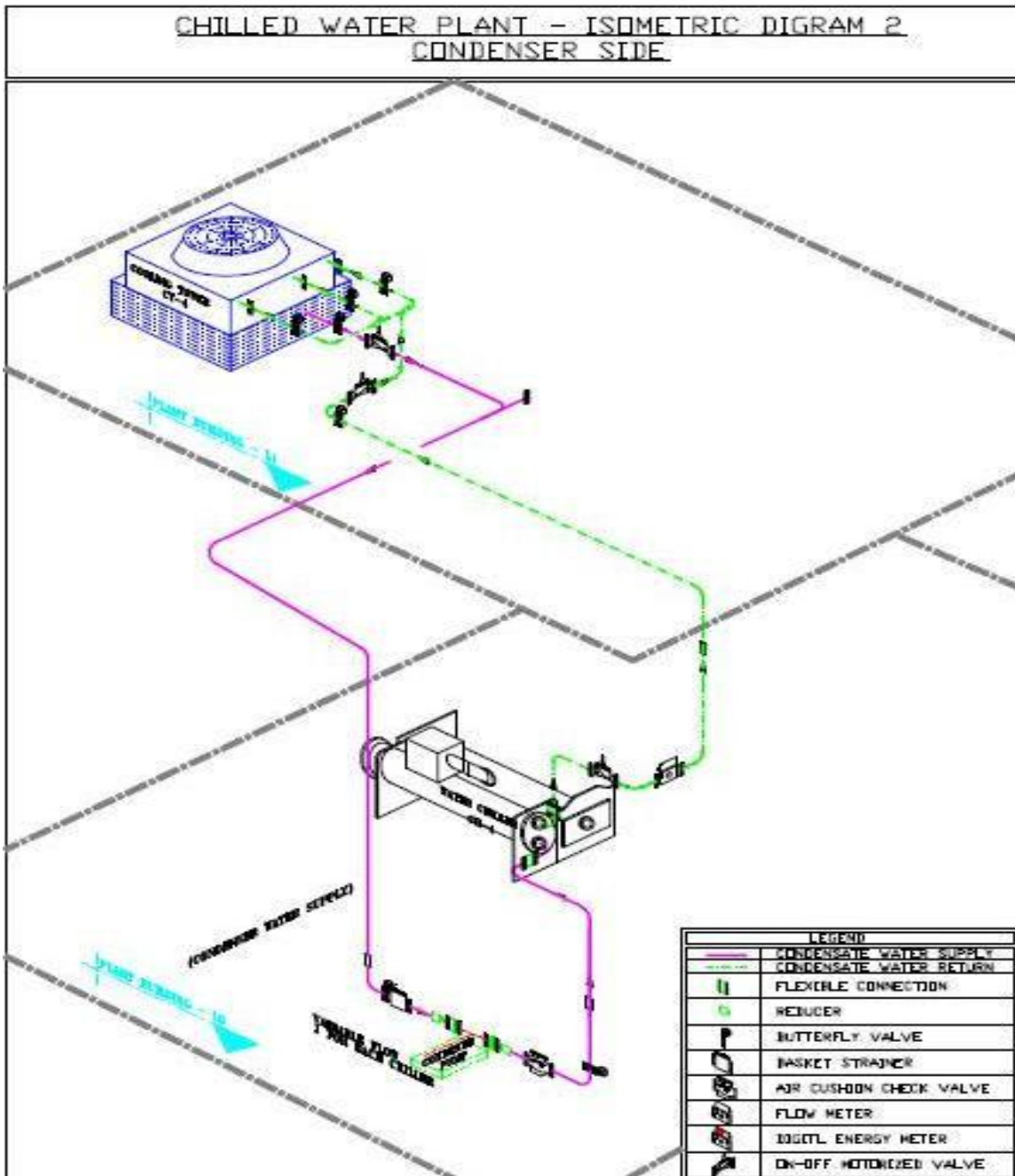
LEGENDE	
A.F.	AIR FRAIS
GA.A.S.	GAINÉ DE SOUFFLAGE D'AIR SOUFFLE
GA.A.R.	GAINÉ D'AIR DE RETOUR
C.C.F.	CLAPET COUPE FEU
D.	DETALONNAGE DE PORTE DE 2.5cm
D.A.F.	DIFFUSEUR D'AIR FRAIS
D.E.A.	DIFFUSEUR D'EXTRACTION D'AIR
D.R.A.	DIFFUSEUR DE RETOUR D'AIR
D.S.A.	DIFFUSEUR DE SOUFFLAGE D'AIR
D.L.F.(m)	DIFFUSEUR LINEAIRE A m FENTE
D/H, D/B	DU HAUT, DU BAS
E.A.	EXTRACTEUR D'AIR
G.E.A.	GRILLE D'EXTRACTION D'AIR
G.A.F.	GRILLE D'AIR FRAIS
G.T.A.	GRILLE DE TRANSFERT D'AIR
GA.A.F.	GAINÉ D'AIR FRAIS
GA.E.A.	GAINÉ D'EXTRACTION D'AIR
G.L.S.A.	GRILLE LINEAIRE DE SOUFFLAGE D'AIR
L.E.A.	LOUVRE D'EXTRACTION D'AIR
R.A.	REGULATEUR D'AIR
R.A.F.	REGISTRE D'AIR FRAIS
R.E.A.	REGISTRE D'EXTRACTION D'AIR
V.A.F.	VENTILATEUR D'AIR FRAIS
V.A.E.	VENTILATEUR D'AIR D'EXTRACTION
V/H, V/B	VERS LE HAUT, VERS LE BAS

2. Plan de la tour de refroidissement (la tour est installée sur le toit de l'établissement)

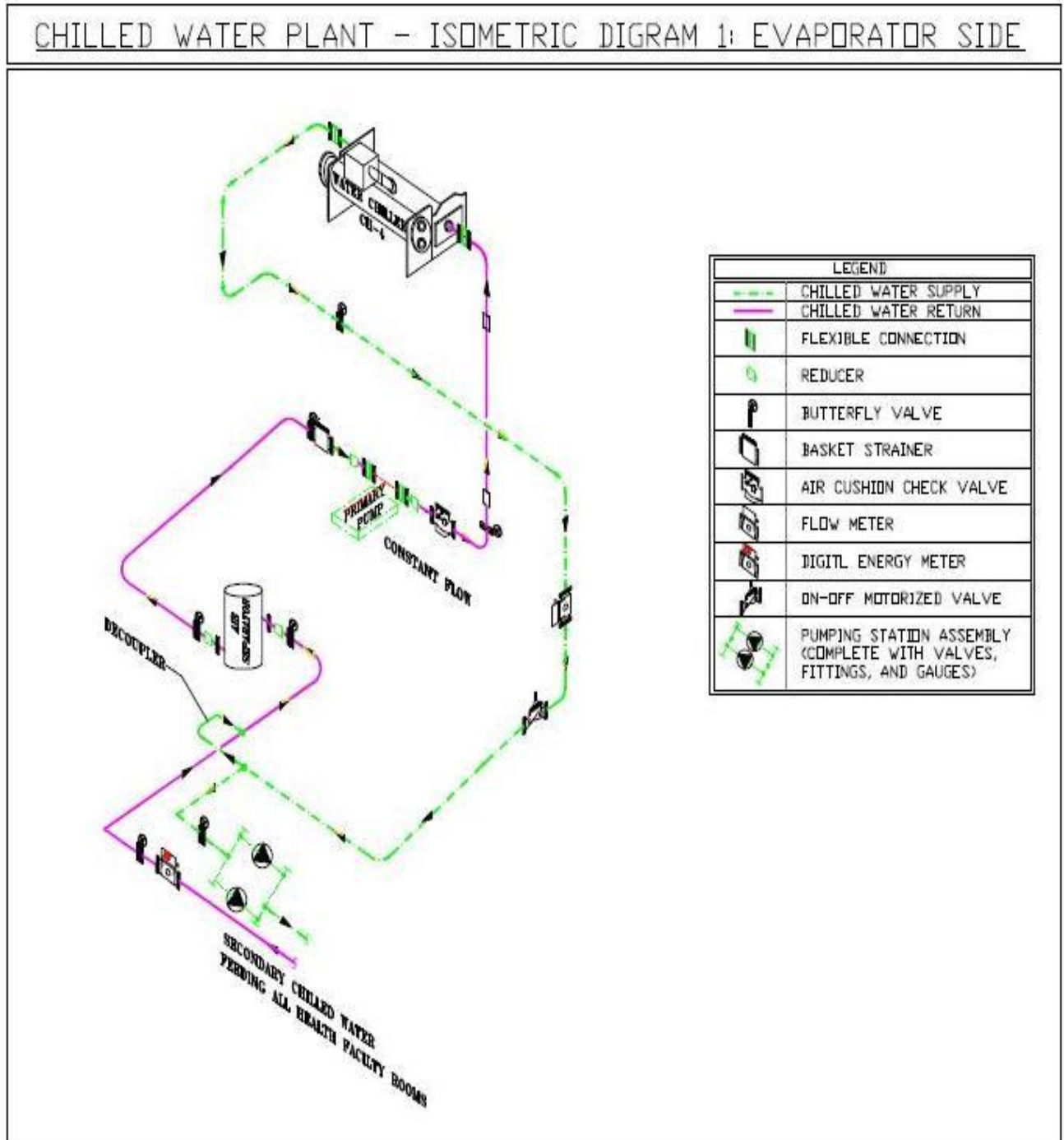
3. Plan du refroidisseur d'eau (chiller plan) et de la pompe d'apport d'eau glacée aux ventilo-convecteurs. Une pompe de refroidissement du condenseur, une pompe d'arrosage et une pompe pour le rinçage des toilettes transportent l'eau traitée pour être réutilisée.



4. Diagramme isométrique de la tour de refroidissement (sur le toit) et du refroidisseur à eau (au sous-sol)/ refroidissement du condenseur



5. Diagramme isométrique du refroidisseur à eau et de l'alimentation en eau glacée



VOIR LES AUTRES PLANS ET LES DESSINS INDUSTRIELS RELATIFS A  
CET ETABLISSEMENT ET AUX SERVICES MECANIQUES DANS LE  
DOSSIER 1 CI-JOINT



ANNEXE X

CRITERE DE CONCEPTION ET ESTIMATION DE LA CHARGE  
FRIGORIFIQUE DE L'ETABLISSEMENT MEDICAL

(VOIR DOSSIER 2)

**BIBLIOGRAPHIES**

1. ASHRAE Handbook, ISBN 0-910110-87-5, Ed.: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, 1992.
2. PITA, E., 1989. Cooling load calculations. In *Air conditioning principles and systems*. PRENTICE HALL, Englewood Cliffs, New Jersey 07632, p127-153.
3. PITA, E., 1989. Solar heating and cooling systems. In *Air conditioning principles and systems*. PRENTICE HALL, Englewood Cliffs, New Jersey 07632, p474-495.
4. J.M. Michael and N.S. Howard, '*Fundamentals of Engineering Thermodynamics*', Third Edition, John Wiley & Sons, Inc., 1996.
5. C.L. Jean, 'Aspects Thermodynamiques et Technico-économiques des Systèmes à Absorption Liquide', Institut Français du Froid Industriel, 2001.
6. E J. A., BECKMANN W.A., Solar engineering of thermal processes, John Wiley & Sons, p 9DUFFI13
7. Fenhann, J., Projections of Emissions of Greenhouse Gases, Ozone precursors and Sulphur Dioxide from Danish Sources until 2010, The Danish Energy Agency, December 1999.
8. Leng, G., RETScreen International: A Decision-Support and Capacity-Building Tool for Assessing Potential Renewable Energy Projects, UNEP Industry & Environment, 3rd Quarter, 2000.
9. ANDY PEARSON, 2008. *Ammonia's future*. ASHRAE Journal, February 2008 Issue, p30-34.
10. ASHRAEGreenGuide\_12\_23\_03\_forBookstore.
11. ASPE- American Society of plumbing Engineers.
12. National Standard Plumbing Code 2006 21.
13. LEED 2009 for New Construction and Major Renovation

14. [www.salmson.com](http://www.salmson.com)
15. [www.grundfos-pump.com](http://www.grundfos-pump.com)
16. Site internet de la société TRANE (site consulté en Juin 2012). Adresse URL :<http://www.trane.com/>
17. Site internet de la société YAZAKI (site consulté en Juin 2012). Adresse URL :<http://www.yazakienergy.com/>
18. L'énergie solaire (site consulté en juin 2012). Adresse URL: <http://www.energiesolaire.org/climatisation-solaire.html>

## RESUMÉ

L'objectif principal de la conception mécanique de l'établissement médical de Rmeich est de remplacer les installations mécaniques traditionnelles de façon à assurer les besoins énergétiques de l'établissement tout en préservant l'environnement des habitudes de consommation énergivores. Les installations conçues puisent de l'énergie renouvelable et les émissions des GES seront réduites.

Le GWP, critère de mesure de l'échauffement global de la terre, sera réduit pour aboutir à la réalisation d'un établissement typique du point de vue dégagement réduit de gaz nocifs provoquant l'effet de serre qui a des conséquences néfastes qu'on ne peut pas les négliger.

Le contrôle et la gestion des équipements consommateurs de l'électricité et des combustibles fossiles furent l'une des bases de notre conception. On a aussi recourt à la récupération de l'énergie dans certains systèmes mécaniques.

La consommation en eau potable dans cet établissement a été aussi fortement réduite suite à une conception qui respecte le LEED en énergie et au traitement des eaux usées qui seront réutilisées pour divers systèmes mécaniques.

## ABSTRACT

The main objective of the mechanical design of Rmeich medical establishment is to replace the traditional mechanical systems to ensure the facility's energy needs while protecting the environment from energy consumption habits. Facilities designed to draw renewable energy and therefore GHG emissions will be reduced.

GWP, criterion for measuring the overall heating of the earth, will be reduced to achieve the realization of a typical in terms of reduced release of harmful gases causing the greenhouse effect which has negative consequences that cannot be ignored. Control and management of equipment consumers of electricity and fossil fuels were one of the foundations of our conception. It also uses the energy recovery in some mechanical systems.

Consumption of water in this establishment has been greatly reduced due to a design that meets the LEED energy and wastewater treatment that will be reused for various mechanical systems.