

REPUBLIQUE DU SENEGAL
UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR



GM 0499

ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE
CENTRE DE THIES
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

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

**Organisation et aspects énergétiques d'un centre
d'essaimage et d'une unité de production agro-
avicole dans le cadre du programme
COL.ES.COOP.**

Auteurs : Papa Abdoulaye DIALLO
Mouhamadou GUEYE

Directeur : Dr. Banda NDOYE

Juillet 2007

DEDICACES

Papa Abdoulaye DIALLO

Je dédie ce modeste travail

A mon père et à ma mère ;

A mes deux frères ;

A mes cousins et cousines ;

A mes grandes mères ;

A mes tantes : Ndéye GAYE, Binta BA, Diénaba BA, Yandé DIALLO, Ndiémé CISSE et sa famille, Kiné DIAW, ta Coucouta et sa famille à Thiès ;

A mes oncles : Lamine NDIAYE, Moustapha et Abdoulaye GAYE, Moussa DIALLO ;

A toute la famille à Podor.

Mouhamadou GUEYE

Je dédie ce modeste travail

A ma défunte mère (que la miséricorde d'Allah l'accompagne dans sa demeure et le jour dernier) ;

A mon père ;

A mes frères et sœurs ;

A tous mes amis ;

A toute ma famille ;

REMERCIEMENTS

Après avoir rendu grâce à Dieu et à son Prophète (PSL) ;

Nous aimerions adresser nos sincères remerciements à tous ceux qui de près ou de loin nous ont apporté leur aide, notamment :

A M Banda NDOYE, professeur à l'ESP ;

A M Mamadou Lamine DIALLO, professeur à l'ESP au département génie civil ;

A M Saboury NDIAYE, élève ingénieur en agronomie à ENSA ;

A M Abdourahmane TAMBA, Ingénieur agronome à ISRA ;

A la 8^{ème} promotion mécano-civil ;

A l'ensemble du corps professoral de l'ESP centre de Thiès ;

A la famille Polytechnicienne à laquelle nous sommes fiers de faire partie.

SOMMAIRE

Le but de ce projet est de concevoir un modèle physique d'organisation pour un Centre d'essaimage orienté vers la production agro-avicole. Dans la définition des infrastructures, nous cherchons à privilégier des solutions énergétiques diversifiées et les énergies renouvelables en particulier.

L'objectif spécifique du Centre d'essaimage est le renforcement des capacités des populations rurales dans le domaine des techniques nouvelles d'irrigation, d'entreposage des denrées alimentaires et plus généralement dans la gestion d'une ferme moderne. La lutte contre le sous développement et l'exode rural est l'objectif général d'un tel Centre.

Le travail que nous avons mené porte sur les aspects énergétiques des bâtiments et des équipements de production du Centre. Il permet précisément d'éclairer le choix de l'énergie solaire pour l'alimentation du système de pompage, des entrepôts frigorifiques et pour l'électrification des locaux.

Pour déterminer la taille et les caractéristiques des équipements solaires, nous avons utilisé un logiciel « RETScreen International » donné gratuitement par le gouvernement canadien. Ce logiciel nous a permis de répertorier les données météorologiques du lieu du projet à savoir Sangalkam, sis dans le département de Rufisque. La méthode de dimensionnement utilisée est basée sur l'ensoleillement mensuel moyen le plus défavorable de l'année.

La puissance crête nécessaire au fonctionnement du forage est estimée à 21 440 Wc pour un volume minimal pompé de 240 m³ correspondant au mois de Décembre et celle nécessaire à l'électrification des locaux est de 123 689 Wc. La batterie d'accumulateurs pour les locaux a une capacité de 9 829 Ah et une autonomie de 2 jours et celle des entrepôts frigorifiques a une capacité de 15 127 Ah et une autonomie de 2 jours. Avec des puissances de refroidissement de 87.5 kW pour l'entrepôt des volailles et de 35 kW pour les entrepôts des œufs et des fruits et légumes, ces chambres froides ont respectivement une cadence maximale journalière de 13,125 t/j, 11,375 t/j et 12,351 t/j.

Puisque ces puissances et ces capacités ont été obtenues pour la période la plus défavorable de l'année, on peut conclure que ces systèmes permettront de satisfaire la demande énergétique durant toute l'année sous un ensoleillement moyen.

Mots-clés : essaimage – agro avicole – énergies renouvelables - RETScreen International
- ensoleillement mensuel moyen – puissance crête – puissance de refroidissement.

Table des matières

DEDICACES.....	I
REMERCIEMENTS.....	II
SOMMAIRE.....	III
LISTE DES FIGURES.....	XII
LISTE DES SYMBOLES.....	XIII
CHAPITRE I: PRESENTATION ET OBJECTIFS DU PROGRAMME COL.ES.COOP ET DU PROJET.....	3
I.1 Présentation du programme.....	3
I.2 Objectifs du programme.....	3
I.3 Objectifs du projet.....	4
I.4 Localisation du projet.....	4
I.5 Infrastructures.....	4
<i>CONCLUSION.....</i>	<i>5</i>
CHAPITRE II: GENERALITES SUR LE RAYONNEMENT SOLAIRE.....	7
II.1. Nature du rayonnement solaire.....	7
II.1.1. Constante solaire.....	7
II.1.2. Distribution spectrale du flux solaire.....	8
II.2. Repérage du soleil dans la voûte céleste.....	8
II.2.1. La déclinaison.....	9
II.2.2. Repérage du soleil dans la voûte céleste.....	9
II.2.3. Masse atmosphérique.....	11
II.3. Flux global et Irradiation globale sur plan incliné.....	11
II.3.1. Flux et Irradiation directs sur plan incliné.....	17
II.3.2. Flux et Irradiation diffus sur plan incliné.....	18
II.3.3. Flux et Irradiation diffus réfléchis sur plan incliné.....	18
II.4. Données météorologiques du site.....	20
CHAPITRE III : STATION DE POMPAGE.....	24
III.1. Besoin en eau.....	24
III.1.1. Hydraulique villageoise.....	24
III.1.2. Hydraulique pastorale.....	24
III.1.3. Hydraulique agricole.....	24
III.2. Evaluation du besoin en eau.....	24
III.2.1 Besoins en hydraulique villageoise (B_{hv}).....	25
III.2.2 Besoins en hydraulique pastorale (B_{hp}).....	25

III.2.3 Besoins en hydraulique agricole (B_{ha})	26
III.2.4 Calcul du besoin en eau globale B	27
III.3 Évaluation des caractéristiques hydrogéologiques du site	27
III.4 Dimensionnement des réseaux du système d'irrigation	29
III.4.1 Le système d'irrigation	31
III.4.2 Dimensionnement des caractéristiques des réseaux de distribution	36
III.4.3 Calcul des pertes de charges dans les réseaux	41
III.4.4 Analyse du résultat du calcul des pertes de charges des points les plus défavorisés	42
III.5 CALCUL DE LA POMPE	42
III.5 .1 Le débit de la pompe	42
III.5 .2 Choix de la pompe	43
III.6 CALCUL DU MOTEUR	43
III.7 LES CARACTERISTIQUES DU FORAGE	44
CHAPITRE IV : ENTREPOSAGE FRIGORIFIQUE	45
IV.1. Données et Restrictions du projet	45
IV.1.1. Causes d'altération des denrées périssables	46
IV.1.1.1. Evolution purement physique	46
IV.1.1.2. Influence des enzymes naturelles	46
IV.1.1.3. Influence des micro-organismes	47
IV.1.1.4. Influence de la température	48
IV.1.1.5. Influence de l'humidité relative	49
IV.1.2. Températures d'entrée et de régime en entreposage	51
IV.1.2.1. Température d'entrée	51
IV.1.2.2. Température de régime	52
IV.1.3. Entreposage frigorifique des denrées d'origine carnée	53
IV.1.3.1. Conservation des Volailles	54
IV.1.3.1.1. Réfrigération	54
IV.1.3.1.2. Congélation	55
IV.1.3.2. Conservation des œufs	56
IV.1.4. Entreposage frigorifique des denrées d'origine végétale	57
IV.1.4.1. Influence de la chaleur vitale	57
IV.1.4.2. Respiration des végétaux	58
IV.1.4.3. Conservation des fruits et des légumes	59
IV.1.5. Méthodes de congélation	61

IV.1.5.1. Congélation lente	61
IV.1.5.2. Congélation rapide	61
IV.1.5.2.1. Par circulation rapide de l'air	61
IV.1.5.2.2. Par contact direct	61
IV.1.5.3 Choix de la méthode de congélation :	61
IV.1.6. Cadence par produit des chambres froides	62
IV.2. Dispositions constructives des entrepôts frigorifiques	63
IV.2.1. Les paramètres environnementaux	64
IV.2.2. Les paramètres internes	65
IV.2.3. Dimensions et choix des constituants des parois	66
IV.2.3.1. Coefficient de conductivité	66
IV.2.3.2. Détermination des épaisseurs des isolants	67
IV.3. Bilan frigorifique des différentes chambres froides	73
IV.3.1. Calcul des charges thermiques externes	74
IV.3.1.1. Charges thermiques par transmission à travers les parois	74
IV.3.1.2. Charge thermique par renouvellement d'air	77
IV.3.1.3. Charge thermique par ouverture des portes	80
IV.3.2. Calcul des charges thermiques internes	80
IV.3.2.1. Charges thermiques internes indépendantes des denrées	80
IV.3.2.1.1. Charge thermique due à l'éclairage	80
IV.3.2.1.2. Charge thermique due aux personnes	81
IV.3.2.2. Charges thermiques internes dépendantes des denrées	82
IV.3.2.2.1. Charge thermique due aux denrées entrantes	82
IV.3.2.2.2. Charge thermique due à la respiration des denrées	84
IV.3.2.2.3. Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur	85
IV.3.2.2.4. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des caissons de traitement d'air	86
IV.3.2.2.5. Puissance frigorifique effective de l'évaporateur	89
IV.4. Le Refroidissement Frigorifique par Absorption	90
IV.4.1. Impact environnemental et choix du Système par Absorption	90
IV.4.2. Constitution du Système Frigorifique par Absorption	91
IV.4.3. Description de fonctionnement	92
IV.4.4. Fluides Frigorigènes	93
IV.4.4.2. Le cycle Eau/Ammoniac	94
IV.4.5. Conditionnement de l'air dans les chambres froides	94

IV.4.6. Choix des Refroidisseurs à absorption	96
IV.5. Dimensionnement du Système Solaire	97
IV.5.1. Dimensionnement des capteurs solaires.....	98
IV.5.1.1. Classification des capteurs thermiques.....	98
IV.5.1.2. Calcul du rendement des capteurs.....	99
IV.5.1.3. Calcul de la Surface brute maximale des capteurs.....	101
IV.5.1.4. Associations des modules des capteurs solaires.....	101
IV.5.2. Dimensionnement des ballons tampons	102
IV.5.2.1. Volume total de stockage	103
IV.5.2.2. Matériau constitutif des ballons tampons	103
IV.5.3. Système d'appoint énergétique.....	104
IV.5.4. Coefficient de Performance des systèmes	105
IV.5.5. Dimensionnement des pompes et de la tuyauterie	106
IV.5.5.1. Calcul des diamètres de la tuyauterie	106
IV.5.5.2. Calcul de la puissance des Pompes et des Moteurs.....	107
IV.5.5.2.1. Puissance mécanique des Pompes	107
IV.5.5.2.2. Puissance Electrique des Moteurs	112
CHAPITRE V : DIMENSIONNEMENT DU CHAMP PHOTOVOLTAÏQUE	113
<i>V.1 Inventaire des besoins en puissance électrique et dimensionnement du système photovoltaïque.....</i>	<i>113</i>
V.1.1 Inventaire des besoins en puissance électrique	113
V.1.1.1 Besoin en puissance électrique des locaux.....	114
V.1.1.2 Besoin en puissance des entrepôts frigorifiques.....	115
V.1.1.2 Besoin en puissance de la station de pompage.....	115
<i>V.2 Dimensionnement du système photovoltaïque.....</i>	<i>115</i>
V.2.1 Présentation du matériel photovoltaïque utilisé	115
V.2.2 Dimensionnement du générateur et de l'onduleur pour le forage	116
V.2.3 Dimensionnement du générateur pour les appareils monophasés	127
VI.1 Coût de construction Génie civil	132
VI.2. Coût des entrepôts frigorifiques.....	133
VI.3 Coût du système photovoltaïque.....	134
VI.4 Coût du matériel d'élevage.....	134
VI.5 Coût du réseau d'irrigation.....	135
VI.6 Coût du matériel roulant.....	136

VI.7 Coût du matériel et mobiliers de bureau	136
VI.8 Coût des matières premières.....	137
VI.9 Coût du personnel.....	138
CONCLUSION GENERALE	139
RECOMMANDATIONS	140
REFERENCES	141
ANNEXES.....	143

Liste des tableaux

Tableau 1 : Répartition spectrale du flux solaire	8
Tableau 2 : Journées représentatives de la moyenne mensuelle	13
Tableau 3 : Albédo du sol	19
Tableau 4 : Les moyennes mensuelles du rayonnement global sur l'horizontal	21
Tableau 5 : Les moyennes mensuelles du rayonnement global sur le plan des capteurs	21
Tableau 6 : Les températures moyennes mensuelles	21
Tableau 7 : Moyennes mensuelles de l'humidité relative	22
Tableau 8 : Moyennes mensuelles de la vitesse du vent	22
Tableau 9 : besoin eau des poulets de chair et poulette	25
Tableau 10 : Besoin en eau des fruits	26
Tableau 11 : Besoin en eau des légumes	26
Tableau 12: Avantages et inconvénients des systèmes d'irrigation	32
Tableau 13: Liste de matériel d'une unité de tête	33
Tableau 14: Les différents types de distributeurs	34
Tableau 15: Caractéristiques du réseau du sous secteur 1(ou2) de mangues	37
Tableau 16: Caractéristique du réseau du secteur de citron	38
Tableau 17: Caractéristique du réseau du secteur d'haricot	39
Tableau 18: Caractéristique du réseau du secteur de citron	40
Tableau 19: Caractéristique du chemin des points les plus défavorisés du réseau d'irrigation	41
Tableau 20: Les pertes de charges sur le chemin des points les plus défavorisés	42
Tableau 21: Caractéristique théorique de la pompe	43
Tableau 22: Températures moyennes des animaux aussitôt après la mort	52
Tableau 23: Conditions de stockage et durée de conservation pour volailles et gibier réfrigérés	55
Tableau 24: Conditions de stockage et durée de conservation pour volailles et gibier congelés	56
Tableau 25: Conditions de stockage et durée de conservation pour fruits et légumes réfrigérés	60
Tableau 26: Caractéristiques des chambres de réfrigération et de congélation	63
Tableau 27: Caractéristiques intérieures des chambres froides	65
Tableau 28: Epaisseurs théoriques des dallages des chambres froide	69
Tableau 29 : Epaisseurs théoriques des planchers hauts des chambres froides	69
Tableau 30: Epaisseurs théoriques des planchers verticales des chambres froides	69
Tableau 31: Coefficient de transmission théorique des planchers bas des chambres froides	70
Tableau 32: Coefficient de transmission théorique des planchers hauts des chambres froides	71
Tableau 33: Coefficient de transmission théorique des planchers verticaux des chambres froides	71
Tableau 34: Epaisseurs et coefficients de transmission thermique pratiques des planchers bas	72
Tableau 35: Epaisseurs et coefficients de transmission thermique pratiques des planchers hauts	72
Tableau 36: Epaisseurs et coefficients de transmission thermique pratiques des murs	73
Tableau 37: Epaisseurs et coefficients de transmission thermique pratiques des portes	73
Tableau 38: Quantité de chaleur à travers les parois verticales	76
Tableau 39: Quantité de chaleur à travers les planchers hauts	76
Tableau 40: Quantité de chaleur à travers les planchers bas	77
Tableau 41: Charge thermique globale par transmission à travers les parois	77
Tableau 42: Taux de renouvellement d'air journalier des chambres froides	78
Tableau 43: Masse volumique de l'air dans les chambres froides	79
Tableau 44: Charge thermique par renouvellement d'air des chambres froides	79
Tableau 45: Charge thermique due aux personnes dans les chambres froides	82
Tableau 46: Charge thermique due aux denrées entrantes des chambres froides	84
Tableau 47: Charge thermique due à la respiration des denrées des chambres froides	85
Tableau 48: Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur des chambres froides	86
Tableau 49: Puissance frigorifique prévisionnelle de l'évaporateur des chambres froides	87
Tableau 50: Caractéristique du caisson de traitement de l'entrepôt des volailles	87

Tableau 51: Caractéristique du caisson de traitement de l'entrepôt des œufs	88
Tableau 52: Caractéristique du caisson de traitement de l'entrepôt des fruits et légumes	88
Tableau 53: Charge due aux moteurs des ventilateurs des caissons	89
Tableau 54: Puissance frigorifique effective des évaporateurs des chambres froides	89
Tableau 55: Caractéristiques du Refroidisseur de la chambre froides des œufs	96
Tableau 56: Caractéristiques du Refroidisseur de la chambre froides des fruits et légumes	96
Tableau 57: Caractéristiques du Refroidisseur de la chambre froides des volailles	97
Tableau 58: Rendement des capteurs des chambres froides	100
Tableau 59: Surface brute maximale des capteurs des chambres froides	101
Tableau 60 : Nombre de modules et débit capteur des chambres froides	102
Tableau 61: Volume des ballons tampons des chambres froides	103
Tableau 62: Puissance des chaudières des différentes chambres froides	105
Tableau 63: Coefficient de Performance de chaque système des chambres froides	106
Tableau 64: Diamètres intérieurs pratiques de la tuyauterie et vitesses pratiques des fluides	107
Tableau 65: Nombre de Reynolds et type d'écoulement dans la tuyauterie des systèmes	109
Tableau 66: Hauteur manométrique des pompes P1 des différents systè	110
Tableau 67: Hauteur manométrique des pompes P2 des différents systèmes	110
Tableau 68: Puissance mécanique des pompes P1 et P2 des systèmes des chambres froides	111
Tableau 69: Puissance électrique des moteurs des pompes	112
Tableau 70: Besoin en puissance électrique des locaux	114
Tableau 71: Puissance électrique des caissons de traitement d'air	115
Tableau 72: Puissance électrique du local technique	115
Tableau 73: Consommation électrique journalière du forage	116
Tableau 74: Charge rectifié du forage	117
Tableau 75: Quelques valeurs pour le 1 ^o jour du mois de décembre	117
Tableau 76: Paramètres de quelques valeurs	118
Tableau 77: Valeurs horaires de $H_r(\beta)$	119
Tableau 78: Caractéristiques des modules	120
Tableau 79: Puissance du générateur du forage	121
Tableau 80: Chutes de tension admissible dans les câbles	125
Tableau 81: Caractéristiques de l'onduleur	127
Tableau 82: Puissance du générateur des appareils monophasés	129
Tableau 83: Coût du génie civil	132
Tableau 84: Coût total des entrepôts frigorifiques	133
Tableau 85: Coût du système photovoltaïque	134
Tableau 86: Coût du matériel d'élevage	134
Tableau 87: Coût du réseau d'irrigation	135
Tableau 88: Coût du matériel roulant	136
Tableau 89: Coût du matériel et mobilier de bureau	136
Tableau 90: Coût des matières premières	137
Tableau 91: Coût matière première pour l'agriculture	138
Tableau 92 : Coût du personnel	138

Liste des figures

FIGURE 21 : MOUVEMENT APPARENT DU SOLEIL AUX EQUINOXES.....	10
FIGURE 22 : MOUVEMENT APPARENT AU SOLSTICE D'HIVER.....	10
FIGURE 23 : MOUVEMENT APPARENT AU SOLSTICE D'ETE.....	11
FIGURE 24 : REPERAGE DU SOLEIL.....	11
FIGURE 32 : LES DIFFERENTS SYSTEMES D'IRRIGATION.....	31
FIGURE 33 : RESEAU D'IRRIGATION GOUTTE A GOUTTE.....	33
FIGURE 34 : PLAN DE DISTRIBUTION.....	35
FIGURE 35 : DISPOSITION DES GOUTTEURS POUR LES ARBRES.....	36
FIGURE 36 : SERVICE EN ROUTE.....	41
FIGURE 41 : EVOLUTION DES BACTERIES PAR LE TEMPS.....	50
FIGURE 42 : PERTE DE POIDS PAR LE TEMPS D'ENTREPOSAGE.....	50
FIGURE 43 : PERTE DE POIDS PAR LA VITESSE DE L'AIR.....	51
FIGURE 44 : MODELE ENTREPRISE DES DIFFERENTS ENTREPOTS FRIGORIFIQUES.....	64
FIGURE 45 : LES ELEMENTS DE BASE D'UNE MACHINE A ABSORPTION.....	91
FIGURE 46 : DESCRIPTION FONCTIONNELLE DU CYCLE DE REFROIDISSEMENT PAR ABSORPTION.....	93
FIGURE 47 : CIRCULATION DE L'AIR DANS LES CHAMBRES FROIDES.....	95
FIGURE 48 : SCHEMA DE PRINCIPE DU SYSTEME ENERGETIQUE DE PRODUCTION DE FROID.....	98
FIGURE 51 : SCHEMA DE CAHAGE.....	122
FIGURE 52 : CHUTE DE TENSION EN FONCTION DU COURANT.....	124

Liste des symboles

COLESCOOP : Colonies d'Essaimage et de Coopération

COP : Coefficient de Performance

HMT : Hauteur manométrique

D.G.P.R.E : Direction de Gestion et de Planification des Ressources en Eaux

Liste des annexes

Annexe A : Plan d'aménagement du Centre d'essaimage

Annexe B2 : Densité d'entreposage de différentes marchandises

Annexe B3 : Coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide en fonction du type d'entreposage des marchandises.

Annexe B4 : Diagramme de Mollier ou Diagramme de l'air humide

Annexe B5 : Résistances thermiques superficielles des parois d'une chambre froide

Annexe B6 : Coefficient transmission thermique K d'une paroi type sandwich composée d'une âme en mousse rigide de polyuréthane et de deux revêtements métalliques.

Annexe B7 : Coefficient de transmission thermique K d'une porte isolante de chambre froide composée d'une âme en mousse rigide de polyuréthane et de deux faces métalliques.

Annexe B8 : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide

Annexe B9 : Chaleur massique de respiration de quelques denrées (fruits et légumes)

Annexe B10 : Catalogue des caissons de traitement d'air de la série 39 HH 100 de Carrier

Annexe B11 : Catalogue des caissons de traitement d'air de la série CTB₂ de Hydronic

Annexe B12 : Catalogue des refroidisseurs de la série 116 CRCH de Carrier

Annexe B13 : des capteurs thermiques OPC 15S de AMK Solar System Catalogue

Annexe B14 : Caractéristiques du fluide caloporteur : Gilotherm

Annexe B15 : Caractéristiques des tubes en acier

Annexe C1 : Caractéristiques électrique des modules PV

Annexe C2 : Courbes de l'intensité en fonction du courant

Annexe C3 : Portrait du panneau photovoltaïque

Annexe C4 : Caractéristiques de l'onduleur

Annexe C5 : Caractéristique des batteries

Introduction

L'économie nationale du Sénégal est en grande partie axée sur le développement de l'agriculture et de l'élevage. En effet, dans les localités où les cours d'eau et les étendues d'eau sont presque inexistantes et malgré l'installation des forages fonctionnant avec de l'électricité du réseau de la SENELEC dont les coûts d'exploitation très élevés sont conjugués à de nombreux délestages, l'agriculture et l'élevage se trouvent souvent confrontés à des problèmes d'approvisionnement en eau et en énergie électrique notamment.

En conséquence, la production moyenne annuelle des denrées alimentaires ne donne guère satisfaction et, nous enregistrons chaque année au Sénégal une grande perte de récoltes à cause du manque de structures adéquates de conservation de ces denrées.

Pour remédier à cette situation, nous faisons appel aux énergies renouvelables dont les coûts de fonctionnement sont minimes par rapport au réseau de la SENELEC, malgré un investissement de départ un peu lourd. L'utilisation de l'énergie solaire devrait permettre à ces localités d'être totalement autonomes en énergie, de pouvoir conserver leurs denrées alimentaires sans risque de détérioration et d'avoir une autonomie annuelle en eau.

Ce projet porte sur l'organisation rationnelle d'un centre d'essai qui comprend une unité de production agro avicole. Il définit les conditions qui permettent d'effectuer le dimensionnement des systèmes solaires qui sont appropriés pour le pompage de l'eau du forage, l'électrification des différents locaux, et la conservation des denrées alimentaires dans les entrepôts frigorifiques.

Pour s'assurer que les systèmes définis pourront satisfaire les demandes annuelles en énergie, nous avons utilisé, pour le dimensionnement de ces systèmes, l'ensoleillement moyen annuel le plus défavorable de l'année.

Nous avons réparti notre étude sur cinq chapitres :

Le premier est consacré à la présentation et aux objectifs de COLESCOOP et du projet.

Le deuxième traite des aspects généraux du rayonnement solaire.

Le troisième aborde la question du système de pompage.

Le quatrième est consacré à la conception des entrepôts frigorifiques.

Le cinquième traite du dimensionnement du champ photovoltaïque.

Le sixième se rapporte à l'évaluation économique du projet.

Et en dernier lieu, nous présentons la conclusion et les recommandations tirées de cette étude.

CHAPITRE I: PRESENTATION ET OBJECTIFS DU PROGRAMME COL.ES.COOP ET DU PROJET

I.1 Présentation du programme

L'essaimage est dans son sens premier un phénomène observé dans les ruches d'abeilles, quand une partie des abeilles quitte la ruche avec une reine (l'essaim) pour former une nouvelle colonie.

L'essaimage désigne par extension la démarche consistant pour une entreprise à aider un (ou plusieurs) de ses salariés à créer sa propre société ou à reprendre une. Il s'agit d'une mesure d'accompagnement de départ. L'aide apportée peut être matérielle (l'entreprise fournit les technologies nécessaires), financière, logistique ou encore commerciale (l'entreprise s'engage à passer des commandes).

Le programme COL.ES.COOP (Colonie d'Essaimage et de Coopération) favorise la création de centres pilotes avi-agricoles dans des zones où ils n'existent pas encore.

Ces centres pilotes auront pour objectifs :

- ✓ d'assurer l'alphabétisation et la formation professionnelle des populations rurales sur l'horticulture, l'arboriculture et l'aviculture ;
- ✓ de promouvoir une production avicole, horticole et fruitière qui soit performante;
- ✓ de couvrir une bonne gestion du crédit mutuel d'essaimage ;
- ✓ de mettre en place un service technique (vétérinaire, gestion administrative) ;
- ✓ d'assurer l'entreposage de produits frais.

I.2 Objectifs du programme

Le programme COL.ES.COOP est axé essentiellement sur la production agro avicole et ambitionne de contribuer à :

- ✓ l'augmentation de la production agro avicole nationale et au volume des exportations vers la sous régions (Guinée, Gambie, Mali, Mauritanie, etc.) ;
- ✓ la mise à la disposition des consommateurs des produits de grande qualité à des prix très compétitifs ;
- ✓ la lutte contre l'exode rural par la création d'emplois permanents et saisonniers ;
- ✓ l'augmentation des revenus annuels des coopératives agro avicoles.

Ainsi, le projet que nous menons entre dans le cadre du programme COL.ES.COOP et contribue plus particulièrement dans le domaine énergétique du centre d'essai.

1.3 Objectifs du projet

Le projet vise à :

- ✓ préciser le modèle physique et le design d'un centre d'essai qui comprend une unité de production agro avicole;
- ✓ concevoir avec précision l'organisation du système;
- ✓ prévoir une solution énergétique diversifiée faisant appel aux énergies renouvelables;
- ✓ dimensionner chaque sous système énergétique;
- ✓ élaborer une étude de faisabilité du centre d'essai et des unités qui prennent en compte l'organisation requise et l'évaluation de l'impact environnemental.

1.4 Localisation du projet

Le projet sera implanté dans la région de Dakar, département de Rufisque, plus précisément à Sangalkam.

Le projet présente l'avantage d'être implanté dans la zone des Niayes encore appelée ceinture verte de Dakar, qui est par essence une zone à vocation agricole.

1.5 Infrastructures

Il s'agit essentiellement (voir annexe A) :

- ✓ du campus scolaire composé des salles de classe horticulture, arboriculture, aviculture et alphabétisation et gestion. Les salles de classes auront une surface bâtie de 210 m² et recevront en moyenne 20 élèves. Ces derniers vont assister dans les activités du centre à savoir dans le domaine de la production avicole au niveau des batteries de ponte et aussi dans celui de la production agricole des champs environnants ;
- ✓ des locaux administratifs composés de l'administration, d'une salle de réunion, de l'intendance et de la gestion du crédit mutuel. Ces locaux auront une surface bâtie de 450 m² ;
- ✓ du service médical composé de l'infirmerie et du vétérinaire. Il occupera une surface bâtie de 130 m². Le vétérinaire va assurer le suivi des vaccins en fonction de la période de croissance des poussins ;
- ✓ du campus social composé de l'hébergement des permanents et de la cantine pour la restauration. Il aura une surface bâtie de 206 m² ;
- ✓ des locaux techniques composés de la salle des machines, du pilotage technique et du cabinet du vétérinaire. Ils auront une surface bâtie de 170 m² ;
- ✓ des entrepôts frigorifiques dont celui des volailles, des œufs frais et des fruits et légumes qui occuperont une surface bâtie de 300 m². Ils vont assurer la conservation de ces denrées des les périodes où la production sera inexistante ;
- ✓ de la gestion de l'exploitation et vigile qui va assurer la sécurité des biens et des personnes du centre ;
- ✓ du forage et réservoir ; le forage fonctionne grâce à une motopompe alimentée par des modules photovoltaïques ;
- ✓ de deux batteries de ponte d'une surface bâtie de 1800 m². Ces batteries reçoivent de l'électricité à partir des modules photovoltaïques qui vont garantir l'éclairage des poussins durant le jour et la nuit.

Conclusion

COL.ES.COOP est un programme de développement orienté vers l'agro aviculture. Ce programme vise à améliorer les techniques agro avicoles, à lutter contre l'exode rural par la

création d'emplois permanents et saisonniers et d'augmenter les revenus annuels des coopératives agro avicoles.

Ce programme fait appel à la création de centres pilotes qui vont assurer le renforcement des capacités des populations rurales dans le domaine des techniques nouvelles d'irrigation, d'entreposage des denrées alimentaires et plus généralement dans la gestion d'une ferme moderne.

Pour atteindre ces différents objectifs il est nécessaire de mener une étude détaillée des aspects énergétiques et financiers de tels centres laquelle fera l'objet des prochains chapitres.

CHAPITRE II: GENERALITES SUR LE RAYONNEMENT SOLAIRE

Avant d'entrer dans les détails du dimensionnement des capteurs thermiques et des cellules photovoltaïques, certains principes de base méritent d'être soulignés afin de mieux structurer le modèle considéré.

II.1. Nature du rayonnement solaire

Le soleil est composé à 80 % d'hydrogène et 19 % d'hélium, le 1 % restant étant un mélange de plus de 100 éléments, soit pratiquement tous les éléments chimiques connus. Il est généralement accepté que la source d'énergie du soleil est une réaction thermonucléaire hydrogène – hélium ; les détails de cette réaction sont peu connus et jamais encore observés en laboratoire. Mais on admet que le soleil rayonne à peu de chose près comme s'il s'agissait d'un corps noir ayant un diamètre de 1,39 millions de km et porté à une température de 5 762 K. Cette température dite température apparente du soleil ne correspond pas à la réalité physique car on estime en effet que dans les couches gazeuses internes, les températures peuvent atteindre 10 à 20 millions de K. Cependant, l'observation de l'intensité du flux solaire et sa distribution spectrale conduit à la définition de la température apparente [1].

La puissance rayonnée à la surface du soleil est donc à peu près égale à $\pi D^2 \sigma T^4$ soit

$3,79 \cdot 10^{26}$ W. Seule une puissance de l'ordre de $1,7 \cdot 10^{17}$ W est interceptée par la terre ; 30% de ce flux est réfléchi vers l'espace, 47 % est absorbé et réémis vers l'espace sous forme de rayonnement dans l'infrarouge, 22,5 % sert de source d'énergie au cycle d'évaporation – précipitation de l'atmosphère et 0,5 % se retrouve sous forme de photosynthèse dans les plantes.

II.1.1. Constante solaire

Le flux solaire moyen sur un plan perpendiculaire à la direction des rayons et placé en dehors de l'atmosphère terrestre est appelé constante solaire I_0 . La valeur moyenne approximative est $\bar{I}_0 = 1360 \text{ W/m}^2$. La mesure la plus récente effectuée à bord des satellites donne pour la constante solaire : $1367 \pm 7 \text{ W/m}^2$.

Cette valeur est la moyenne sur l'année du flux extraterrestre. En effet, la trajectoire de la terre autour du soleil étant elliptique, il s'en suit une variation saisonnière de $\pm 1,6$ % de la distance terre soleil et donc une variation de ce flux ; d'où la formule empirique permettant de tenir compte de l'influence de cette variation [1] :

$$I_0 = 1360 (1 + 0,033 \cos J) \quad (2.1)$$

Où $J = 0,984 j$, j étant le jour de l'année.

II.1.2. Distribution spectrale du flux solaire

On appelle spectre solaire, la répartition en longueurs d'onde du rayonnement électromagnétique du soleil.

La distribution spectrale du flux solaire en dehors de l'atmosphère est très proche de celle d'un corps noir à 5762 K.

La répartition de l'énergie solaire dans les trois bandes du spectre de rayonnement thermique est donnée dans le tableau 1.

	% E (Solaire)	% E (Corps noir 5762 K)
Ultraviolet $\Gamma < 0,38$	7 %	9,9 %
Visible $0,38 < \Gamma < 0,78$	47,3 %	46,4 %
Infrarouge $0,78 < \Gamma < 15$	45,1 %	43,6 %

Tableau 1 : Répartition spectrale du flux solaire

On note que l'écart entre les distributions spectrales par bandes larges d'un corps noir à 5762 K et du soleil est généralement inférieur à 3 %, ce qui permet de supposer que le rayonnement d'un corps noir est une approximation acceptable du rayonnement solaire en ce qui concerne les applications thermiques à basse température.

II.2. Repérage du soleil dans la voûte céleste

Plutôt que d'étudier le mouvement de la terre sur son axe de rotation et sur sa trajectoire autour du soleil, nous examinerons le mouvement apparent du soleil dans la voûte céleste. Le repérage du soleil permettra ainsi le calcul des flux sur des plans d'orientation quelconque.

II.2.1. La déclinaison

On appelle déclinaison δ l'angle formé par la direction du soleil avec l'équateur. Elle varie entre $-23^{\circ}27'$ et $+23^{\circ}27'$.

Le point de l'écliptique où elle est maximale positive ($+23^{\circ}27'$) est appelé le solstice d'été ; il se situe aux environs du 22 Juin. Le point de l'écliptique où elle est maximale négative ($-23^{\circ}27'$) est appelé solstice d'hiver ; il se situe aux environs du 22 Décembre. Les points de l'écliptique où la déclinaison est nulle sont appelés les équinoxes : 21 Mars et 21 Septembre.

La valeur de la déclinaison peut être calculée par la relation suivante :

$$\delta = 23,45^{\circ} \cdot \sin [0,986(j + 284)] \quad (2.2)$$

Où j est le numéro du jour de l'année ($j = 1$ le 1^{er} Janvier) $1 \leq j \leq 366$.

II.2.2. Repérage du soleil dans la voûte céleste

Le mouvement apparent du soleil vu par un observateur fixe en un point de latitude L au Nord de l'équateur est représenté sur la figure 1, 2 et 3. On notera qu'aux équinoxes, le soleil décrit un arc de cercle de 180° dans la voûte céleste à raison de 15° par heure, ce qui donne des journées de 12 heures. Au midi solaire, l'angle que fait la direction du soleil avec l'axe vertical est égal à la latitude du lieu L .

Le repérage du soleil se fait par l'intermédiaire de deux angles, voir figure 4:

- a) Azimut a : angle que fait la projection de la direction du soleil avec la direction du Sud, cet angle étant mesuré positivement vers l'Ouest ;
- b) Hauteur h : angle que fait la direction du soleil avec sa projection. Le complément de h ou l'angle que fait la direction du soleil avec la verticale est appelé angle Zénithal.

Ces deux angles sont fonction de :

- ✓ La latitude du lieu
- ✓ La date (jour de l'année)
- ✓ L'heure dans la journée.

Introduisant l'angle horaire ω , défini comme ainsi :

$$\omega = 15^{\circ} \cdot (H - 12) \quad (2.3)$$

Avec :

H = heure dans la journée.

On exprime l'azimut a et la hauteur h en fonction de L , δ et ω par les relations suivantes :

$$\sin h = \sin L \sin \delta + \cos L \cos \delta \cos \omega \quad (2.4)$$

$$\sin a = \frac{\cos \delta \sin \omega}{\cos h} \quad (2.5)$$

Le calcul de l'angle solaire au lever et au coucher s'obtient en écrivant $\sin h = 0$;

(2.4) donne:

$$\cos \omega_s = -\tan L \tan \delta \quad (2.6)$$

Où ω_s est l'angle au lever ou au coucher.

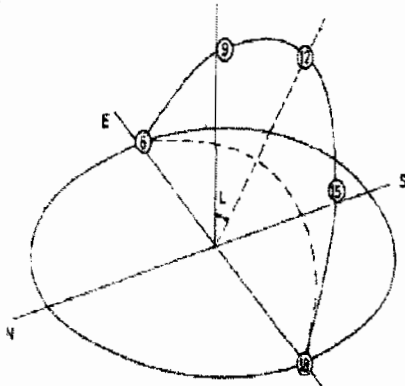


Figure 2.1 : Mouvement apparent du soleil aux équinoxes

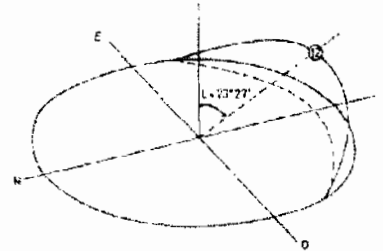


Figure 2.2: Mouvement apparent au solstice d'hiver

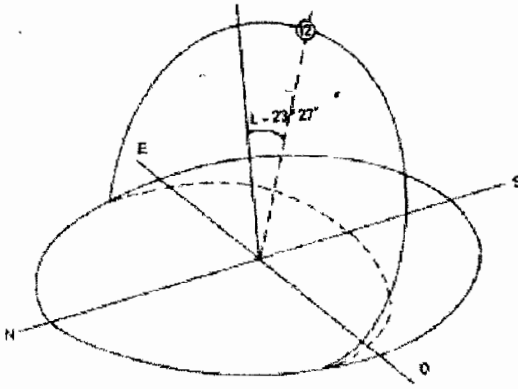


Figure 2.1 : Mouvement apparent au solstice d'été

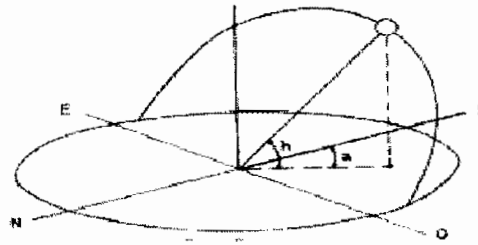


Figure 2.2 : Repérage du soleil

II.2.3. Masse atmosphérique

Un rayon lumineux qui traverse l'atmosphère est atténué par chaque molécule ou particule rencontrée. Son intensité au sol dépend donc de la longueur du trajet dans l'atmosphère.

On définit la masse atmosphérique m , en prenant pour unité l'épaisseur verticale de l'atmosphère moyenne au dessus du niveau de la mer, par la formule :

$$m = \frac{1}{\sin h} \quad (2.7)$$

- ✓ $m = 1$ ou air – masse 1 (AM 1) : le soleil est au zénith, $h = 90^\circ$
- ✓ $m = 2$ ou air – masse 2 (AM 2), $h = 30^\circ$
- ✓ $m = 3$ ou air – masse 3 (AM 3), $h = \arcsin (1/3)$
- ✓ etc.
- ✓ $m = 0$ ou air – masse 0 (AM 0), hors atmosphère.

La moitié de la masse des gaz atmosphérique est compris entre le sol et l'altitude 5 Km, où règne une pression deux fois moindre qu'au niveau de la mer. 90 % de l'atmosphère se trouve en dessous de 15 Km d'altitude où la pression n'est plus que de 100 millibars.

II.3. Flux global et Irradiation globale sur plan incliné

Concernant la conception des capteurs solaires, il est nécessaire de calculer les flux solaires sur des plans d'orientation quelconque. Un tel plan reçoit [1] :

- ✓ Un flux direct I_{bi} ,
- ✓ Un flux diffus provenant de la voûte céleste I_{di} ,
- ✓ Un flux diffus réfléchi I_{ri} ayant pour origine la réflexion du flux global sur le sol avoisinant.

Surface horizontale en dehors de l'atmosphère

Pour un site donné, à date et heure données, le flux sur un plan horizontal I_{oh} étant égal à la composante normale du flux solaire, on a :

$$I_{oh} = I_o \sin h \quad (2.8)$$

L'irradiation journalière ou énergie reçue par jour sur une surface horizontale H_o s'obtient ainsi :

$$H_o = \left(\frac{86400}{\pi}\right) I_o \cos L \cos \delta \left(\sin \omega_s - \frac{\pi \omega_s}{180} \cos \omega_s\right) \quad (2.9)$$

I_o étant exprimée en W/m^2 , ω_s en degrés et H_o en $Joules/m^2$.

H_o varie très peu d'un jour à l'autre d'un même mois, le calcul peut être fait une fois par mois en remplaçant H_o par sa moyenne mensuelle $\overline{H_o}$. Et, plutôt que de calculer $\overline{H_o}$ en moyennant les valeurs H_o de chaque jour du mois, nous pouvons prendre pour H_o , la valeur de H_o correspondant au milieu du mois, ou mieux encore, la valeur de H_o correspondant aux journées suivantes qui sont plus représentatives de la moyenne mensuelle

Mois	Jours du Mois	Jour de l'Année (j)
Janvier	17	17
Février	16	47
Mars	16	75
Avril	15	105
Mai	15	135
Juin	11	162
Juillet	17	198
Août	16	228
Septembre	15	258
Octobre	15	288
Novembre	14	318
Décembre	10	344

Tableau 2 : Journées représentatives de la moyenne mensuelle

Surface d'orientation quelconque en dehors de l'atmosphère

Soit une surface plane inclinée d'un angle i par rapport à l'horizontale et orientée vers une direction faisant un angle c par rapport au Sud (c est positif vers l'Ouest). On définit la surface équivalente comme étant une surface horizontale en un point de la terre de coordonnées telles que cette surface soit parallèle à la surface initiale. Ces deux surfaces étant parallèles, le flux sur la surface inclinée est le même que celui sur la surface équivalente.

Pour trouver la latitude de la surface équivalente L_e et le décalage ou différence de longitude d , on projette ces deux surfaces sur le plan de l'équateur et le plan du méridien m , et

On obtient:

$$\cos L_c \sin d = \sin i \sin c \quad (2.10)$$

$$\sin L_c = \cos i \sin L - \sin c \cos L \quad (2.11)$$

Connaissant les coordonnées de la surface équivalente, on écrit que le flux sur la surface inclinée I_{o_i} , en dehors de l'atmosphère, est égal au flux sur la surface équivalente. Cette dernière étant horizontale et, soit h_c la hauteur du soleil par rapport à la surface équivalente, on a :

$$\sin h_c = \sin L_c \sin \delta + \cos L_c \cos \delta \cos (\omega - d) \quad (2.12)$$

$$I_{o_i} = I_o \sin h_c \quad (2.13)$$

L'irradiation journalière du plan incliné H_{o_i} est obtenue par l'intégrale :

$$H_{o_i} = \int_{\omega_i}^{\omega_z} I_o \sin h_c \frac{d(TS)}{d\omega} d\omega$$

Soit ω_{sc} l'angle horaire du coucher du soleil sur la surface équivalente, on a :

$$\cos \omega_{sc} = - \tan L_c \tan \delta \quad (2.14)$$

ω_i et ω_z sont respectivement l'angle horaire du lever et du coucher du soleil sur le plan incliné, on a donc :

$$\omega_i = \max \{- \omega_s, d - \omega_{sc}\} \quad (2.15)$$

$$\omega_z = \inf \{\omega_s, d + \omega_{sc}\} \quad (2.16)$$

On obtient après intégration :

$$H_{0i} = \left(\frac{12 \times 3600}{\pi} \right) I_0 \cos L_e \cos \delta \left\{ \sin(\omega_s - d) - \sin(\omega - d) - \frac{\pi(\omega_s - \omega)}{180} \cdot \cos \omega_{se} \right\} \quad (2.17)$$

Surface horizontale au niveau du sol

Avant d'atteindre le sol, le rayonnement solaire est atténué par l'atmosphère et les nuages. Le rapport entre le rayonnement au sol et le rayonnement extraterrestre est appelé indice de clarté K_t , qui est un paramètre météorologique du lieu. La moyenne mensuelle de l'indice de clarté $\overline{K_t}$, est définie par :

$$\overline{K_t} = \frac{\overline{H_h}}{\overline{H_o}} \quad (2.18)$$

Avec :

$\overline{H_h}$ est la moyenne mensuelle de l'irradiation globale sur un plan horizontal.

$\overline{H_o}$ est la moyenne mensuelle de l'irradiation extraterrestre sur le même plan horizontal.

Calcul de l'ensoleillement horaire diffus et direct sur une surface horizontale

Le calcul de la moyenne mensuelle de l'irradiation du rayonnement diffus $\overline{H_d}$ sur une surface horizontale se fait en utilisant la corrélation de COLLARES-PEREIRA et RABL [1], qui prend en compte la longueur de la journée :

$$\frac{\overline{H_d}}{\overline{H_h}} = 0.775 + 0.0061(\omega_s - 90) - [0.505 + 0.0046(\omega_s - 90)] \cdot \cos[114.5(\overline{K_t} - 0.9)] \quad (2.19)$$

LIU et JORDAN [1] ont montré que pour le jour moyen, on peut déduire la moyenne mensuelle du flux diffus sur une surface horizontale $\overline{I_d}$ pour chaque angle horaire ω par la formule :

$$\frac{\overline{I_d}}{\overline{H_d}} = r_d(\omega, \omega_s) \quad (2.20)$$

Avec :

$$r_d(\omega, \omega_s) = \left(\frac{\pi}{24}\right) \frac{\cos\omega - \cos\omega_s}{\sin\omega_s - \left(\frac{\pi\omega_s}{180}\right)\cos\omega_s} \quad (2.21)$$

Ils ont aussi montré que :

$$\frac{\bar{I}_h}{\bar{H}_h} = r_h(\omega, \omega_s) \quad (2.22)$$

Avec :

$$r_h(\omega, \omega_s) \approx r_d(\omega, \omega_s)$$

Plus récemment, COLLARES-PEREIRA et RABL [1] ont donné une relation plus précise sur $r_h(\omega, \omega_s)$:

$$r_h(\omega, \omega_s) = \left(\frac{\pi}{24}\right)(a + b \cdot \cos\omega) \frac{\cos\omega - \cos\omega_s}{\sin\omega_s - \left(\frac{\pi\omega_s}{180}\right)\cos\omega_s}$$

Où :

$$a = 0.409 + 0.516 \sin(\omega_s - 60^\circ)$$

et (2.23)

$$b = 0.6609 - 0.4767 \sin(\omega_s - 60^\circ)$$

Dans ces relations, \bar{I} est exprimée en J/Heure et \bar{H} en J/Jour.

Connaissant \bar{H}_h , \bar{I}_h , \bar{I}_d et \bar{H}_d d'après ces relations précédentes, on peut en déduire exactement le calcul de la moyenne mensuelle de l'irradiation directe sur une surface horizontale \bar{H}_b et celui de la moyenne mensuelle du flux direct \bar{I}_b par les relations suivantes :

$$\bar{H}_b = \bar{H}_h - \bar{H}_d \quad (2.24)$$

$$\bar{I}_b = \bar{I}_h - \bar{I}_d \quad (2.25)$$

II.3.1. Flux et Irradiation directs sur plan incliné

Connaissant le flux direct sur un plan horizontal $\overline{I_b}$, le flux intercepté par un plan perpendiculaire aux rayons du soleil sera :

$$\overline{I_{bn}} = \frac{\overline{I_b}}{\sin h} \quad (2.26)$$

Et le flux direct sur le plan incliné $\overline{I_{bi}}$ sera :

$$\overline{I_{bi}} = \overline{I_{bn}} \sin h_e = \overline{I_b} \frac{\sin h_e}{\sin h}$$

D'après (2.4) et (2.12) et en posant $R_b = \sin h_e / \sin h$, on aura :

$$\overline{I_{bi}} = \overline{I_b} R_b \quad (2.27)$$

Où :

$$R_b = \frac{\sin L_e \sin \delta + \cos L_e \cos \delta \cos(\omega - d)}{\sin L \sin \delta + \cos L \cos \delta \cos \omega} \quad (2.28)$$

L_e et d étant évalués par (2.10) et (2.11).

R_b est appelé facteur d'inclinaison du rayonnement direct.

Pour le calcul de l'irradiation directe d'un plan incliné, on utilise les résultats de LIU et JORDAN qui ont montré que le rapport de l'irradiation directe d'un plan incliné sur l'irradiation directe d'un plan horizontal est pratiquement le même au niveau du sol et en dehors de l'atmosphère, soit :

$$\frac{H_{bi}}{H_b} = \frac{H_{oi}}{H_o} \quad (2.29)$$

Ce rapport est appelé facteur moyen d'inclinaison du rayonnement direct :

$$\overline{R_b} = \frac{\overline{H_{bi}}}{\overline{H_b}} = \frac{\overline{\sin h_e}}{\overline{\sin h}} \quad (2.30)$$

D'après (2.9) et (2.17), on aura :

$$\overline{R_b} = \frac{\cos L_e \left\{ \sin(\omega_z - d) - \sin(\omega - d) - \frac{\pi(\omega - \omega_z)}{180} \cos \omega_{se} \right\}}{2 \cos L \left\{ \sin \omega_s - \frac{\pi \omega_s}{180} \cos \omega_s \right\}} \quad (2.31)$$

ω_s , ω_{se} , ω_i et ω_z étant respectivement donnés par (2.6), (2.14), (2.15) et (2.16).

Connaissant $\overline{R_b}$, on en déduit directement l'irradiation directe d'un plan incliné $\overline{H_{bi}}$ par :

$$\overline{H_{bi}} = \overline{R_b} \overline{H_b} \quad (2.32)$$

II.3.2. Flux et Irradiation diffus sur plan incliné

Faisant l'hypothèse que le flux diffus est isotrope, c'est-à-dire uniformément réparti sur la voûte céleste, la valeur $\overline{I_{di}}$ sera donnée par :

$$\overline{I_{di}} = \overline{R_d} \overline{I_d} \quad (2.33)$$

Où $\overline{R_d}$ est le facteur moyen d'inclinaison du rayonnement diffus, donnée par :

$$\overline{R_d} = \frac{1}{2} (1 + \cos i) \quad (2.34)$$

Où i est l'inclinaison du plan par rapport à l'horizontal.

Pour un plan d'inclinaison donné, $\overline{R_d}$ étant une constante, le calcul de l'irradiation diffuse se fait par simple intégration, ce qui donne :

$$\overline{H_{di}} = \overline{R_d} \overline{H_d} \quad (2.35)$$

II.3.3. Flux et Irradiation diffus réfléchis sur plan incliné

Faisant l'hypothèse que le flux réfléchi par le sol est isotrope, on a :

$$\overline{I_{ri}} = (\overline{I_d} + \overline{I_b}) \rho F_{ps} \quad (2.36)$$

Où ρ est l'albédo moyen du sol environnant et F_{ps} le facteur d'angle plan incliné sol.

Le tableau 2.3 donne quelques valeurs moyennes de ρ pour différents sols.

Types de sol	Albédo ou Réflectivité moyenne
Sol enneigé	0.7
Sol recouvert de feuilles mortes	0.30
Herbe verte	0.26
Forêt en automne ou champ dorés	0.26
Galets et pierres blanches	0.2
Herbe sèche	0.2
Sol argileux	0.17
Forêt en hiver (arbres conifères sans neige)	0.07
Plan d'eau (soleil haut $h > 30^\circ$)	0.07

Tableau 3 : Albédo du sol

$$F_{ps} = \frac{1}{2}(1 - \cos i) \quad (2.37)$$

Sachant que $\overline{I_h} = \overline{I_d} + \overline{I_b}$, on aura :

$$\overline{I_{ri}} = \overline{I_h} \rho F_{ps} \quad (2.38)$$

$$\overline{H_{ri}} = \overline{H_h} \rho F_{ps} \quad (2.39)$$

Connaissant les trois composantes des flux et irradiations, le calcul du flux global $\overline{I_m}$ et de l'irradiation globale $\overline{H_m}$ sur un plan incliné se fera comme suit :

$$\overline{I_{hi}} = \overline{I_{bi}} + \overline{I_{di}} + \overline{I_{ri}} \quad (2.40)$$

$$\overline{H_{hi}} = \overline{H_{bi}} + \overline{H_{di}} + \overline{H_{ri}} \quad (2.41)$$

II.4. Données météorologiques du site

Les coordonnées géographiques du site se situent dans la région de Dakar, au département de Rufisque, plus précisément à SangalKam.

Les données météorologiques du site d'après RETScreen Internationale se répartissent comme suit :

Latitude du lieu et position des capteurs :

- ✓ Station météorologique la plus proche : **Dakar/Yoff**
- ✓ Latitude : **14.73° Nord**
- ✓ Longitude : **17.5° Ouest**
- ✓ Inclinaison i des capteurs par rapport à l'horizontal : **15 ° vers le Sud**
- ✓ Orientation c des capteurs par rapport à l'azimut : **0.**

Données mensuelles du site :

Les données mensuelles du site sont caractérisées par :

- ✓ La moyenne mensuelle du rayonnement global sur l'horizontal $\overline{H_h}$: voir tableau 4
- ✓ La moyenne mensuelle du rayonnement global sur le plan des capteurs $\overline{H_{hi}}$: voir tableau 5
- ✓ La température moyenne mensuelle : voir tableau 6.
- ✓ La moyenne mensuelle de l'humidité relative : voir tableau 7.
- ✓ La moyenne mensuelle de la vitesse du vent : voir tableau 8.

Mois	janvier	février	mars	avril	mai	juin	juillet	août	septembre	octobre	novembre	décembre
$\overline{H_h}$ (kWh/ m ² /j	5.12	6.12	6.76	7.06	6.93	6.39	5.63	5.29	5.33	5.61	5.10	4.73

Tableau 4 : Les moyennes mensuelles du rayonnement global sur l'horizontal

Mois	janvier	février	mars	avril	mai	juin	juillet	août	septembre	octobre	novembre	décembre
$\overline{H_i}$ (kWh/ m ² /j	5.85	6.72	7.01	6.89	6.46	5.86	5.24	5.45	5.37	6.00	5.74	5.00

Tableau 6 : Les moyennes mensuelles du rayonnement global sur le plan des capteurs

Mois	janvier	février	mars	avril	mai	juin	juillet	août	septembre	octobre	novembre	décembre
Température Moyenne (°C)	21.3	21.3	21.5	22.1	23.5	26.7	27.7	27.5	27.8	28	26.3	23.2

Tableau 5 : Les températures moyennes mensuelles

Mois	janvier	février	mars	avril	mai	juin	juillet	août	septemb	octobre	novemb	décembr
Moyenne mensuelle De l'humidité relative (%)	68.5	73.5	75.5	79	79	78	77.5	80.5	81	78.5	72.5	67.5

Tableau 7 : Moyennes mensuelles de l'humidité relative

Mois	janvier	février	mars	avril	mai	juin	juillet	août	septembre	octobre	novembre	décembre
Moyenne mensuelle de la vitesse du vent (m/s)	5	4.9	5.4	5.6	5.1	4.2	3.9	3.7	3.4	3.9	4.6	5.2

Tableau 8: Moyennes mensuelles de la vitesse du vent

Données annuelles du site :

Les données annuelles du site sont obtenues en prenant les données mensuelles sur les 12 mois de l'année, et on a :

✓ Rayonnement moyen annuel sur l'horizontale	=	2.13 MWh/m²
✓ Rayonnement moyen annuel sur le plan des capteurs	=	2.18 MWh/m²
✓ Température moyenne annuelle	=	25 °C
✓ Humidité relative moyenne annuelle	=	76 %
✓ Vitesse moyenne annuelle du vent	=	4.6 m/s

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons défini quelques notions de base sur le rayonnement solaire. Nous avons pu utiliser la corrélation de COLLARES – PEREIRA et RABL [14], qui prend en compte la longueur de la journée, pour calculer le flux et l'irradiation diffus et directs sur une surface horizontale ; puis nous avons utilisé les résultats de LIU et JORDAN [15] pour calculer le flux et l'irradiation diffus et directs sur le plan des capteurs. Ensuite nous avons procédé à l'analyse de ces flux et irradiations en utilisant le logiciel « RETScreen International » pour avoir un aperçu sur le degré de fiabilité du logiciel puis de l'utiliser pour le dimensionnement des systèmes solaires qui sera l'objet de ces prochains chapitres.

CHAPITRE III : STATION DE POMPAGE

La station de pompage d'eau doit assurer l'alimentation en eau du périmètre agricole, de la batterie d'élevage et les besoins en eau potable du centre.

III.1. Besoin en eau

Les principales applications sont :

- ✓ L'hydraulique villageoise
- ✓ L'hydraulique pastorale
- ✓ L'hydraulique agricole (irrigation)

III.1.1. Hydraulique villageoise

Elle est caractérisée par une demande mensuelle presque constante nécessitant un stockage. Un des objectifs les plus partagés est de fournir 60 litres d'eau par personnes et par jour [12].

III.1.2. Hydraulique pastorale

Il s'agit essentiellement de l'abreuvement du cheptel. Le besoin en eau est évalué en fonction des différentes espèces animales. Dans le cadre de ce projet l'hydraulique pastorale sera entièrement dominée par l'élevage des poulets de chair et des pondeuses leur besoins en eau est donné par le tableau 9 [13].

III.1.3. Hydraulique agricole

Elle est caractérisée par une large variation d'un mois à l'autre de la quantité d'eau requise. Il est donc nécessaire de fournir plus d'eau que demandé à cause des pertes dans le système de distribution de l'eau et des techniques culturales utilisées.

Le besoin en eau dépend du produit cultivé et de la surface cultivée :

- Oignon (besoin eau voir tableau 11)
- Haricot vert à rames (besoin en eau voir le tableau 11)
- Mangue (besoin en eau voir le tableau 10)
- Citron (besoin en eau voir le tableau 10)

III.2. Evaluation du besoin en eau

Avant de pouvoir déterminer les besoins en puissance hydraulique de pompage, on doit au préalable savoir à quoi l'eau est destinée.

III.2.1 Besoins en hydraulique villageoise (B_{hv})

Soit :

N_h le nombre d'habitants du village

B_{hv} le besoin en eau journalier (24h) de ces habitants en m^3

$$B_{hv} = 0.06 \times N_h \quad (3.1)$$

Le personnel du centre est estimé à 100 personnes d'où

$$B_{ke} = 6 m^3$$

III.2.2 Besoins en hydraulique pastorale (B_{hp})

Soit :

N_{UBT} le nombre d'unités de bétail tropical du village

B_{hp} le besoin en eau journalier (24h) de ce bétail en m^3

$$B_{hp} = 0.04 \times N_{UBT} \quad (3.2)$$

Le nombre de sujets à élever dépend de la surface disponible et des normes d'élevage qui stipulent que 8 à 10 poulets de chair par m^2 et 5 à 6 poules pondeuses par m^2 . Les pontes ont des surfaces de $900 m^2$ [13].

D'où : 9 √ 900 – 8100 poulets de chair et

900 √ 5 – 4500 poules pondeuses

	Besoin en eau /j/sujet (m)	Nombre de sujet	Besoin global/jour (m^3)
Poulet de chair	350	8100	2.835
Poulettes	230	4500	1.035
Total			3.87

Tableau 9 : besoin en eau des poulets de chair et poulette [13]

$$B_{hp} = 3.87m^3 / j$$

III.2.3 Besoins en hydraulique agricole (B_{ha})

Soit :

S_j les surfaces en ha des différents types de cultures

B_j le besoin en eau journalier (24h) de la culture j en m^3

B_{ha} le besoin en eau journalier (24h) de l'ensemble des cultures en m^3

$$B_{ha} = \sum_j S_j B_j \quad (3.3)$$

	Besoin en eau 3fois/semaine/pieds	Nombre de pieds par ha	La surface (ha)	Besoin global 3fois/semaine (m^3)
Manguier	60	1100	5	330
Citronnier	60	1100	1	66

Tableau 10 : Besoin en eau des fruits [16]

	Besoin en eau $l/m^2 / 2$ jours	La surface (ha)	Besoin global/2j (m^3)
oignon	12	1	120
Haricot verts	15	1	150

Tableau 11 : Besoin en eau des légumes [16]

D'après les tableaux des besoins en eau des légumes et des fruits, le besoin hydraulique journalier peut être fixé à :

$$B_{ha} = \frac{120 + 150 + 330 + 66}{2} m^3 / j \Rightarrow B_{ha} = 333 m^3 / j$$

III.2.4 Calcul du besoin en eau globale B

Le besoin en eau globale est donné par :

$$B = B_{nv} + B_{hp} + B_{ha} \quad (3.4)$$

On obtient : $B = 342.87 \text{ m}^3/j \approx 345 \text{ m}^3/j$

III.3 Évaluation des caractéristiques hydrogéologiques du site

La détermination des caractéristiques hydrogéologiques d'un site requiert certaines mesures préalables dont:

- le niveau statique de l'eau: N_{is}

C'est la distance mesurée (en mètres) du sol à la surface de l'eau avant pompage.

- le niveau dynamique de l'eau: N_{id}

C'est la distance mesurée (en mètres) du sol à la surface de l'eau pour un pompage à un débit donné.

- le rabattement = R_{ra}

C'est la baisse (en mètres) du niveau d'eau dans le puits pendant le pompage. Il est déterminé par un pompage d'essai et varie en fonction du débit.

$$R_{ra} = N_{id} - N_{is} \quad (3.5)$$

- la hauteur géométrique d'aspiration: H_{ga}

C'est la hauteur (en mètres) entre le niveau dynamique de l'eau et la pompe. Elle est nulle dans le cas d'une pompe immergée.

- la hauteur géométrique de refoulement: H_{gr}

C'est la hauteur (en mètres) entre la pompe et le niveau du réservoir de stockage.

- la hauteur géométrique: H_g

C'est la hauteur (en mètres) entre la nappe d'eau et le niveau du réservoir de stockage.

$$H_g = H_{ga} + H_{gr} \quad (3.6)$$

- les pertes de charges: P_{ech}

Elles *sont* dues au frottement de l'eau sur les parois intérieures des conduites. Elles s'expriment en mètres d'eau et représentent très généralement 10 à 20 % de la hauteur géométrique. Elles sont de deux types et leurs valeurs dépendent du débit et de la forme des conduites; il s'agit des pertes linéaires et des pertes singulières de charge.

- 1) Les pertes de charge linéaires (P_{echl}) sont des pertes de charge engendrées par les différents tronçons de la conduite d'eau. Elles sont calculées à partir des dimensions et du coefficient de friction (f_r) de la conduite. Ce coefficient est déterminé à l'aide d'abaques en fonction du nombre de Reynolds (Rey). Mais on démontre dans [c s] que Rey et f_r peuvent être calculés à partir des équations (3.7) à (3.8) où ρ_e et μ_e sont respectivement la densité de l'eau et la viscosité dynamique de l'eau. Ainsi, pour une conduite de longueur L, de section S, et de diamètre D, les pertes de charges linéaires engendrées pour un débit Q à une vitesse v, sont calculées à partir de l'équation (3.7).

$$Rey = \frac{Dv\rho_e}{\mu_e} = \frac{4Q_r}{\pi Dv} \quad (3.7)$$

$$f_r = \frac{64}{Rey} \text{ Pour } Rey < 2400 \text{ (écoulement laminaire)} \quad (3.8)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_r}} = -2 \log \left[\frac{k}{3.7D} + \frac{2.51}{Rey\sqrt{f_r}} \right] \text{ pour } Rey > 2400 \text{ (écoulement turbulent)} \quad (3.9)$$

$$P_{echl} = \frac{L_c f_r}{2gD} \left(\frac{Q}{S} \right)^2 \quad (3.10)$$

- 2) Les pertes de charge singulières (P_{echs}) sont des pertes de charge engendrées au niveau des points de changement de direction (coudes, tés) de la conduite et au niveau des accessoires composant le circuit hydraulique (vannes, clapet crépine, compteur, point de sortie de l'eau, ... etc.). Elles sont calculées à partir de l'équation suivante, où $K_a(i)$ est un coefficient fonction de l'accessoire (i) considéré.

$$P_{echs} = K_a(i) \frac{v^2}{2g} \quad (3.11)$$

Ainsi, la perte de charge maximale est donnée par l'équation:

$$P_{ech} = \sum_{j=1}^{N_{TR}} P_{echl} + \sum_{i=1}^{A_c} P_{echs} \quad (3.12)$$

Où N_{TR} est le nombre de tronçons de la conduite et A_c est le nombre d'accessoires

- la hauteur manométrique totale: HMT

La hauteur manométrique totale d'une pompe est la différence de pression en mètres de colonne d'eau entre les orifices d'aspiration et de refoulement. La HMT est déterminée à partir de la hauteur géométrique et de la perte de charge maximale.

$$HMT = Hg + P_{sch} \quad (3.13)$$

III.4 Dimensionnement des réseaux du système d'irrigation

C'est l'une des parties les plus importantes du projet. Une bonne maîtrise de l'exigence des produits à cultiver (notamment leur besoin en eau en engrais, espace entre plantes, le système d'irrigation choisi) permet de dimensionner le réseau. Il s'agit de déterminer le diamètre des conduites, la vitesse d'écoulement, leurs longueur etc.

Plan sommaire d'aménagement

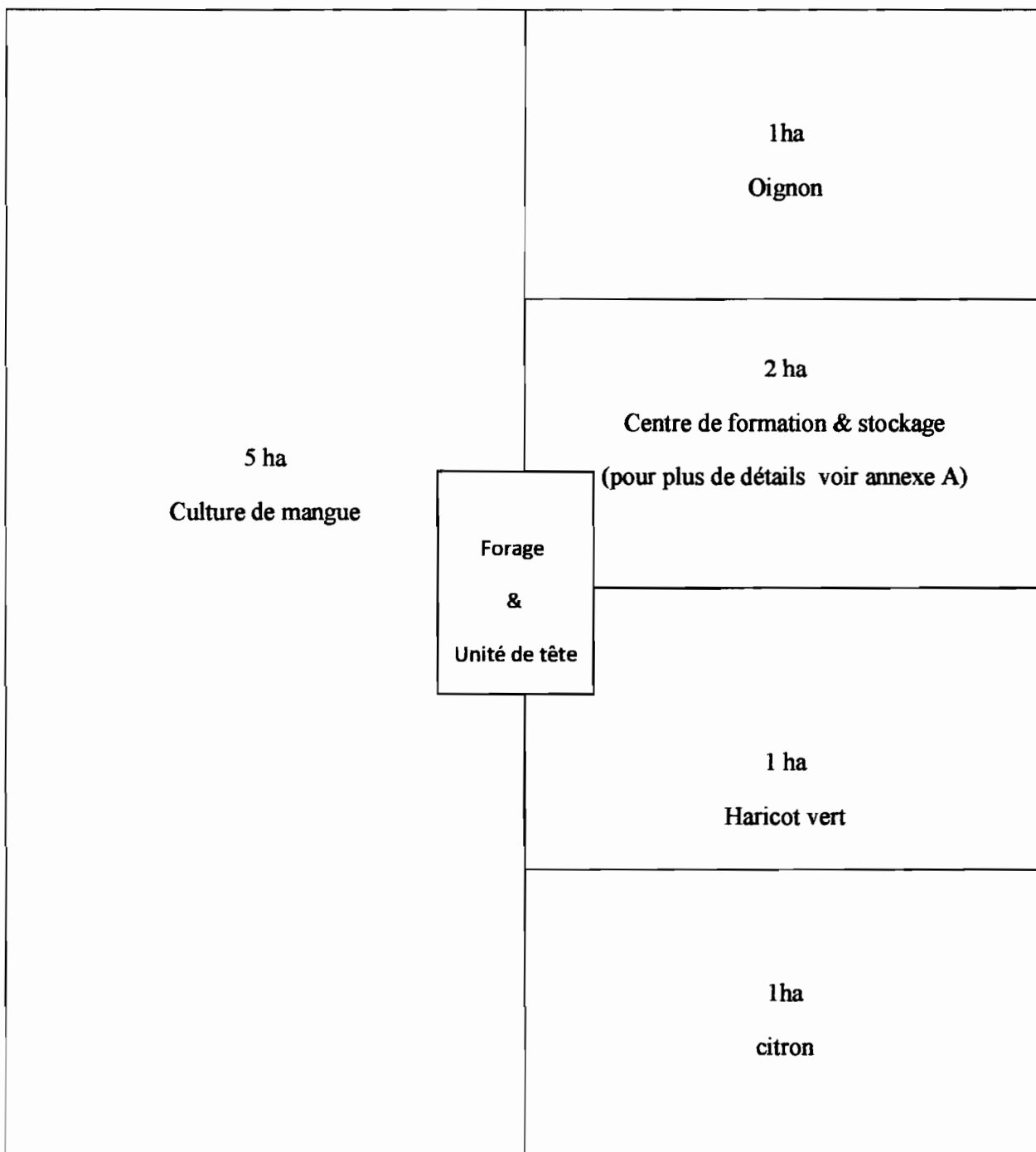


Figure 3.1: Plan sommaire d'aménagement du site

III.4.1 Le système d'irrigation

Il existe plusieurs systèmes d'irrigation :

- Irrigation de surface
- Irrigation goutte à goutte
- Irrigation par aspersion

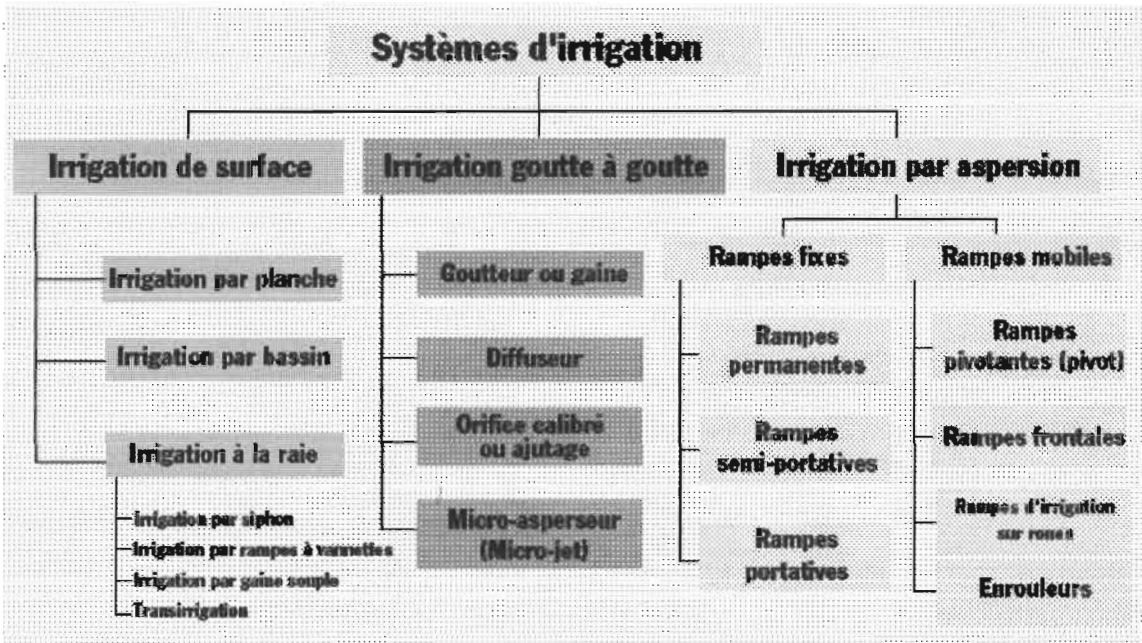


Figure 3.2: Les différents systèmes d'irrigation

Système d'irrigation	avantages	inconvénients
Irrigation goutte à goutte	<ul style="list-style-type: none"> - économie d'eau - faibles pressions pour les goutteurs - irrigation fréquente - accès plus facile à la parcelle - possibilité d'automatisation - économie en main d'œuvre - irrigation des terrains accidentés 	<ul style="list-style-type: none"> - sensibilité à l'obstruction (sable, limon, matière organique, gel bactérien, précipitation d'engrais, présence du fer...) - salinisation (prévoir des lessivages) - développement racinaire des cultures limité

Tableau 12: Avantages et inconvénients du système goutte à goutte

Le système d'irrigation retenu est l'irrigation de goutte à goutte

Dans l'irrigation goutte à goutte, l'eau est livrée à la plante à faible dose entraînant ainsi l'humidification d'une fraction du sol. Ceci permet de limiter les pertes par évaporation et percolation. Elle permet aussi de réduire le développement des mauvaises herbes

Equipement du système de goutte à goutte

L'installation est composée d'une source d'eau, d'une station de pompage, d'une unité de tête, des canalisations principales et secondaires de porte-rampes et rampes, et enfin des distributeurs voir figure.

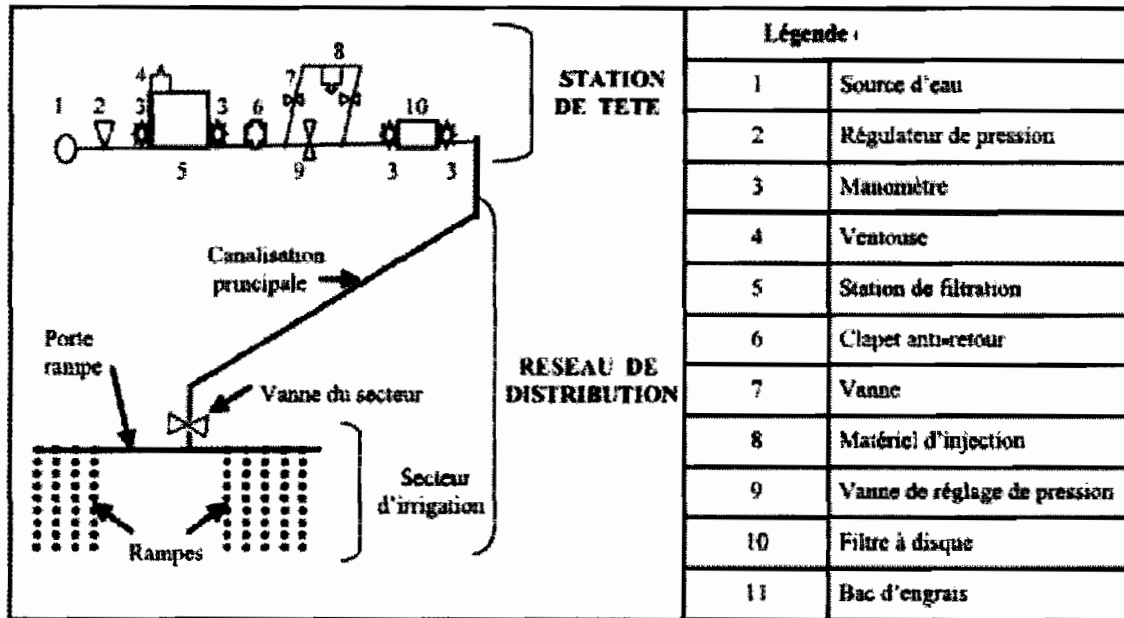


Figure 3.3: réseau d'irrigation goutte à goutte (localisé)

➤ Unité de tête

L'unité de tête comporte les éléments nécessaires au conditionnement et à la sécurité de fonctionnement

Matériel	Opération
Compteur	Comptage
Régulateur de pression	Contrôle de pression
Filtre	Filtration
Pompe doseuse, dilueurs	Fertilisation
Programmeur	Programmation
Clapet anti-retour	Prévention
Soupape de décharge	Réglage
Ventouse	Décharge, purge

Tableau 13: Liste de matériel d'une unité de tête

➤ Les distributeurs

Les distributeurs peuvent être classés selon leur débit de fonctionnement. On distingue les goutteurs, les diffuseurs et les micro-asperseurs (tableau 14).

	Goutteur	Diffuseur et ajutage	Micro- asperseur
Apport	Point	Tache	Tache
Débit (l/h)	1 à 16	20 à 60 / 35 à 100	60 à 150

Tableau 14: Les différents types de distributeurs

Les goutteurs ont un faible débit (entre 1 et 16 l/h) et fonctionnent sous une pression relativement faible (environ 1bar). Dans la pratique, on utilise souvent des goutteurs de 2 l/h pour les cultures maraîchères et de 4 l/h pour les cultures pérennes (arbres fruitiers et vignes). Selon le type de goutteur, le mode de fixation sur la rampe peut être soit en dérivation, en ligne ou intégré.

➤ Les rampes

La plupart des conduites en plastique utilisées en irrigation localisée sont fabriquées à partir de :

- Chlorure de polyvinyle, PVC
- Polyéthylène, PE (basse ou haute densité, BD ou HD)
- Polypropylène, PP

Le PE est le plus utilisé pour les petits diamètres, alors que le PVC est utilisé pour les gros diamètres, en raison de leur résistance à la pression.

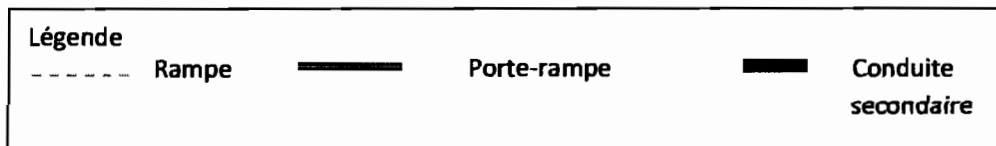
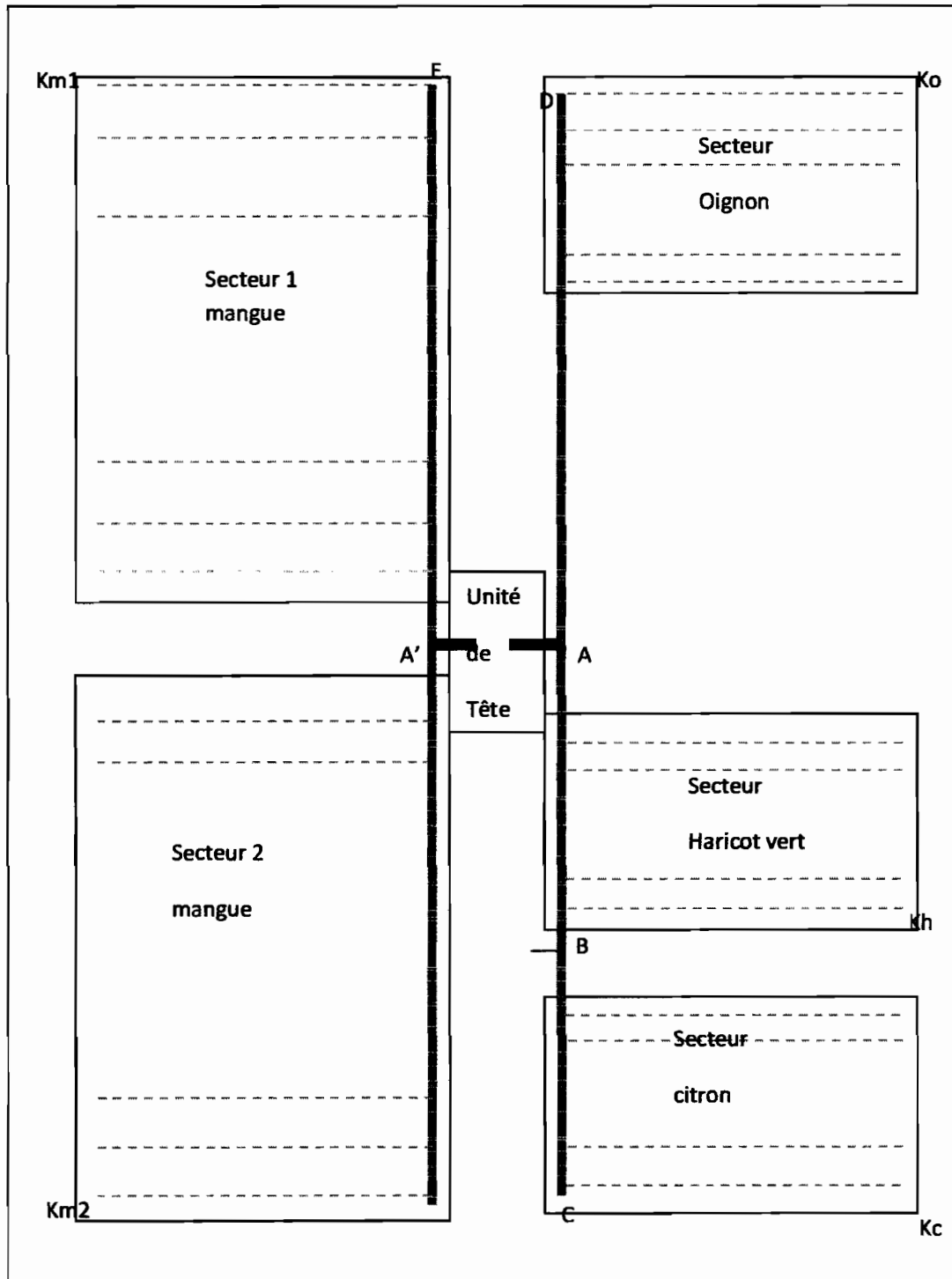


Figure 3.4: Plan de distribution

III.4.2 Dimensionnement des caractéristiques des réseaux de distribution

Secteur 1 : c'est le périmètre affecté à la culture des mangues elle a une superficie de 5 ha soit 500x100m. Les pieds de manguiers seront espacés de 3x3m.

Vu la que les manguiers seront arrosés, d'après le tableau 10, à un jour sur deux, le terrain sera subdivisé en deux sous secteurs de 2.5 ha (250x100m).

Le nombre de mangues sur la largeur $n_l = \frac{160}{3} = 33.3 \Rightarrow n_l = 33 \text{ manguiers}$

Le nombre de mangue sur la longueur $n_L = \frac{250}{3} = 83.33 \Rightarrow n_{LL} = 83 \text{ manguiers}$

- **Choix du goutteur**

Le débit du goutteur doit permettre de fournir un manguiers 60 l/2j en 8 h (le temps de fonctionnement de la pompe) $Q_g = \frac{60}{8} = \frac{7.5l}{h}$, le débit normalisé $Q_g = 8l/h$ mais pour éviter qu'une partie des racines de l'arbre ne soit pas arrosé on répartit le débit d'eau sur 2 goutteurs de 4 l/s espacé de 1.5m. (Voir figure 3.5)

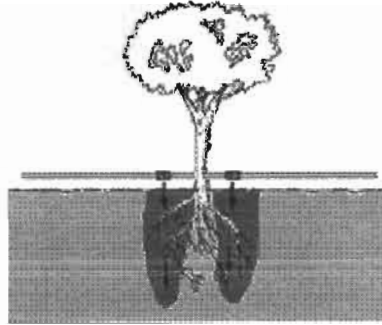


Figure 3.5: Disposition des goutteurs pour les arbres

- **Dimensionnement des rampes**

Chaque ligne de mangue est irriguée à partir d'une rampe de longueur $L_r=100m$. Le nombre de goutteurs sur la rampe $N_g = \frac{100}{1.5} = 66.67$ on retient que $N_g = 66$ goutteurs. Le débit d'eau dans la rampe $Q_r = 4 \times 66 = 264l/h$.

Calcul du diamètre de la rampe

On a
$$Q_r = \frac{\pi D_r^2}{4} V_r \quad (3.14)$$

$$D_r = \sqrt{\frac{4Q_r}{V_r \pi}} \quad (3.15)$$

On fixe la vitesse v à 1m/s $\Rightarrow D_r = 9.67mm$

Le diamètre normalisé $D_r = 16mm$ avec 1.6 mm d'épaisseur $\Rightarrow V_r = 0.57m/s$

La longueur totale des rampes du secteur $L_{rs} = 100 \times 83 = 8300m$

- **Dimensionnement de la porte – rampe**

La porte-rampe alimente les 83 rampes d'où le débit dans la conduite $Q_c = 83 \times Q_r$

$$Q_c = 21.912m^3/h$$

Calcul du diamètre de la conduite

On a
$$Q_c = \frac{\pi D_c^2}{4} V \quad (3.16)$$

$$D_c = \sqrt{\frac{4Q_c}{V\pi}} \quad (3.17)$$

On fixe la vitesse v à $1m/s \Rightarrow D_c = 88.03mm$

Le diamètre normalisé $D_c = 110mm$ avec $5.4mm$ d'épaisseur $\Rightarrow V_r = 0.79m/s$

La longueur de la porte rampe $L_{pr} = 250m$.

GOUTTEUR								
Débit (l/h)		Distance entre 2 goutteurs autour d'un pied (m)		Pression de service (bars)		Nombre de goutteurs		
4		1.5		1		5478		
RAMPE								
matériau	Diamètre (mm)		Longueur (m)	Nombre de goutteurs	Débit (l/h)	Vitesse (m/s)	Nombre de rampes	Longueur totale des rampes (m)
	D ext	Ep						
PEBD	16	1.6	100	66	264	0.57	83	8300
PORTE RAMPE								
matériau	Diamètre (mm)		Longueur (m)	Nombre de rampes desservies	Débit (m^3/h)	Vitesse (m/s)		
	D ext	Ep						
PVC	110	5.4	250	83	21.912	0.79		

Tableau 15: Caractéristiques du réseau du sous secteur 1(ou2) de mangues

Secteur 2 : c'est le périmètre affecté à la production des citrons et à l'irrigation des citronniers elle a une superficie de 1 ha soit 100x100m. Les pieds de citrons seront espacés de $3 \times 3m$. Le nombre de citronniers sur 100 m sera égal à 33. En appliquant la procédure utilisée sur le secteur 1 de la zone de mangue on a les caractéristiques du réseau sur le tableau 6

GOUTTEUR								
Débit (l/h)		Distance entre 2 goutteurs successif (m)		Pression de service (bars)		Nombre de goutteurs		
4		1.5		1		2178		
RAMPE								
matériau	Diamètre (mm)		Longueur (m)	Nombre de goutteurs	Débit (l/h)	Vitesse (m/s)	Nombre de rampes	Longueur totale des rampes (m)
	D ext	Ep						
PEBD	16	1.6	100	66	264	0.57	33	3300
PORTE RAMPE B-C								
matériau	Diamètre (mm)		Longueur (m)	Nombre de rampes desservies	Débit (m^3/h)	Vitesse (m/s)		
	D ext.	Ep						
PVC	63	3.2	100	33	8.712	0.85		

Tableau 16: Caractéristique du réseau du secteur de citron

Secteur 3 : c'est le périmètre affecté à la production et à l'irrigation d'haricots verts. Il a une superficie de 1 ha soit 100x100m. D'après le tableau 3.3, le besoin en eau par jour d'arrosage est égal à $15 \text{ l/m}^2/2-3\text{j}$ soit 150m^3 pour l'hectare. En choisissant le débit des goutteurs à 1.5 l/h et 4 heures de pompage le nombre de goutteurs total correspond à

$$N_{t,g} = \frac{150000}{4 \times 1.5} = 25000 \text{ goutteurs} . \text{ L'écart choisi entre les rampes est } 1.5\text{m, donc le nombre}$$

$$\text{de goutteurs par ligne sera } N_g = \frac{25000}{100/0.8} = 375 \Rightarrow N_g = 375 \text{ goutteurs/rampe}$$

GOUTTEUR								
Débit (l/h)		Distance entre 2 goutteurs successif (m)		Pression de service (bars)		Nombre de goutteurs		
1.5		0.27		1		50000		
RAMPE								
matériau	Diamètre (mm)		Longueur (m)	Nombre de goutteurs	Débit (l/h)	Vitesse (m/s)	Nombre de rampes	Longueur totale des rampes (m)
	D ext	Ep						
PEBD	20	1.6	100	375	562.5	0.7	66	6600
PORTE RAMPE A-B								
matériau	Diamètre (mm)		Longueur (m)	Nombre de rampes desservies	Débit (m^3/h) (rampes secteurs haricot et citron)	Vitesse (m/s)		
	D ext	Ep						
PVC	140	5	150	66	45.837	0.98		

Tableau 17: Caractéristiques du réseau du secteur d'haricot

Secteur 4 : c'est le périmètre affecté à la production et à l'irrigation d'oignons. Il a une superficie de 1 ha soit 100x100m. Le besoin en eau $12 \text{ l/m}^2 / 2j$ soit 120 m^3 le jour d'arrosage pour l'hectare. L'écartement des plantes est $10 \times 20 \text{ cm}$. Une rampe sera installée entre 2 lignes d'oignon, on choisit un goutteur de 1.5 l/h avec un 4h de pompage. Le nombre de goutteurs nécessaire est $N_{gr} = \frac{120000}{1.5 \times 4} = 20000 \text{ goutteurs}$. Les rampes seront espacées de 1.5 m.

GOUTTEUR								
Débit (l/h)		Distance entre 2 goutteurs successif (m)		Pression de service (bars)		Nombre de goutteurs		
1.5		0.33		1		20000		
RAMPE								
matériau	Diamètre (mm)		Longueur (m)	Nombre de goutteurs	Débit (l/h)	Vitesse (m/s)	Nombre de rampes	Longueur totale des rampes (m)
	D ext	Ep						
PEBD	16	1.6	100	300	450	0.97	67	6700
PORTE RAMPE A-D								
matériau	Diamètre (mm)		Longueur (m)	Nombre de rampes desservies	Débit (m^3/h)	Vitesse (m/s)		
	D ext	Ep						
PVC	110	2.3	250	67	30.15	0.96		

Tableau 18: Caractéristique du réseau du secteur d'oignon

III.4.3 Calcul des pertes de charges dans les réseaux

La connaissance précise de la perte de charge permet d'identifier la hauteur du réservoir pour avoir une distribution correcte.

Zone		Rampe		Porte- rampe		point
		Longueur(m)	Nombre de goutteur	Longueur Sortie unité de tête -dernière rampe	Nombre de rampe	
Mangue	Secteur 1	100	66	250	83	Km1
	Secteur 2	100	66	250	83	Km2
Citron		100	66	250	33	Kc
Oignon		100	300	250	67	Ko
Haricot vert		100	375	150	125	Kh

Tableau 19: Caractéristiques du chemin des points les plus défavorisés du réseau d'irrigation

Calcul des pertes de charge de la sortie de l'unité de tête aux points les plus défavorisés, les formules seront corrigées du fait des pertes de débits en cours de route (service en route pour le calcul des pertes de charges dans les rampes et les porte-rampes).

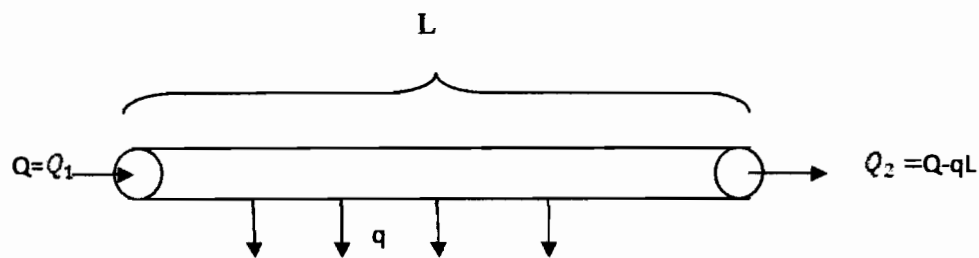


Figure 3.6: Service en route

Service en route q en $\frac{m^3}{s}$ par mètre de conduite

La perte de charge se calcule en considérant que la canalisation transporte un Q fictif constant égal au débit d'extrémité aval majoré de 55% du débit réparti (service total en route)

$$Q_{fictif} = Q - qL + 0.55qL \quad (3.18)$$

$$Q_{fictif} = Q - 0.45qL \quad (3.19)$$

$$Q_{fictif} = 0.55Q_1 + 0.45Q_2 \quad (3.20)$$

De notre étude on utilise la formule 3.20 pour les rampes $Q_2 = 0$.

Les rampes sont en polyéthylène basse densité et les porte-rampes en PVC. Leur rugosité $k_r = 0.0015 \text{ mm}$

tronçon	Q_{aval} (m^3/h)	Q_{fictif} (m^3/h)	Reynolds	Coefficient de frottement f_r	Perte de charge régulière (m)	Perte de charge singulière (m)	Perte de charge (m)
A-B	45,837	29,13075	124704,0193	0,0173	0,3700	0,0269	0,3969
B-C	8,712	4,7916	54438,8639	0,0206	0,5092	0,0019	0,5111
C-Kc	0,264	0,1452	7294,6016	0,0338	1,2960	0,0001	1,2961
B-Kh	0,5625	0,309375	11841,8856	0,0297	1,3280	0,0010	1,3290
A'-E	21,912	12,0516	74089,7198	0,0192	0,3488	0,0090	0,3578
E-Km1	0,264	0,1452	7294,6016	0,0338	1,2964	0,0001	1,2965
A'-E'	21,912	12,0516	74089,7198	0,0192	0,3488	0,0090	0,3578
E'-Km2	0,264	0,1452	7294,6016	0,0338	1,2964	0,0001	1,2965
A-D	30,15	16,5825	101170,5995	0,0180	0,3574	0,0135	0,3709
D-Ko	0,45	0,2475	12433,9799	0,0294	3,2746	0,0009	3,2755

Tableau 20: Les pertes de charges sur le chemin des points les plus défavorisés

III.4.4 Analyse du résultat du calcul des pertes de charges des points les plus défavorisés

D'après le tableau 20, le point Ko est le plus défavorisé sur les réseaux d'irrigation, donc la hauteur du réservoir doit permettre de satisfaire la demande en énergie du réseau à usage domestique qui peut être fixé à 3 bars.

$$\text{La hauteur du réservoir } H_R = \frac{P_2}{\rho g} = \frac{303575}{9810} = 30.986m \quad (3.21)$$

On majore la hauteur du réservoir à 35m.

$$H_r = 35m$$

III.5 CALCUL DE LA POMPE

III.5.1 Le débit de la pompe

Le débit de la pompe est le rapport du besoin journalier en eau par le nombre d'heures de fonctionnement de la pompe. On prend 8 heures de fonctionnement

$$Q_P = \frac{S}{8} = \frac{345}{8} = 43.125 \text{ m}^3/\text{h} \quad (3.22)$$

III.5.2 Choix de la pompe

La pompe du forage pompe centrifuge immergée

Débit (m^3/h)	Les pertes de charge linéaires (m)	Les pertes de charge locale (m)	Hauteur géométrique (m)	HMT (m)
43.125	4.2	1.3	35	40.5

Tableau 21: Caractéristiques théoriques de la pompe

Choix de la pompe

D'après l'annexe B**, on choisit une pompe de la série 80/400 avec :

- ✓ Vitesse de rotation de 1450tr/mm ;
- ✓ Débit $Q = 70 \text{ m}^3/\text{h}$;
- ✓ HMT = 50 m ;
- ✓ Rendement $\eta = 73 \%$.

III.6 CALCUL DU MOTEUR

La puissance hydraulique $P_{hy} = \rho g \times HMT \times Q$ (3.23)

$$AN: P_{hy} = 1000 \times 9.81 \times 40.5 \times \left(\frac{70}{3600}\right)$$

$$P_{hy} = 7.725 \text{ kW}$$

La puissance mécanique $P_M = \frac{P_{hy}}{\mu}$ (3.24)

$$AN: P_M = \frac{8.72}{0.73} = 10.58 \text{ kW}$$

Marge recommandée pour le moteur (voir annexe B**), $m=10\%$

La puissance du moteur $P_{mot} = 1.1P_M$ (3.25)

$$\Rightarrow P_{mot} = 1.1 \times 10.58 = 11.64 \text{ kW}$$

$$P_{mot} = 12 \text{ kW}$$

III.7 LES CARACTERISTIQUES DU FORAGE

En combinant les besoins en eau du centre, les pertes de charge et les caractéristiques du site, la D.G.P.R.E nous a proposé un forage avec les caractéristiques suivantes :

Puits :

Profondeur : 28.8m

Niveau Statique : 23.3m

Rabatement : 1.3m

Colonnes : 10 TUYAUX FUT DE 100 A VIS

Capacité du Château d'eau : 100m³

Motopompe :

Débit à l'essai : 80m³/h

Débit d'exploitation : 40m³/h

Diamètre Tuyaux Refoulement : 110mm

Diamètre Tuyaux Distribution : 160mm

Type de pompe S.1.S

Puissance consommée : 13kW

Tension d'Alimentation : 38

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons dimensionné le forage afin de satisfaire les besoins journaliers en hydraulique villageoise, pastorale et agricole. Lors de la détermination des besoins en hydraulique agricole, nous avons pu déterminer les caractéristiques du réseau d'irrigation.

Dans le chapitre suivant nous allons traiter de la conception des entrepôts frigorifiques.

CHAPITRE IV : ENTREPOSAGE FRIGORIFIQUE

Le froid prend de nos jours de plus en plus d'importance dans la vie de l'homme. Que ce soit pour la conservation des aliments dans les processus industriels ou pour le confort personnel, l'homme a aujourd'hui développé des techniques très variées pour satisfaire ses besoins en froid. Les systèmes de réfrigération ou de conservation des denrées alimentaires périssables sont difficilement accessibles ou inadéquats dans les zones rurales au Sénégal notamment. Les produits alimentaires périssables représentent la moitié ou les trois quarts de tous les produits alimentaires. Annuellement au Sénégal, nous enregistrons une grande perte de ces derniers à cause du manque de structures de conservation de ces denrées.

Ces produits doivent être conservés pendant l'entreposage jusqu'au moment de leur consommation. Cette période peut être d'une durée de quelques heures, jours, semaines ou même des années. Plusieurs produits en particulier les fruits et légumes sont des produits saisonniers donc il est nécessaire de les conserver pendant les saisons au cours desquelles la production est inexistante.

Pour remédier à cette situation, il faut des entrepôts frigorifiques, qui répondent à la demande, dont le coût est appréciablement moindre du point de vue économique, énergétique et environnemental. C'est dans cette perspective que s'inscrit cette partie du projet qui porte sur la conception d'entrepôts de stockage et de conservation des denrées pour le dit centre.

IV.1. Données et Restrictions du projet

Le but de l'entreposage frigorifique est d'obtenir un temps de conservation donné en fonction de la nature des denrées et des exigences commerciales, avec des frais de conservation réduits au maximum, sans que leur valeur marchande soit dépréciée, du fait d'un changement de coloration, de flétrissure pour les tissus animaux, de rancidité du fait d'une perte de poids excessive.

La pratique a montré que pour une bonne conservation des produits périssables, outre le maintien d'une température convenable, celui d'un degré hygrométrique approprié du milieu ambiant avait une grande importance et que, de plus la tenue d'un degré hygrométrique adéquat participe pour une part importante à un prix de revient admissible (perte de poids et présentation du produit). Donc la conservation économique résulte du maintien simultané de la température convenable et de l'humidité relative.

IV.1.1. Causes d'altération des denrées périssables

Pendant l'entreposage, il se produit dans les denrées périssables des altérations qui modifient leurs qualités et finalement conduisent à leurs décompositions. La détérioration des aliments est causée dans la majorité des cas par des modifications chimiques complexes qui se produisent à l'intérieur de ces aliments après la cueillette, la récolte ou l'abattage.

Ces changements sont causés soit par des agents internes que sont les enzymes naturelles ou des agents externes que sont les micro-organismes. La plupart du temps, les enzymes naturelles et les micro-organismes unissent leurs efforts dans la destruction des denrées alimentaires [6].

IV.1.1.1. Evolution purement physique

L'évaporation de l'eau est un élément principal de la corruption. Cette évaporation n'a pas seulement l'inconvénient d'entraîner une perte de poids, et par suite un préjudice d'exploitation, mais aussi une dessiccation de la surface extérieure qui se ride, un changement de couleur superficielle qui donne à la marchandise une apparence fâcheuse diminuant sa valeur commerciale. A mesure que l'évaporation progresse, les produits deviennent fibreux.

IV.1.1.2. Influence des enzymes naturelles

Dans les produits animaux et végétaux, il peut se produire au cours de l'entreposage des modifications chimiques sous l'influence des ferments (enzymes). Les enzymes sont des substances chimiques complexes qui ressemblent à des protéines et qui servent d'agents catalyseurs capables d'apporter des changements dans les matières organiques. Il existe plusieurs sortes d'enzymes et chacune d'elles peut produire une seule réaction chimique particulière. Les enzymes sont identifiées par la substance sur laquelle elles agissent ou soit par le résultat obtenu de leur action. Par exemple l'enzyme lactase change le lactose (sucre du lait) en acide lactique. Ce procédé est responsable de l'aigrissement du lait. Elles sont associées aux différents processus de fermentation, c'est pourquoi elles sont parfois appelées ferments.

Cependant, les enzymes peuvent agir aussi bien pour détruire les tissus des cellules mortes que pour maintenir les tissus de cellules vivantes. De ce fait, ce sont les principaux agents responsables de la décomposition de toutes les matières organiques comme la putréfaction de

la viande et des poissons ainsi que la pourriture des fruits et légumes. Leur action doit être enrayée ou tout au moins diminuée.

L'action des enzymes est maximum en présence d'oxygène libre (comme l'air) et diminue à mesure que la quantité d'oxygène diminue. Certaines enzymes préfèrent un milieu acide, tandis que d'autres requièrent un milieu neutre ou alcalin. Celles qui exigent un milieu acide sont complètement détruites par un milieu neutre, tandis que celles qui requièrent un milieu alcalin sont détruites dans un milieu acide.

IV.1.1.3. Influence des micro-organismes

Une autre cause de décomposition des produits périssables en entrepôts est imputable aux micro-organismes. De tous les micro-organismes seuls les bactéries, les levures et les moisissures nous intéressent. Car ces organismes se trouvent en grand nombre partout : dans l'air, dans le sol, dans l'eau, dans tous les endroits où les conditions favorisent la vie des organismes. Ce sont des agents de fermentations, de putréfaction et de décomposition car ils sécrètent des enzymes qui attaquent la matière organique. Leur croissance cause des changements chimiques complexes dans les aliments qui altèrent de façon indésirable la saveur, l'odeur ou l'apparence de ces produits. De plus, certains micro-organismes sécrètent des substances toxiques (toxines), des excréments dangereux qui causent des intoxications alimentaires pouvant conduire à la mort.

Le fruit est particulièrement sensible à un champignon générateur de moisissure, tandis que la viande et les œufs sont attaqués par des bactéries. La chair des viandes fraichement abattues est pratiquement stérile. L'infection commence toujours par les parties superficielles et la prolifération des micro-organismes se propage d'une façon extraordinairement rapide vers l'intérieur.

Les facteurs influant sur le développement des micro-organismes sont :

- la température :
 - ✓ les températures inférieures à +3°C empêchent la multiplication de certaines bactéries (bactéries pathogènes)
 - ✓ il existe des bactéries (psychrophiles) qui contaminent les aliments d'origine animale et peuvent les altérer à des températures comprises entre -2 et +3°C

- ✓ le développement des microorganismes est complètement arrêté au dessous de -12°C
 - ✓ les températures comprises entre 0 et 15°C pour les produits d'origine animale assurent une inhibition suffisante du développement microbien pour une commercialisation à court et moyen terme.
 - ✓ Dans le cas des fruits et légumes et pour des températures comprises entre -1°C et +7°C, des champignons (moisissures) peuvent se développer et occasionner des pertes importantes
- l'humidité : les bactéries et les champignons ne peuvent se développer que si l'activité de l'eau est comprise entre 0.91 et 0.98, pour les champignons, elle doit être supérieure à 0.80
 - l'oxygène : les moisissures sont aérobies (besoin de l'oxygène de l'air pour se développer) mais d'autres champignons (levures) sont aérobies ou anaérobies. Les bactéries peuvent être aérobies et/ou anaérobies.
 - Le pH : le développement des champignons s'effectue dans des milieux dont le pH se situe entre 2 et 8.5 (optimum entre 4 et 6 : milieux acides); pour les bactéries l'optimum est voisin de la neutralité (entre 6 et 7).

L'activité de l'eau est le rapport entre la pression à l'équilibre de vapeur d'eau à la surface du produit alimentaire et la pression de vapeur saturante de l'eau pure à la même température.

Il existe des techniques de préservation des aliments basés spécifiquement sur l'abaissement de l'activité de l'eau telles que le séchage et le salage qui ne font pas l'objet de notre projet qui traite de la préservation par abaissement de la température.

IV.1.1.4. Influence de la température

Les évolutions bactériennes sont fondées sur les températures d'entreposage ; on constate que ces évolutions s'atténuent avec l'abaissement de la température. L'évaporation de l'eau qui entraîne la perte de poids décroît avec l'abaissement de la tension de vapeur. Celle-ci étant d'autant plus faible que la température est basse. A 30 °C elle s'élève à 31.8 mm Hg et à 0 °C à 4.6 mm Hg. Dans le voisinage du point de congélation, la variation de température des réactions chimiques s'accroît sensiblement dans certains éléments vivants.

En ce qui concerne le développement, à différentes températures, des micro-organismes, il existe pour chaque catégorie des températures favorables. Si on considère par exemple le

groupe thermophile, la croissance commence déjà à environ 45°C. Pour le groupe cryophile, le développement se trouve sur une température favorable de 15 à 20°C et le groupe mésophile de 30 à 35°C. Ce dernier groupe ne peut plus se multiplier au dessous de 10°C tandis que les cryophiles continuent à se développer à -7°C. On peut conclure qu'en général le développement des micro-organismes, en dehors des domaines de températures qui leur sont propres, est retardé par un abaissement de ces températures. Mais il faut insister sur le fait que beaucoup de micro-organismes ne sont pratiquement pas détruits aux températures de congélations utilisées dans les chambres froides.

IV.1.1.5. Influence de l'humidité relative

A coté de la température, l'humidité relative exerce une très grande influence sur le comportement des denrées entreposées en chambre froide. La perte de poids par évaporation s'abaisse avec l'augmentation de l'humidité relative dans l'air de la chambre froide (voir figure 4.2).

De fortes humidités relatives favorisent la croissance des micro-organismes (voir figure 4.1), surtout dans le domaine des températures élevées des chambres froides.

La figure 4.1 montre dans quelle mesure considérable le développement des bactéries est sous la dépendance de l'humidité relative. Ce développement, loin de prendre naissance lorsque le point de rosée est dépassé, est précisément le plus intensif au moment où ce point est atteint. D'après la figure 4.1, on voit que le développement augmente en correspondance avec l'humidité relative suivant une fonction exponentielle. Pour des teneurs de 50 et 100 millions, respectivement, de bactéries par cm² de surface de viande, on a tracé une bande horizontale qu'on peut considérer comme représentant les possibilités extrêmes de vente.

En général, l'humidité relative peut s'élever d'autant plus que la température est plus basse. Pour diminuer au maximum la perte de poids, il est essentiel que soient limitées les fluctuations de température et d'humidité relative dans la chambre froide. Cependant, les degrés d'humidité supérieurs à 90 % doivent être évités en raison du développement rapide des bactéries.

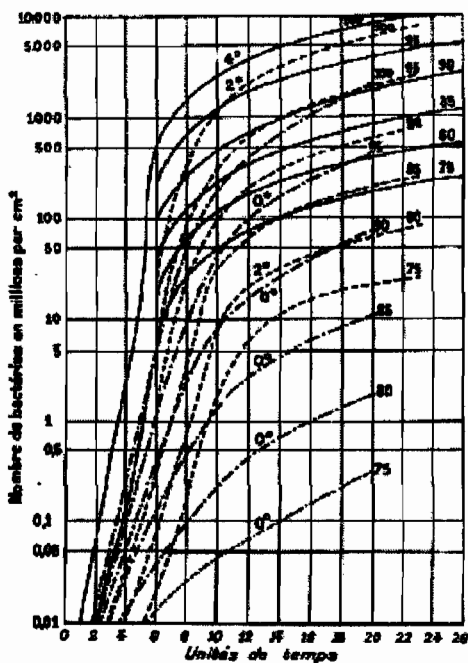


Figure 4.1 : évolution des bactéries par le temps

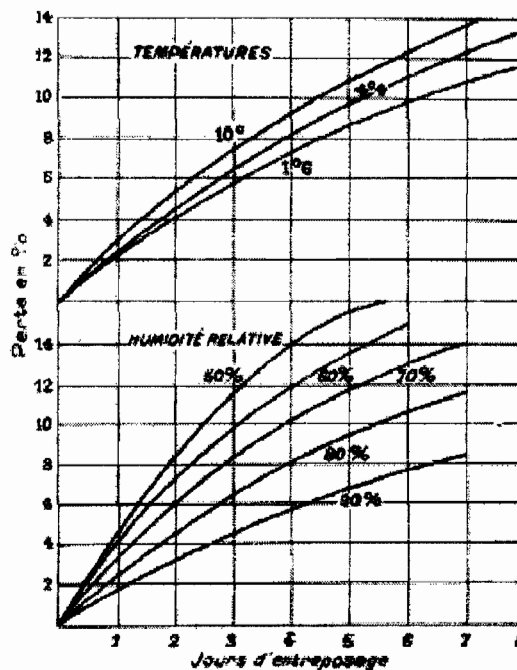


Figure 4.2 : perte de poids par le temps d'entreposage

IV.1.1.6. Influence du mouvement de l'air

Le mouvement de l'air dans la réfrigération et la congélation exerce aussi une influence sur la qualité et la résistance des marchandises à l'évolution bactériologique. L'air en mouvement empêche l'accumulation d'humidité à la surface des denrées. La figure 4.3 montre l'influence du degré hygrométrique d'entreposage et de la vitesse de l'air sur la perte de poids de morceaux de viande.

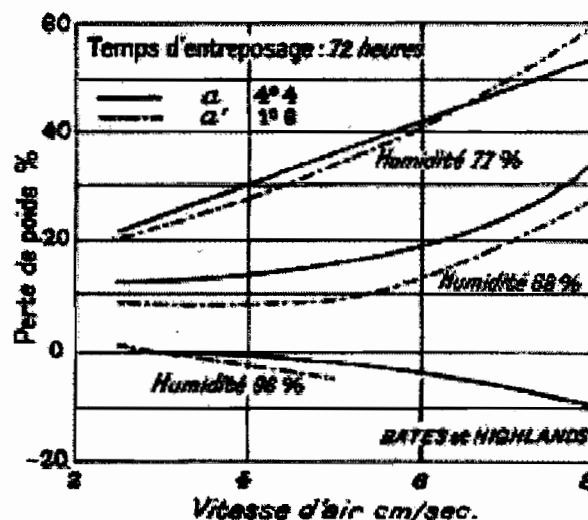


Figure 4.3 : Perte de poids par la vitesse d'air

IV.1.2. Températures d'entrée et de régime en entreposage

IV.1.2.1. Température d'entrée

La température d'origine du refroidissement dépendra des conditions antérieures dans lesquelles le produit a été maintenu. S'il s'agit de denrées ayant voyagé, transportées par des moyens ordinaires, la température d'entrée sera prise égale à la température moyenne extérieure qui a servi au calcul de déperditions. S'il s'agit de denrées provenant directement de l'abattoir, plusieurs cas sont à considérer. D'abord, si, conformément à une saine technique, les denrées sont introduites en resserre réfrigérée après l'abattage, la température d'entrée sera prise égale à la température du corps de l'animal après la mort. Durant les premières heures de la mort, il y a une élévation de température qui se poursuit jusqu'à l'acide lactique produit atteigne une certaine valeur. Le tableau 22 donne les températures moyennes des animaux aussitôt après la mort :

Types d'animal	Températures moyennes après la mort
Bœuf	38°6 C
Mouton	39°3 – 40° C
Chèvre	40° C
Bouc	39°5 C
Poulet	42°5 C
Oie	41°7 C
Truite	14°4 C
Huître	27°8 C
Ecrevisse	26°1 C

Tableau 22: Températures moyennes des animaux aussitôt après la mort

Lorsque, au contraire, l'introduction des denrées est faite après ressuage (ou ressuage) la température d'entrée sera fixée approximativement, et compte tenu du temps de ressuage, de la température extérieure et du degré hygrométrique ambiant (donnée capitale), ainsi que du mouvement de l'air entourant les denrées.

IV.1.2.2. Température de régime

La température à laquelle doit être refroidie la marchandise sera fixée par la nature des denrées introduites, ainsi que par leur destination commerciale.

D'une part, la durée de conservation envisagée, d'autre part, la qualité de la marchandise et son origine (d'où son habilité à la conservation) influent sur la température à envisager.

Pour la viande, par exemple, pour une courte durée de conservation + 4°C suffira grandement ; pour un stock à conserver peu de jours, on adoptera + 2°C et pour une conservation de plus d'une semaine (principalement si on s'attache à diminuer la perte de

poids) on maintiendra la viande à 0° et même – 1°C. Si la viande a subi un commencement d'avarie, on évitera tout entreposage, le froid conservant mais n'améliorant pas.

Pour la conservation des fruits et légumes, la qualité du sol, les procédés de cueillette, les modes d'emballage et le temps écoulé entre la cueillette et la réfrigération sont des conditions susceptibles de servir de base. Les diverses variétés d'une même espèce se comportent, malgré l'identité des conditions d'entreposage, de façons très différentes en entrepôt. Cette différence, conditionnée par l'hérédité générique, s'explique par la structure morphologique des cellules, leur état physico-chimique et leur fonctionnement physiologique. Etant donné que les conditions extérieures telles que la nature du sol, l'humidité de l'air, les engrais, etc., peuvent modifier les facteurs ci-dessus ; il devient évident que de telles variétés, pour une conservation prolongée sous régime du froid, doivent être entreposées avec des individus de même origine.

En général, nous pouvons retenir qu'il existe une interdépendance entre la température de conservation et le degré hygrométrique lors de la conservation des denrées alimentaires.

On ne saurait dire qu'une température convient à la conservation d'une denrée : tout au plus un produit déterminé par sa qualité demande la conjugaison d'une température et d'un degré hygrométrique de l'ambiance donnée. Aussi les températures indiquées par la suite ne peuvent donner qu'un ordre de grandeur, ou mieux indiquer des températures maxima et minima.

Pour parer aux divers états de la marchandise, nous nous donnerons une marge de sécurité, **en prévoyant pour les calculs**, dans le cas d'une denrée déterminée, **la température minima** correspondant à ce produit : il appartiendra à l'exploitant, qui disposera à cet effet d'une puissance frigorifique suffisante, de régler la température nécessaire à la conservation du produit entreposé.

IV.1.3. Entreposage frigorifique des denrées d'origine carnée

Les denrées alimentaires d'origine carnée sont constituées des viandes et dérivés, des volailles et gibiers, des œufs et produits laitiers.

Pour l'entreposage des denrées, on cherche à obtenir des conditions internes qui soient indépendantes de l'état atmosphérique extérieur. Le conditionnement concerne toutes les opérations tendant à obtenir une atmosphère dont sont réglés la température, l'hygrométrie, la teneur en germes bactériens, la pureté et parfois la teneur en certains gaz (conservation en atmosphère gazeuse); ces conditions s'appliquent principalement à la conservation des denrées périssables.

Comme il est impossible d'envisager tous les cas de denrées, tant sont multiples les applications du froid, nous examinons, au profit du projet, la conservation des **volailles** et des **œufs de poule** qui ont une bonne rentabilité économique et commerciale au Sénégal.

IV.1.3.1. Conservation des Volailles

IV.1.3.1.1. Réfrigération

Les conditions dans lesquelles les volailles sont préparées avant leur mise en frigorifique influent grandement sur leur conservation. Les conditions essentielles sont une saignée complète et un refroidissement effectué aussitôt après l'abattage.

Le refroidissement peut se faire par immersion dans de l'eau à 0 °C ou par introduction dans une chambre froide avec ventilation où les volailles sont laissées jusqu'à ce que l'intérieur du corps ait atteint la température ambiante à 1 ou 2 °C près.

Donc, il est important d'avoir deux chambres de réfrigération pour éviter les effets néfastes : « l'introduction de volaille fraîchement tuée dans une chambre qui contient déjà des volailles complètement ou partiellement refroidies se traduit par une élévation de température, un réchauffage et la formation d'une buée sur les volailles froides, deux effets qui doivent toujours être évités autant que possible ».

On ne peut fixer d'une façon uniforme la température à laquelle il faut réfrigérer la volaille, parce que cette température dépend de la durée du transport, de la façon dont elle sera traitée. « Si la volaille doit être consommée dans le voisinage immédiat et si la durée de transport ne doit pas excéder quelques jours, il suffira de refroidir de 2 à 4 °C ; mais si les poulets doivent être envoyés très loin ou à un marché où ils sont exposés à séjourner, la réfrigération initiale doit être poussée plus loin et la température de la volaille ne doit pas être supérieure à 0 °C ».

Cette température dépendra également de celle du véhicule de transport ; si la volaille est chargée à une température un peu inférieure à celle du wagon ou du camion, elle se recouvrira de buée au cours du transport. Compte tenu de ces réserves, la température de -1 °C, seuil de congélation, est considérée comme la plus favorable pour les longs parcours. Le tableau 23 donne les conditions de stockage favorables et les durées de conservation correspondantes pour quelques volailles et gibier.

Nature des denrées	Température de transfert (°C)	Humidité relative (%)	Durée d'entreposage
Gibier	4	80	4 à 6 jours
Lapin	4	75	12 à 15 jours
Poulet	4	80 à 85	7 à 10 jours

Tableau 23: Conditions de stockage et durée de conservation pour volailles et gibier réfrigérés

IV.1.3.1.2. Congélation

La congélation, qui a lieu à partir de - 1 °C, permet une conservation de longue durée qui, commercialement, ne doit pas dépasser 12 mois.

On admet que les volailles sont congelées quand leur température a atteint la limite inférieure de la zone de formation maximum des cristaux, cette zone peut être admise comme s'étendant de - 1 à - 4 °C.

Au cours de l'entreposage de longue durée des volailles congelées, il peut se produire après 9 mois à 1 an une perte de fraîcheur (apparence et qualité) causée par une dessiccation irrégulière de la peau, aux points d'insertion des plumes, entraînant des modifications dans les graisses situées au-dessous des parties desséchées, les protéines sont dénaturées et les graisses exposées à l'air s'oxydent et deviennent rances.

Les muscles ayant subi un haut degré cette altération ne contiennent que 50 à 55 % d'eau alors que la teneur normale est d'environ 74 % (annexe B.1).

Pour éviter ces taches dites « brûlures » on devra avoir une température aussi basse et aussi uniforme que possible pendant toute la durée de l'entreposage, la plus grande humidité

possible dans la salle, une perte minimum d'humidité de la surface. Le tableau 24 donne les conditions de stockage et durée de congélation pour volailles et gibier.

Nature des denrées	Température de transfert (°C)	Humidité relative (%)	Durée d'entreposage
Gibier	-12	90	3 mois
Lapin	-12	85	2 à 3 mois
Poulet	-12	90	3 à 5 mois

Tableau 24: Conditions de stockage et durée de conservation pour volailles et gibier congelés

En conclusion, la réfrigération exige des conditions essentielles et des moyens importants pour éviter les effets néfastes sur la conservation des denrées alors que la congélation nous offre une conservation de longue durée et ne nécessite pas beaucoup de moyens avant la mise en frigorifique des denrées d'où **le choix de la congélation des volailles comme système de conservation.**

IV.1.3.2. Conservation des œufs

Les œufs sont des produits d'une valeur alimentaire très élevée et qui sont recherchés toute l'année, tant pour être consommés seuls que pour servir à la préparation d'autres produits, alors que leur production est saisonnière. En période de froid, la ponte est faible, insuffisante par rapport à la consommation, il y a donc intérêt à rechercher leur conservation pour qu'ils puissent être livrés à la vente pendant la saison morte tout en évitant une perte au moment d'une ponte surabondante. Le transport sous régime de froid permet les expéditions avec le minimum de pertes.

Le froid suspend l'incubation et prévient la formation de taches rouges qui ne peuvent se produire qu'à une température de 20°C. Les basses températures augmentent la consistance du blanc et empêchent ainsi la rupture du jaune.

L'expérience a montré que la température la plus basse, en évitant de congeler l'œuf, même superficiellement, était le meilleur. Pour tenir compte des différentes variétés ou diverses qualités des œufs entreposés, on pourra adopter une température de conservation au dessus de 5 °C. Ainsi, les œufs sont à stocker dans un local frais (entre 5 et 15 °C) pour une durée de 6 mois.

Avec un degré hygrométrique de la salle trop bas, il y aurait risque de dessèchement de l'intérieur, une évaporation trop forte ; un degré hygrométrique trop élevé provoquerait le développement de moisissures.

On peut admettre comme degré hygrométrique favorable :

- ✓ 70 à 78 % avec réfrigération par radiation
- ✓ 82 à 85 % avec réfrigération à air forcé avec une température de 5 °C
- ✓ 85 % pour une température de 8 °C avec réfrigération à air forcé.

En conclusion, nous allons adopter, pour la conservation des œufs en entreposage :

- ✓ Une température de 8 °C afin de ralentir le vieillissement de l'œuf ;
- ✓ Un degré hygrométrique de 85 %.

IV.1.4. Entreposage frigorifique des denrées d'origine végétale

La conservation frigorifique des fruits et légumes est bien différente de celle des autres substances alimentaires périssables, telles que viandes, poissons, produits laitiers, etc. Tandis que ces derniers sont des corps morts, à soustraire au dépérissement naturel et parasitaire, les fruits et légumes sont des organismes qui doivent être maintenus en vie, tout au moins ralentie, pour qu'ils puissent atteindre un degré déterminé de leur évolution, d'où résultent des exigences spéciales et très délicates [7].

IV.1.4.1. Influence de la chaleur vitale

Lorsque des denrées d'origine végétale, vivantes, sont entreposées, il se produit un dégagement de chaleur dû à la persistance des réactions vitales dans ces denrées.

Dans l'entreposage des fruits et des légumes, il importe de tenir compte de la **chaleur vitale** de ces denrées.

Dans la conservation à long terme, d'avoir négligé ce facteur peut conduire simplement à obtenir une conservation de moindre durée, mais pour l'entreposage à court terme (lorsqu'il s'agit, par exemple, de stations de pré réfrigération) la capacité de l'installation peut avoir été déterminée trop juste si la chaleur vitale n'a pas été considérée. Dans une installation de ce dernier type, il a été calculé que les besoins de froid correspondant à ce poste représentaient environ 15 % des besoins totaux ; en ce qui concerne le refroidissement des fruits, on a trouvé que la chaleur vitale représentait 22 % de la chaleur totale à absorber, pour un abaissement de température du chargement en 20 heures.

Pour donner une idée de la quantité de chaleur dégagée, la chaleur émise par une seule pomme en 24 heures serait suffisante, s'il n'y avait pas de pertes, pour élever de 1°C un poids d'eau égal à son poids.

IV.1.4.2. Respiration des végétaux

La respiration d'un végétal est un phénomène constant qui ne s'arrête que lorsque les cellules sont mortes : aucune température inférieure autre que celle de congélation n'arrête complètement la maturation ; cette respiration nous préoccupe donc, quant à ses effets, pendant toute la durée de la conservation frigorifique qui ne doit pas aboutir à la mort du produit.

D'une façon générale, la respiration d'une cellule se traduit par un échange gazeux entre la cellule et l'atmosphère : absorption dans celle-ci d'oxygène qui se combine avec le carbone interne, et dégagement par la cellule comme produit nocif, à mesure de sa production, du gaz carbonique formé. Cette réaction se produit en dégageant une certaine quantité de chaleur.

Le rapport CO_2/O_2 , de l'acide carbonique émis, dans un temps donné, à l'oxygène absorbé, est appelé le quotient respiratoire (Q) : ce rapport traduit l'activité des échanges gazeux et indique avec quelle intensité la cellule s'appauvrit en carbone et autres éléments oxydables ; cet appauvrissement étant d'autant plus grand que la respiration est plus intense. Il en résulte que plus l'activité est élevée, moindre est la durée moyenne de vie en entrepôt.

IV.1.4.3. Conservation des fruits et des légumes

L'état du fruit et du légume au moment de la cueillette est de très grande importance. Il importe grandement que le fruit soit récolté au moment opportun : du degré de maturité à ce moment dépend et l'aptitude à la conservation et la qualité, saveur et odeur à la sortie de l'entrepôt. Si les fruits sont cueillis mûrs, l'apparence et le goût seront meilleurs.

En entrepôt, les parasites de fruits et de légumes sont tués ou gênés dans leur développement, le froid restreint l'évaporation, dans les fruits contenant des matières grasses, le rancissement est retardé.

Une humidité trop faible provoque le flétrissement des fruits et des légumes. En effet, l'humidité joue un rôle dans la germination et le développement des moisissures et par suite dans les aptitudes à la conservation.

La ventilation est nécessaire : du fait de la production de gaz par les fruits et les légumes qui s'accumuleraient dans les emballages, il se produirait une asphyxie du fruit et du légume ; elle empêche le développement de nombreuses maladies ; par contre, si le brassage est excessif, on aboutit à une diminution de poids des fruits et des légumes conservés.

Dans le but de notre projet et des conditions climatiques, nous adoptons la culture des fruits et des légumes tropicaux tels que :

- ✓ **Citrons** : les citrons sont cueillis verts. La température de conservation optimum est de 5° à 10°C avec 83-85 % d'humidité relative donnant un entreposage de 30 à 90 jours.
- ✓ **Mangues** : cueillis trop verts, les mangues donnent de mauvaise qualité et de maturation non satisfaisante en entreposage. Il est donc important de pouvoir récolter des fruits plus murs, sans risques de pertes liées à la maturation en cours de transport. La température de conservation est de 6° à 8 °C avec 85-90 % d'humidité relative jusqu'à 60 jours.
- ✓ **Oignons** : ayant une peau protectrice différente des autres racines, les oignons admettent une atmosphère relativement sèche, la germination à 0 °C peut être contrôlée par une humidité relative aussi basse que possible, ces deux conditions empêchent les moisissures pourvu que soient triés les oignons endommagés ou malades, ils doivent être séchés avant l'entreposage. La température optimum est de 6° à 12 °C avec 80-85 % d'humidité relative et de 2 à 4 mois de conservation.

- ✓ **Haricots verts** : conservés au frais entre 4 à 6 °C avec une humidité relative de 85 - 87 %. La durée de conservation varie de 4 à 6 semaines.

Le tableau 25 résume les conditions de stockage et de durée de conservation des fruits et légumes réfrigérés.

Nature des denrées	Température de conservation	Degré hygrométrique	Durée De conservation
citrons	5 à 10°C	83-85 %	30 à 90 jours
Mangues	6 à 8 °C	85-90 %	60 jours
Oignons	6 à 12 °C	80-85 %	2 à 4 mois
Haricots verts	4 à 6 °C	87 %	4 à 6 semaines

Tableau 25: Conditions de stockage et durée de conservation pour fruits et légumes réfrigérés

On remarque bien que ces produits exigent à peu près les mêmes conditions de stockage d'où l'opportunité de faire un **entreposage mixte** même si les conditions optima d'entreposage requièrent des chambres froides séparées.

L'entreposage mixte, qui est une méthode d'entreposage économique au détriment des chambres froides séparées, consiste à placer plusieurs produits demandant des conditions un peu différentes dans une même pièce. Dans ce cas, les températures d'entreposage les plus sensibles seront utilisées afin de ne pas causer de dommage aux produits les plus délicats.

Cependant, il faut prendre soin de ne pas placer dans une même chambre des produits qui génèrent des odeurs et d'autres qui peuvent les absorber. De ce fait, les pommes de terre, les poires, les prunes, les abricots, les tomates etc., dégagent de l'éthylène qui, même à faible concentration, peut provoquer la germination des carottes, des oignons etc., causer du blanchiment, du jaunissement ou donner un goût amer aux autres produits.

IV.1.5. Méthodes de congélation

- ✓ Congélation rapide
- ✓ Congélation lente

IV.1.5.1. Congélation lente

Elle obtenue en plaçant le produit dans une chambre maintenue de -18°C à -40°C . Puisque la circulation d'air est souvent du type à gravité, la durée la congélation des produits peut prendre de 3 heures à 3 jours.

IV.1.5.2. Congélation rapide

Elle peut être obtenue par l'une des trois méthodes suivantes ou par leur combinaison :

- ✓ Par circulation rapide de l'air ;
- ✓ Par contact direct ;
- ✓ Par immersion ;

IV.1.5.2.1. Par circulation rapide de l'air

Cette méthode utilise les effets combinés de la basse température et de la grande circulation de l'air pour obtenir un échange rapide de chaleur entre les produits et l'air de la chambre froide. Il est donc très important que l'air puisse circuler librement autour des produits à congeler.

Même si cette méthode est utilisée pour congeler toutes sortes de produits, elle est particulièrement adaptée pour congeler des produits de forme irrégulière comme les volailles.

IV.1.5.2.2. Par contact direct

Cette méthode consiste à placer les produits sur des plaques de congélation à travers lesquelles le réfrigérant circule. La transmission de chaleur se fait principalement par conduction et l'efficacité dépend des surfaces de contact. Ce type de congélateur est utilisé lorsque les quantités de produits congelés sont faibles. Un tel type de congélateur utilise des plaques qui sont actionnées par les mécanismes à pression hydraulique. Elles s'ouvrent pour permettre de placer les produits entre deux plaques parallèles et se referment pour assurer un meilleur contact entre les produits et les plaques.

IV.1.5.3 Choix de la méthode de congélation :

Comme on a besoin un brassage et une circulation efficaces de l'air au niveau des chambres froides et particulièrement la congélation se fait dans la chambre froide des

volailles, donc le choix ne peut se porter que sur la méthode de congélation par circulation rapide de l'air.

IV.1.6. Cadence par produit des chambres froides

La contenance totale d'une chambre froide nous renseigne sur sa cadence. Elle est comptée journalièrement et représente en général 25 % de la contenance totale de la chambre froide. Ainsi, les dimensions internes des chambres froides nous permettront de connaître la capacité de stockage (contenance) de chaque produit.

Pour notre projet, nous évaluerons la contenance des chambres de conservation des volailles, des œufs et des fruits et légumes (mangues, citrons, oignons et haricots verts).

Nous avons la contenance totale d'une chambre froide et sa cadence qui peuvent se calculer respectivement par les formules suivantes :

$$M = A * H_g * d_e * \eta_o * \alpha \quad (4.1)$$

$$C = 25 \% M \quad (4.2)$$

Avec :

M : contenance totale de la chambre froide en kg ;

C : cadence par produit en kg / jour ;

A : aire ou surface de la chambre froide en m² (voir légende et dimensions du centre en annexe A) ;

H_g : hauteur maximale de gerbage en m ;

d_e : densité d'entreposage en kg / m³ (voir annexe B2) ;

η_o : coefficient d'occupation du sol des marchandises (voir annexe B3) ;

α : coefficient de répartition des différents produits dans la chambre.

Les caractéristiques des différentes chambres sont répertoriées dans le tableau 26 ci-dessous.

Chambre Froide		A (m ²)	H _g (m)	d _e (kg/m ³)	η _o	α	Hauteur de Chambre (m)	Volume de Chambre (m ³)	M (kg)	C (kg/j)
Volailles		100	2	350	0.75	1	3	300	52500	13125
Œufs		100	2	350	0.65	1	3	300	45500	11375
Entrepôt Mixte	Mangues	100	2	350	0.65	0.25	3	300	11375	2844
	Citrons		2	350	0.65	0.25	3		11375	2844
	Oignons		2	450	0.65	0.25	3		14625	3657
	Haricots verts		2	370	0.65	0.25	3		12025	3006

Tableau 26: Caractéristiques des chambres de réfrigération et de congélation

IV.2. Dispositions constructives des entrepôts frigorifiques

Le dimensionnement d'un entrepôt frigorifique dépend en grande partie des paramètres externes ou environnementaux et des paramètres internes.

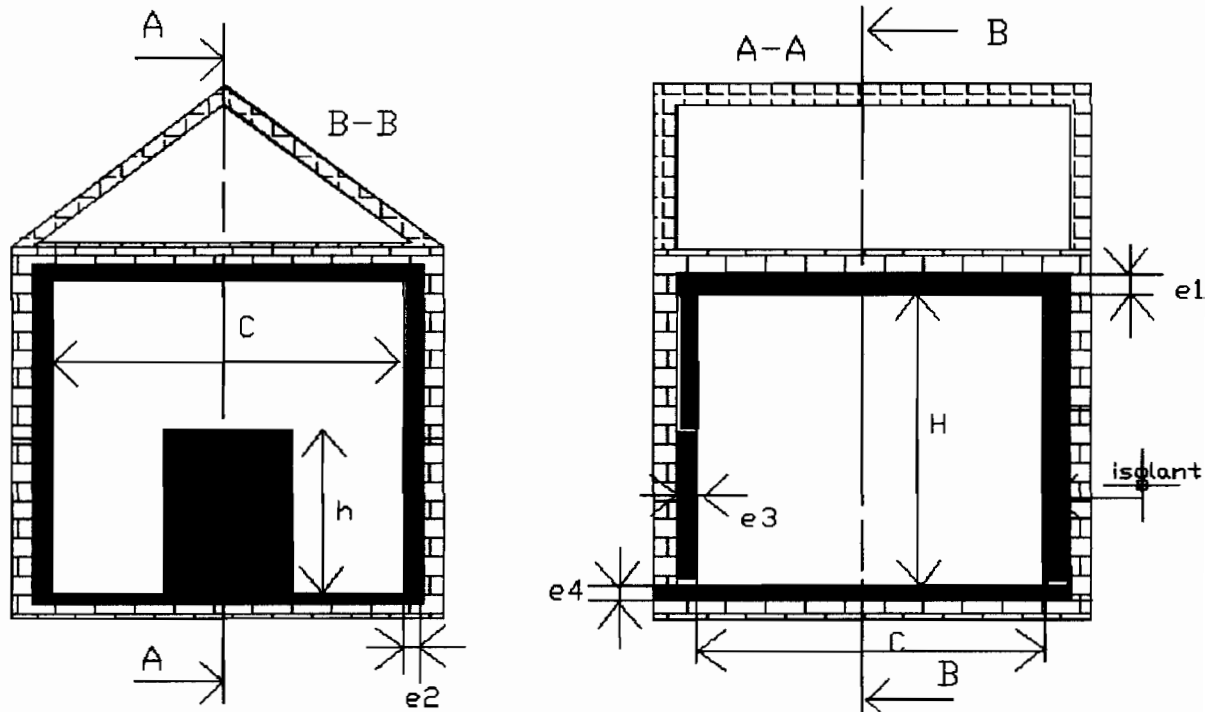


Figure 4.4 : Modèle entrepris des différents entrepôts frigorifiques

Le dispositif constructif des entrepôts frigorifiques dépend du modèle entrepris et des dimensions intérieures significatives des chambres froides, d'où on a :

H = hauteur intérieure de la chambre ($H = 3\text{m}$) ;

C = coté intérieure ($C = 10\text{m}$) ;

h = hauteur de la porte ($h = 2.10\text{m}$) ;

e_1 = épaisseur de l'isolant pour le plancher haut à calculer ;

e_2 = épaisseur de l'isolant pour les murs à calculer ;

e_3 = épaisseur de l'isolant pour la porte à calculer ;

e_4 = épaisseur de l'isolant pour le plancher bas à calculer.

IV.2.1. Les paramètres environnementaux

Les paramètres environnementaux dépendent de la géographie c'est-à-dire de la latitude et de la longitude du lieu considéré.

La zone d'implantation du projet à l'occurrence Sangalkam dans le département de Rufisque est situé à 14.73° Nord et 17.5 ° Ouest.

Les données relatives à cette zone sont présentées dans le tableau 6 où la température maximale moyenne mensuelle est de 28 °C ; donc pour les calculs nous allons majorer à 7 % c'est-à-dire $\theta_e = 30$ °C. Et d'après le tableau 7, l'humidité relative maximale mensuelle est $\varphi_e = 81$ %.

Ainsi, la connaissance de θ_e et de φ_e nous permet de lire sur le diagramme de Mollier (voir annexe B4) l'enthalpie massique $h_e = 86.13$ kJ/kg_{as}.

IV.2.2. Les paramètres internes

Les chambres froides auront pour but de conserver par jour une contenance établie dans le tableau 27. La durée de marche des installations frigorifiques sera de 16 h/j pour les chambres froides de produits réfrigérés et 18 h/j pour celles des produits congelés, la manutention sera manuelle et le local technique sera à coté des chambres froides.

Les denrées seront introduites à une température correspondant à la température ambiante du lieu. Les caractéristiques intérieures des chambres froides sont données par le tableau 27 ci-dessous.

Chambres froides	Températures intérieures θ_i (°C)	Humidités relatives intérieures φ_i (%)	Enthalpies massiques intérieures h_i (KJ/Kg)
Volailles	- 12	90	- 9.13
Œufs	8	85	22.28
Entrepôt mixte	6	85	18.40

Tableau 27: Caractéristiques intérieures des chambres froides

IV.2.3. Dimensions et choix des constituants des parois

Les parois frigorifiques sont constituées d'isolants. La loi de Fourier, définissant la transmission de chaleur à travers une paroi, s'applique bien entendu au cas particulier de l'isolation frigorifique.

La chaleur se transmet entre deux milieux de températures différentes, en quantité variable, mais jamais nulles. La transmission s'effectue de trois façons à savoir par conduction, rayonnement et convection. L'influence globale de la convection et du rayonnement, dans le cas d'une paroi isolée, est assez faible par rapport à celle de la conduction.

Isoler une paroi consiste donc essentiellement à réduire dans de très grandes proportions la transmission par conduction en interposant une couche isolante.

De l'ensemble des trois facteurs de transmission, résulte le « flux thermique » entre deux milieux. Ce flux thermique est constant, pour un $\Delta\theta$ constant, et les quantités de chaleur transmises du milieu interne à la paroi, à travers la paroi, de la paroi au milieu externe sont les mêmes. Donc le flux thermique n'est jamais nul entre des milieux de températures différentes. L'isolation, quelque soit son épaisseur, a pour effet de l'affaiblir dans une très grande mesure, mais non de l'arrêter complètement.

L'inverse des coefficients de transmission de surface interne et externe appelé résistances thermiques superficielles nous est donnée par l'annexe B5. Les résistances thermiques superficielles internes dépendent du type de ventilation et celles externes dépendent de l'ambiance extérieure en contact avec la chambre froide.

IV.2.3.1. Coefficient de conductivité

Le pouvoir isolant d'un matériau est défini par son coefficient de conductivité λ . Sa valeur varie considérablement suivant les matériaux. Cependant la valeur à retenir dans les calculs est celle « pratique » obtenue en majorant λ théorique donné par le fabricant afin de tenir compte :

- ✓ du manque d'homogénéité de certains isolants ;
- ✓ des tolérances et erreurs de mesure sur échantillons ;
- ✓ du vieillissement et d'une légère humidification ;
- ✓ des joints et imperfection de pose ;
- ✓ des ponts thermiques inévitables.

Suivant les matériaux, la dimension des panneaux, les conditions de mise en œuvre, la majoration appliquée sur λ théorique pour obtenir le coefficient pratique moyen d'une isolation posée, peut être de 10 à 20 %.

L'annexe B6 nous donne les coefficients de conductibilité thermique de quelques isolants utilisés pour les murs des chambres froides.

Il existe un isolant préfabriqué connu sous le nom de « **isolant de type sandwich composé d'une âme en mousse polyuréthane et de deux revêtement métalliques** ».

Pour uniformiser la constitution des parois des chambres froides et faciliter ainsi leur construction, nous avons pris pour toutes les parois, les portes et les planchers cet isolant préfabriqué. L'âme de cet isolant étant en mousse de polyuréthane, il a pour coefficient de conductivité :

$$\lambda_{th} = 0.024 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

$$\lambda_{pr} = 0.029 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1} \text{ (majoration de 20 \%)}$$

IV.2.3.2. Détermination des épaisseurs des isolants

Le choix d'un ou de plusieurs matériaux isolants étant fait, plusieurs facteurs entrent en ligne de compte pour déterminer la ou les épaisseurs convenables. Tous ces facteurs sont liés d'une façon ou d'une autre aux ambiances extérieure et intérieure. Cependant le facteur dominant est la déperdition.

En général, les épaisseurs sont calculées en fonction d'une déperdition maximale admise sous forme de flux thermique surfacique ou d'un coefficient de transmission thermique imposé Q' .

Pour un avant projet, on peut fixer un flux thermique surfacique identique pour toutes les parois et de valeur comprise entre 5 et 8 Kcal / h.m². D'après G. Baillet [8], on peut fixer en moyenne maximale le flux thermique surfacique Q' à 6 Kcal / h .m² pour nos chambres froides. Soit :

$$Q' = 7 \text{ W} / \text{m}^2.$$

✦ Relation entre l'épaisseur e de l'isolant et la déperdition maximale Q'

La chaleur à travers une paroi s'exprime par :

$$Q = K * S * \Delta\theta \quad \text{ou} \quad Q = Q' * S \quad (4.3)$$

Donc

$$Q' = K * \Delta\theta \quad (4.4)$$

En négligeant les coefficients de transmission de surface et en considérant l'isolant seulement, on a :

$$K = \frac{\lambda_{pr}}{e} \quad \text{donc} \quad Q' = \frac{\lambda_{pr}}{e} * \Delta\theta \quad \text{d'où} \quad e = \frac{\lambda_{pr}}{Q'} * \Delta\theta \quad (4.5)$$

e = épaisseur de l'isolant à utiliser.

✦ Conditions de température

Elles sont caractérisées par le terme $\Delta\theta$. Les épaisseurs sont calculées par un $\Delta\theta$ maximum compte tenu des températures extérieures les plus élevées, même si elles ne doivent exister que quelques jours par an.

- Les installations sont directement placées sur le sol. La température du sol supposée constante est égale à 18 °C. Pour des soucis de sécurité nous prenons $\theta_{sol} = 20$ °C.
- Pour les murs ou parois verticales, on va adopter une épaisseur unique afin de faciliter l'assemblage des panneaux et leurs approvisionnements. Pour ce faire, on va majorer la température extérieure de 5 °C pour tenir compte de l'insolation maximale pendant quelques heures par jour. Donc $\theta_{pv} = 35$ °C [9].
- Nos planchers hauts seront installés sous des faux plafonds ainsi l'isolation ne sera pas exposée directement à l'insolation. Dans ce cas la température à retenir est celle de l'air extérieure. Donc $\theta_{ph} = 30$ °C.

✦ Calcul théorique des épaisseurs des isolants

Ayant les coefficients de conductivité thermique et les différences de température, un premier

calcul des épaisseurs s'impose :

$$e = \frac{\lambda_{pr} * \Delta\theta}{Q'}$$

➤ Epaisseur du dallage des différentes chambres froides

Chambres froides	λ_{pr} (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	$\Delta\theta$ (°C)	Q' (W / m ²)	e _{th} (mm)
Volailles	0.029	32	7	132.6
Œufs	0.029	12	7	50
Entrepôt mixte	0.029	14	7	58

Tableau 28: Epaisseurs théoriques des dallages des chambres froides

➤ Epaisseur du plancher haut des chambres froides

Chambres froides	λ_{pr} (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	$\Delta\theta$ (°C)	Q' (W / m ²)	e _{th} (mm)
Volailles	0.029	42	7	174
Œufs	0.029	22	7	91
Entrepôt mixte	0.029	24	7	99.5

Tableau 29 : Epaisseurs théoriques des planchers hauts des chambres froides

➤ Epaisseur des murs ou planchers verticaux des chambres froides

Chambres froides	λ_{pr} (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	$\Delta\theta$ (°C)	Q' (W / m ²)	e _{th} (mm)
Volailles	0.029	47	7	195
Œufs	0.029	27	7	112
Entrepôt mixte	0.029	29	7	120

Tableau 30: Epaisseurs théoriques des planchers verticaux des chambres froides

✦ Détermination du coefficient de transmission thermique théorique K_{th} des isolants

La détermination des épaisseurs pratiques des isolants se fait sur la base du coefficient de transmission thermique. Ainsi, pour la détermination de ce dernier, nous allons utiliser les épaisseurs théoriques des isolants déjà calculées.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_{isol}}{\lambda_{isol}} + \frac{1}{h_e}} \quad (4.6)$$

Avec :

K en $W / m^2 \cdot K$

$1 / h_i$ et $1 / h_e$: résistance thermique superficielle interne et externe des isolants en $m^2 \cdot K / W$

(Voir annexe B5).

Il faut noter que les spécifications ci-dessous permettent de déterminer les résistances thermiques superficielles des parois des chambres froides :

- ✓ La partie inférieure des entrepôts est en contact avec le sol ;
- ✓ La partie supérieure des entrepôts est munie d'un « faux plafond » ;
- ✓ On suppose que tous les murs des chambres sont en contact avec un autre local bien vrai que les parties où se trouvent les portes ne le sont pas. Ceci pour uniformiser les épaisseurs des différentes parois ;
- ✓ La ventilation des chambres froides est mécanique

Chambres froides	$1/h_i$ ($m^2 \cdot K / W$)	$1/h_e$ ($m^2 \cdot K / W$)	e_{th} (mm)	λ_{pr} ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	K_{th} ($W / m^2 \cdot K$)
Volailles	0.06	0.12	132.6	0.029	0.21
Œufs	0.06	0.12	50	0.029	0.53
Entrepôt mixte	0.06	0.12	58	0.029	0.46

Tableau 31: Coefficient de transmission théorique des planchers bas des chambres froides

➤ **Coefficient de transmission thermique du plancher haut des chambres froides**

Chambres froides	$1/h_i$ ($m^2 \cdot K / W$)	$1/h_e$ ($m^2 \cdot K / W$)	e_{th} (mm)	λ_{pr} ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	K_{th} ($W / m^2 \cdot K$)
Volailles	0.06	0.12	174	0.029	0.16
Œufs	0.06	0.12	91	0.029	0.30
Entrepôt mixte	0.06	0.12	99.5	0.029	0.28

Tableau 32: Coefficient de transmission théorique des planchers hauts des chambres froides

➤ **Coefficient de transmission thermique des murs des chambres froides**

Chambres froides	$1/h_i$ ($m^2 \cdot K / W$)	$1/h_e$ ($m^2 \cdot K / W$)	e_{th} (mm)	λ_{pr} ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	K_{th} ($W / m^2 \cdot K$)
Volailles	0.06	0.12	195	0.029	0.14
Œufs	0.06	0.12	112	0.029	0.25
Entrepôt mixte	0.06	0.12	120	0.029	0.23

Tableau 33: Coefficient de transmission théorique des planchers verticaux des chambres froides

Détermination des épaisseurs e_{pr} et des coefficients de transmission thermique pratiques K_{pr} des chambres froides.

Après les calculs théoriques, le choix des épaisseurs pratiques et des coefficients de transmission thermique pratiques se feront avec l'annexe B6 ; et pour l'épaisseur des portes des chambres froides, on va utiliser l'annexe B7.

➤ **Pour les planchers bas**

Chambres froides	K_{pr} (W / m². K)	e_{pr} (mm)
Volailles	0.19	100
Œufs	0.39	50
Entrepôt mixte	0.46	50

Tableau 34: Epaisseurs et coefficients de transmission thermique pratiques des planchers bas

➤ **Pour les planchers hauts**

Chambres froides	K_{pr} (W / m². K)	e_{pr} (mm)
Volailles	0.15	125
Œufs	0.26	75
Entrepôt mixte	0.28	75

Tableau 35: Epaisseurs et coefficients de transmission thermique pratiques des planchers hauts

➤ **Pour les murs**

Chambres froides	K_{pr} (W / m². K)	e_{pr} (mm)
Volailles	0.13	150
Œufs	0.19	100
Entrepôt mixte	0.23	100

Tableau 36: Epaisseurs et coefficients de transmission thermique pratiques des murs➤ **Pour les portes**

Chambres froides	K_{pr} (W / m². K)	e_{pr} (mm)
Volailles	0.12	160
Œufs	0.24	80
Entrepôt mixte	0.23	100

Tableau 37: Epaisseurs et coefficients de transmission thermique pratiques des portes***IV.3. Bilan frigorifique des différentes chambres froides***

Le seul objectif des entrepôts frigorifiques est de conserver la qualité maximale du produit jusqu'au moment de sa consommation ou de son utilisation, donc réduire la freinte par évaporation. Donc pour atteindre cet objectif, il est indispensable d'établir un bilan frigorifique.

Etablir un bilan frigorifique, c'est faire l'inventaire des quantités de chaleur à extraire de l'intérieur d'une chambre froide, pour maintenir constante la température à cœur des produits ou quantifier les charges thermiques à vaincre pour maintenir la température voulue.

Les charges thermiques se répartissent en deux grandes catégories à savoir les charges externes et les charges internes [10].

➤ Les charges externes

Elles comprennent :

- Les charges dues aux apports de chaleur par transmission à travers l'enveloppe de la chambre froide (parois verticales, plancher bas, plancher haut) ;
- Les charges dues au renouvellement d'air ;
- Les charges dues à l'ouverture des portes.

➤ Les charges internes

Elles se subdivisent elles-mêmes en deux sous-catégories :

- ✓ Les charges dépendantes des produits entreposés qui comprennent :
 - Les charges dues aux produits entrants ;
 - Les charges dues à la chaleur dégagée par le moteur de chaque ventilateur d'évaporation ;
 - Les charges dues à la respiration des produits (fruits et légumes) ;
 - Les charges dues au dégagement de chaleur des résistances des évaporateurs mises sous tension en période de dégivrage.
- ✓ Les charges indépendantes des produits entreposés qui comprennent :
 - Les charges dues à l'éclairage ;
 - Les charges dues au personnel ;

IV.3.1. Calcul des charges thermiques externes

IV.3.1.1. Charges thermiques par transmission à travers les parois

On procède à ces calculs paroi par paroi, c'est-à-dire, d'abord les quatre parois verticales puis le plancher haut et enfin le plancher bas pour chaque chambre froide. Les charges par transmission à travers les parois ont pour valeur :

$$Q_{tr} = K.A.\Delta\theta \quad (4.7)$$

Avec :

K = coefficient de transmission thermique de la paroi en $W/m^2.K$.

A = surface de la paroi considérée en m^2

$\Delta\theta$ = différence de température entre les deux cotés de la paroi considéré en K .

En ce qui concerne plus précisément le coefficient de transmission thermique K , on a :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^n \frac{e_n}{\lambda_n} + \frac{1}{h_e}} \quad (4.8)$$

Les parois des chambres froides sont, bien entendu, toujours très bien isolées thermiquement si bien que, par souci de simplification, on ne tient souvent compte, dans les calculs, que de la résistance thermique de l'isolant, K devient alors :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_{isol}}{\lambda_{isol}} + \frac{1}{h_e}} \quad (4.9)$$

➤ **Pour les parois verticales (murs)**

Il y a transmission thermique entre les murs de la chambre des œufs et ceux des fruits et légumes et aussi entre les murs de la chambre des œufs et ceux des volailles ; elle est notée Q_2 .

Il y a aussi transmission thermique entre les murs extérieurs et l'air ambiant, notée Q_1 .

Finalement, $Q_{pv} = Q_1 + Q_2$

Chambres Froides	A (m²)	K₁ (W/m².K)	Δθ₁ (°C)	K₂ (W/m².K)	Δθ₂ (°C)	Q₁ (kW)	Q₂ (kW)	Q_{pv} (kW)
Volailles	30	0.13	42	0.11	20	0.49	0.066	0.56
Œufs	30	0.19	22	0	0	0.25	0	0.25
Entrepôt mixte	30	0.23	24	0.14	2	0.50	0.0084	0.51

Tableau 38: Quantité de chaleur à travers les parois verticales

➤ **Pour les planchers hauts (plafonds)**

Chambres Froides	A (m²)	K (W/m².K)	Δθ (°C)	Q_{ph} (kW)
Volailles	100	0.15	42	0.63
Œufs	100	0.26	22	0.57
Entrepôt mixte	100	0.28	24	0.67

Tableau 39: Quantité de chaleur à travers les planchers hauts

➤ Pour les planchers bas (sols)

Chambres Froides	A (m ²)	K (W/m ² .K)	Δθ (°C)	Q _{pb} (kW)
Volailles	100	0.19	32	0.61
Œufs	100	0.39	12	0.47
Entrepôt mixte	100	0.46	14	0.64

Tableau 40: Quantité de chaleur à travers les planchers bas

Finalement, la charge thermique globale par transmission à travers les parois est la somme des charges à travers les murs, le plancher bas et le plancher haut; et on a :

$$Q_{glb} = Q_{pv} + Q_{ph} + Q_{pb}$$

Chambres froides	Q _{pv} (kW)	Q _{ph} (kW)	Q _{pb} (kW)	Q _{glb} (kW)
Volailles	0.56	0.63	0.61	1.8
Œufs	0.25	0.57	0.47	1.29
Entrepôt mixte	0.51	0.67	0.64	1.82

Tableau 41: Charge thermique globale par transmission à travers les parois

IV.3.1.2. Charge thermique par renouvellement d'air

Dans de nombreuses chambres froides, il est prévu de renouveler plus ou moins l'air ambiant, c'est-à-dire de remplacer une partie de l'air de la chambre froide par l'air extérieur dont la température est supérieure à celle de l'air de la chambre froide. La quantité d'air neuf

admise doit être refroidie de la température extérieure à la température de la chambre froide et constitue donc une charge thermique.

La charge thermique par renouvellement d'air a pour expression :

$$Q_{re} = \frac{V \cdot n \cdot \rho_i \cdot (h_e - h_i)}{86400} \quad (4.10)$$

Où :

V = volume de la chambre froide en m³

n = taux de renouvellement d'air journalier en d⁻¹, donné par :

✓ pour les chambres froides positives : $n = \frac{70}{\sqrt{V}}$

✓ pour les chambres froides négatives : $n = \frac{85}{\sqrt{V}}$

Donc, on a :

Chambres	V	n
Froides	(m ³)	(d ⁻¹)
Volailles	300	5
Œufs	300	4
Entrepôt mixte	300	4

Tableau42: Taux de renouvellement d'air journalier des chambres froides

ρ_i = masse volumique de l'air de la chambre froide donnée par la relation approximative :

$$\rho_i = \frac{\rho_o}{1 + \frac{\theta}{273}} \quad (4.11)$$

$$\rho_o = 1,293 \text{ Kg / m}^3$$

θ = température intérieure de la chambre froide en °C.

Donc, on a :

Chambres	θ	ρ_i
Froides	(°C)	(kg / m ³)
Volailles	-12	1.353
Œufs	8	1.256
Entrepôt mixte	6	1.265

Tableau 43: masse volumique de l'air dans les chambres froides

$\Delta h = h_e - h_i$ = différence d'enthalpie (en kJ / kg) entre l'air extérieur et l'air de la chambre froide.

86400 = nombre de secondes dans une journée.

Donc, le tableau 44 nous donne la charge thermique par renouvellement d'air des différentes chambres froides.

Chambres froides	V (m ³)	ρ_i (kg / m ³)	n (d ⁻¹)	h_e (kJ / kg)	h_i (kJ / Kg)	Q_{re} (kW)
Volailles	300	1.353	5	86,13	-9.13	2.24
Œufs	300	1.256	4		22.28	1.11
Entrepôt mixte	300	1.265	4		18.40	1.19

Tableau 44: Charge thermique par renouvellement d'air des chambres froides

IV.3.1.3. Charge thermique par ouverture des portes

Dans le cas des chambres froides ne comportant qu'une seule porte, on se contente du calcul de la charge par renouvellement d'air tandis que dans le cas d'une chambre froide d'assez grand volume comportant plusieurs portes, il est recommandé d'effectuer également le calcul de la charge par ouverture des portes.

Dans notre cas, étant donné que nos chambres froides sont munies d'une seule porte, la charge thermique par ouverture des portes sera négligée dans le bilan frigorifique.

IV.3.2. Calcul des charges thermiques internes

IV.3.2.1. Charges thermiques internes indépendantes des denrées

IV.3.2.1.1. Charge thermique due à l'éclairage

Dans des chambres froides classiques, les luminaires prévus doivent pouvoir résister au froid et à l'humidité, être étanches à l'eau, être protégés des contacts avec tous objets et être sensibles aux effets de la poussière. L'éclairage nominal habituellement prévu oscille entre 60 et 100 lux, ce qui fait que l'on peut adopter une charge thermique superficielle d'environ 6 W/m^2 .

Plus généralement, la charge thermique due à l'éclairage se calcule par la formule :

$$Q_{ec} = \frac{n_l \cdot \tau \cdot P}{24 \times 1000} \quad (\text{en kW}) \quad (4.12)$$

Où :

P = puissance de chaque lampe en W y compris la puissance du starter dans le cas de lampes à cathode chaude ; mais dans notre cas, nous utilisons des **luminaires fluorescents** d'une puissance de **18 W** chacun.

τ = durée de fonctionnement des luminaires ; en règle générale on prend 8 h/d ;

n_l = nombre de lampes dans la chambre froide ; en principe, on installe **6 fluorescents** dans chaque chambre froide.

24 = nombre d'heures dans une journée.

On a :

$$Q_{ec} = \frac{6 \times 8 \times 18}{24 \times 1000}$$

$Q_{ec} = 0.036 \text{ kW}$

IV.3.2.1.2. Charge thermique due aux personnes

La charge thermique due aux personnes se calcule d'après la formule :

$$Q_{pe} = \frac{n_p \cdot q_p \cdot \tau}{24 \times 1000} \quad (\text{en kW}) \quad (4.13)$$

Où :

n_p = nombre de personnes opérant dans la chambre froide.

Le personnel est fixé à 3 arrimeurs qui vont assurer la manutention, l'arrangement et le contrôle des produits pour chaque chambre froide. Donc ils vont assurer un travail moyen dans la chambre froide.

q_p = quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide en W.

La quantité de chaleur émise par le personnel dépend de la nature du travail et de la température du local (voir annexe B8).

τ = durée de présence de chaque personne dans la chambre froide ; on prend en général 8 h /d

24 = nombres d'heures dans une journée.

Donc le tableau 45 nous donne la charge thermique due aux personnes des différentes chambres froides.

Chambres froides	θ (°C)	q_p (W)	n_p	τ (h/d)	Q_{pe} (kW)
Volailles	-12	342	3	8	0.34
Œufs	8	222			0.22
Entrepôt mixte	6	258			0.26

Tableau 45: Charge thermique due aux personnes dans les chambres froides

IV.3.2.2. Charges thermiques internes dépendantes des denrées

IV.3.2.2.1. Charge thermique due aux denrées entrantes

Cette charge résulte de ce que les produits introduits dans la chambre froide se trouvent presque toujours à une température supérieure à la température de la chambre froide et qu'ils dégagent donc une certaine quantité de chaleur aussi longtemps que leur température n'est pas tombée à la température d'entreposage.

Lorsque les denrées introduites sont entreposées dans une chambre froide assurant la congélation, la charge due aux produits entrants pour abaisser leur température jusqu'à celle d'entreposage est donnée par la formule :

$$Q_k = \frac{mc_1(\theta_1 - \theta_2) + mL + mc_2(\theta_2 - \theta_3)}{86400} \quad (\text{en kW}) \quad (4.14)$$

Où :

m = masse de denrées introduite chaque jour en kg /d ;

c_1 = capacité thermique massique moyenne entre θ_1 et θ_2 de chaque type de denrée introduite, en KJ /Kg.K (voir annexe B1) ;

θ_1 = température initiale de la denrée introduite en °C ;

θ_2 = température de congélation de la denrée introduite en °C ;

L = chaleur latente de congélation de la denrée introduite en kJ /kg (voir annexe B1) ;

c_2 = capacité thermique massique moyenne entre θ_2 et θ_3 de chaque type de denrée introduite en kJ /kg.K (voir annexe B1) ;

θ_3 = température d'entreposage des denrées en °C ;

86 400 = nombre de secondes dans une journée, en s/d.

La capacité thermique massique moyenne c_1 est donc celle des denrées au-dessus de leur point de congélation tandis que la capacité thermique moyenne c_2 est celle des denrées en dessous de leur point de congélation.

Au lieu d'effectuer le calcul type de denrée par type de denrée lorsque les denrées introduites sont différentes, on peut calculer, tant pour les denrées avant congélation que pour les denrées après congélation, une capacité thermique massique moyenne c_m telle que :

$$c_m = \frac{m_1.c_1 + m_2.c_2 + \dots + m_n.c_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n} \quad (4.15)$$

Lorsque les denrées introduites sont entreposées dans une chambre froide assurant seulement la réfrigération des produits et non leur congélation, la charge due aux produits entrants se simplifie et l'on a en définitive :

$$Q_{de} = \frac{m.c_1(\theta_1 - \theta_3)}{86400} \quad (4.16)$$

Dans notre cas, de nos denrées entreposées, il n'y a que les volailles qui sont des produits congelés alors que les œufs et les fruits et légumes sont réfrigérés.

Donc, le tableau 46 nous donne les charges thermiques dues aux denrées entrantes des différentes chambres froides.

Chambres		m	c ₁	c ₂	L	θ ₁	θ ₂	θ ₃	c _m	Q _{de}
Froides		(kg/d)	(kJ/ kg.K)	(kJ/ kg.K)	(kJ/kg)	(°C)	(°C)	(°C)	(kJ /kg.K)	(kW)
Volailles		13125	3.14	1.72	247	30	-2.8	-12		55.6
Œufs		11375	3.18					8		9.21
Entreposage Mixte	Mangues	2844	3.56							
	Citrons	2844	3.81							
	Oignons	3657	3.77					6	3.75	13
	Haricots verts	3006	3.85							

Tableau 46: Charge thermique due aux denrées entrantes des chambres froides

IV.3.2.2.2. Charge thermique due à la respiration des denrées

Les produits végétaux entreposés dégagent de la chaleur du fait de la respiration. En présence de tels produits, il faut donc tenir compte également de la charge correspondante qui a pour valeur :

$$Q_{resp} = \frac{M \cdot q_{resp}}{3600} \quad (4.17)$$

Où :

M = masse de produit considéré en tonne (t) ;

q_{resp} = chaleur massique de respiration du produit considéré en kJ /t.h (voir annexe C9) ;

3600 = nombre de secondes par heure.

Donc, le tableau 47 nous donne la charge thermique due à la respiration des denrées des différentes chambres froides.

Chambres		M	q _{resp}	Q _{resp/pr}	Q _{res.tot}
Froides		(t)	(kJ/t.h)	(kW)	(kW)
Volailles		52.5	0	0	0
Œufs		45.5	0	0	0
Entrepôt Mixte	Mangues	11.375	74.2	0.23	2.95
	Citrons	11.375	43	0.13	
	Oignons	14.625	342.4	1.4	
	Haricots vert	12.075	355.8	1.19	

Tableau 47: Charge thermique due à la respiration des denrées des chambres froides

IV.3.2.2.3. Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur

Arrivé à ce stade du calcul, il est nécessaire de déterminer la puissance frigorifique intermédiaire $Q_{o, \text{int}}$ que le ou les évaporateurs devront assurer afin de couvrir la charge thermique intermédiaire Q_{int} qui est la somme des différentes charges unitaires précédemment calculées. Cette puissance frigorifique intermédiaire nous sera ensuite utile pour déterminer la puissance frigorifique prévisionnelle $Q_{o, \text{prev}}$.

La charge thermique intermédiaire est :

$$Q_{\text{int}} = Q_r + Q_e + Q_{ec} + Q_{pe} + Q_{de} + Q_{resp}$$

Si l'on désigne par τ_{inst} la durée de fonctionnement de l'installation frigorifique en h/d, la puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur est alors :

$$Q_{o, \text{int}} = \frac{Q_{\text{int}} \times 24}{\tau_{\text{inst}}} \quad (4.18)$$

Donc, le tableau 48 nous donne la puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur des différentes chambres froides.

Chambres	Q_{tr}	Q_{re}	Q_{ec}	Q_{pe}	Q_{de}	Q_{resp}	Q_{int}	τ_{inst}	Q_{o, int}
Froides	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(h/d)	(kW)
Volailles	1.8	2.24	0.036	0.34	55.6	0	60	18	80
Œufs	1.29	1.11	0.036	0.22	9.21	0	11.87	16	17.80
Entrepôt mixte	1.82	1.19	0.036	0.26	13	2.95	19.26	16	29

Tableau 48: Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur des chambres froides

IV.3.2.2.4. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des caissons de traitement d'air

Dans les chambres froides modernes, on utilise toujours des caissons de traitement d'air équipés d'un ventilateur ce qui permet d'assurer un brassage et une circulation efficaces de l'air. Le ventilateur est entraîné par un moteur électrique qui dégage de la chaleur qui s'ajoute à la chaleur dégagée par les différentes autres sources.

Ce calcul nécessite donc de connaître le type de caisson de traitement d'air prévu. Or, cette information ne sera normalement connue qu'une fois le bilan frigorifique établi.

La détermination provisoire du type de caisson de traitement d'air à prévoir se fait à partir du calcul provisoire de la puissance frigorifique prévisionnelle $Q_{o, \text{prév}}$ laquelle s'obtient en ajoutant 20 % à la puissance frigorifique intermédiaire $Q_{o, \text{int}}$ calculée précédemment.

On a donc :

$$Q_{o, \text{prév}} = 1.2 \times Q_{o, \text{int}} \quad (4.19)$$

Donc le tableau 49 nous donne la puissance frigorifique prévisionnelle de chaque type de chambre froide.

Chambres froides	Q_{o, int} (kW)	Q_{o, prév} (kW)
Volailles	80	96
Œufs	17.80	21.36
Entrepôt mixte	29	34.8

Tableau 49: Puissance frigorifique prévisionnelle de l'évaporateur des chambres froides

Le choix du caisson de traitement d'air dépend de la puissance frigorifique prévisionnelle de la chambre froide. D'après le catalogue de la **série 39 HH 100** du fournisseur **Carrier** (voir annexe B10) pour la chambre froide des volailles ; et celui de la **série CTB₂** du fournisseur **Hydronic** (voir annexe B11) pour les chambres froides des œufs et fruits et légumes, nous avons choisi comme caractéristiques de caissons de traitement d'air suivantes :

➤ **Pour la chambre froide des volailles**

Modèle	Type	Débit (m³/s)	Refroidissement (kW)	Puissance du moteur (kW)	Pression statique (Pa)
143	MFHFdrv	3.3	99	1 x 7.5	750

Tableau 50: Caractéristiques du caisson de traitement de l'entrepôt des volailles

➤ Pour la chambre froide des œufs

Modèle	Débit (m ³ /h)	Refroidissement (kW)	Puissance du moteur (kW)	Pression statique (Pa)
CTB ₂ 40	4000	22.7	2 x 0.55	40

Tableau 51: Caractéristiques du caisson de traitement de l'entrepôt des œufs

➤ Pour la chambre froide des fruits et légumes (entreposage mixte)

Modèle	Débit (m ³ /s)	Refroidissement (kW)	Puissance du moteur (kW)	Pression statique (Pa)
CTB ₂ 60	6000	35.8	3 x 0.55	70

Tableau 52: Caractéristiques du caisson de traitement de l'entrepôt des fruits et légumes

La charge due aux moteurs des ventilateurs des caissons de traitement d'air est alors donnée par la formule :

$$Q_{mot} = \frac{n.P.\tau_{\text{évap}}}{\tau_{\text{inst}}} \quad (4.20)$$

Avec :

n = nombre de moteurs du caisson de traitement d'air ;

P = puissance du moteur en kW ;

$\tau_{\text{évap}}$ = durée de fonctionnement des ventilateurs en h/d ;

τ_{inst} = durée de marche de l'installation frigorifique en h/d.

Donc, le tableau 53 nous donne la charge due aux moteurs des ventilateurs des différentes chambres froides.

Chambres froides	n	$\tau_{\text{évap}}$ (h/d)	τ_{inst} (h/d)	P (kW)	Q_{mot} (kW)
Volailles	1	18	18	7.5	7.5
Œufs	2	16	16	0.55	1.1
Entreposage mixte	3	16	16	0.55	1.65

Tableau 53: Charge due aux moteurs des ventilateurs des caissons

IV.3.2.2.5. Puissance frigorifique effective de l'évaporateur

La puissance frigorifique effective de l'évaporateur représente la somme de la puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur à la charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des caissons de traitement d'air ; elle est donnée par la formule suivante :

$$Q_{o.\text{eff}} = Q_{o.\text{int}} + Q_{\text{mot}} \quad (4.21)$$

Donc, le tableau 54 nous donne la puissance frigorifique effective de l'évaporateur des chambres froides.

Chambres froides	Q_{o.int} (kW)	Q_{mot} (kW)	Q_{o.eff} (kW)
Volailles	80	7.5	87.5
Œufs	17.80	1.1	18.9
Entreposage mixte	29	1.65	30.65

Tableau 54: Puissance frigorifique effective des évaporateurs des chambres froides

IV.4. Le Refroidissement Frigorifique par Absorption

IV.4.1. Impact environnemental et choix du Système par Absorption

La production du froid est au cœur de deux principales menaces pour l'environnement de notre planète : l'appauvrissement de la couche d'ozone et le réchauffement climatique. Ces deux préoccupations, qui ont donné lieu à deux protocoles différents, Montréal et Kyoto, doivent être traitées avec davantage de coordination ; les deux phénomènes atmosphériques sont liés et les remèdes que l'on apporte à l'un ont des conséquences sur l'autre, positives ou négatives.

L'impact du secteur du froid sur ces deux phénomènes a deux origines :

- Le froid utilise des fluides frigorigènes qui, pour certains d'entre eux, lorsqu'ils sont émis dans l'atmosphère par manque d'étanchéité des installations ou par défaut de récupération des frigorigènes en fin de vie de celles-ci, ont un impact négatif sur l'environnement :
 - Les chlorofluorocarbures (en abrégé CFC), les hydro chlorofluorocarbures (en abrégé HCFC) et, dans une moindre mesure, les hydro fluorocarbures (en abrégé HFC), contribuent à l'appauvrissement de l'ozone stratosphérique ;
 - Les CFC, HCFC et HFC sont des gaz à effet de serre.
- Le froid consomme beaucoup d'énergie et contribue ainsi indirectement à l'émission d'importantes quantités de CO₂. Y compris le conditionnement de l'air, il représente en moyenne 15 % de la consommation mondiale d'électricité. Plus de 80 % de l'impact des systèmes frigorifiques sur le réchauffement climatique est du à l'utilisation de l'électricité. L'efficacité énergétique, variable selon les installations et les frigorigènes utilisés, est donc un élément essentiel à considérer.

Etant donné que le refroidissement par compression utilise ces gaz ou fluides frigorigènes à effet de serre nocifs que les réglementations internationales interdisent progressivement et que l'un des objectifs principaux du projet est la protection de l'environnement, donc nous avons opté pour l'utilisation du refroidissement par absorption dont son impact sur l'environnement est beaucoup plus moindre que celui du refroidissement à compression.

IV.4.2. Constitution du Système Frigorifique par Absorption

La machine de base à absorption comprend : un évaporateur, un absorbeur, une pompe, un générateur (bouilleur), un condenseur, des commandes et des organes annexes tels que robinets divers etc. (voir figure 4.5 ci-dessous).

La méthode de refroidissement par absorption utilise un cycle thermique qui repose sur des différences d'affinités entre deux corps, suivant leurs conditions thermodynamiques : pression, température, concentration. Pour que l'affinité puisse se manifester et être exploitée, il est nécessaire que l'un des deux corps au moins ne soit pas gazeux, et qu'ils ne soient pas tous deux solides. L'absorption est l'affinité entre deux fluides (liquide - liquide ou liquide vapeur). Le fluide de travail du système est une solution contenant un fluide de réfrigération (un réfrigérant) et un absorbant, qui ont l'un pour l'autre une forte affinité.

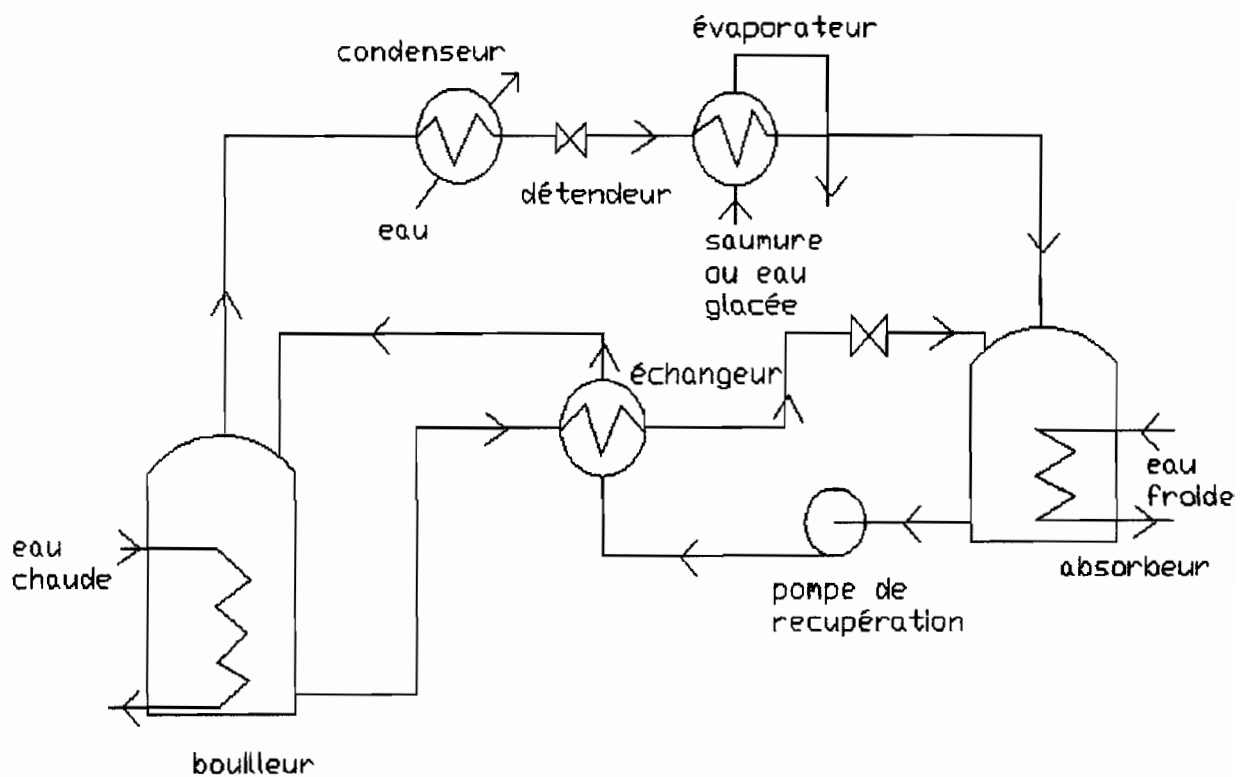


Figure 4.5 : les éléments de base d'une machine à absorption

IV.4.3. Description de fonctionnement

La figure 4.6 ci-dessous nous donne la description schématique du cycle de fonctionnement.

Chemin 1-2 : on apporte de la chaleur ($Q_{\text{gén}}$) par l'intermédiaire du Gilotherm à haut niveau de température (85-100°C) à la solution présente dans le générateur, ce qui produit une évaporation du réfrigérant qui se sépare du mélange en laissant une solution pauvre en réfrigérant. La vapeur produite pénètre dans le condenseur où elle se liquéfie en cédant Q_{cond} . Le générateur et le condenseur constituent la partie haute pression du système.

Chemin 2-3 : le réfrigérant liquide accumulé dans le condenseur est détendu de cette zone à haute pression vers l'évaporateur à basse pression, où il s'évapore en effectuant la réfrigération.

Chemin 3-4 : après extraction de la chaleur du milieu à réfrigérer, la vapeur de réfrigérant pénètre dans l'absorbeur qui est en équilibre avec l'évaporateur.

Chemin 5-4 : dans l'absorbeur, la vapeur de réfrigérant se recombine avec le mélange en provenance du générateur et qui est pauvre en réfrigérant et qui a été détendu ; cette recombinaison est exothermique (Q_{abs}) et il faut extraire la quantité Q_{abs} par refroidissement à eau afin que la température de l'absorbeur soit suffisamment basse pour conserver l'affinité élevée dont a besoin la recombinaison.

Chemin 8-5 : la solution pauvre en réfrigérant cède de la chaleur dans l'échangeur avant d'arriver à l'absorbeur.

Chemin 4-6 : la solution riche au fond de l'absorbeur est pompée vers le générateur pour y maintenir une concentration imposée.

Chemin 6-7 : avant d'arriver au générateur, la solution pompée récupère les calories cédées par la solution pauvre descendant du générateur, au niveau de l'échangeur de chaleur.

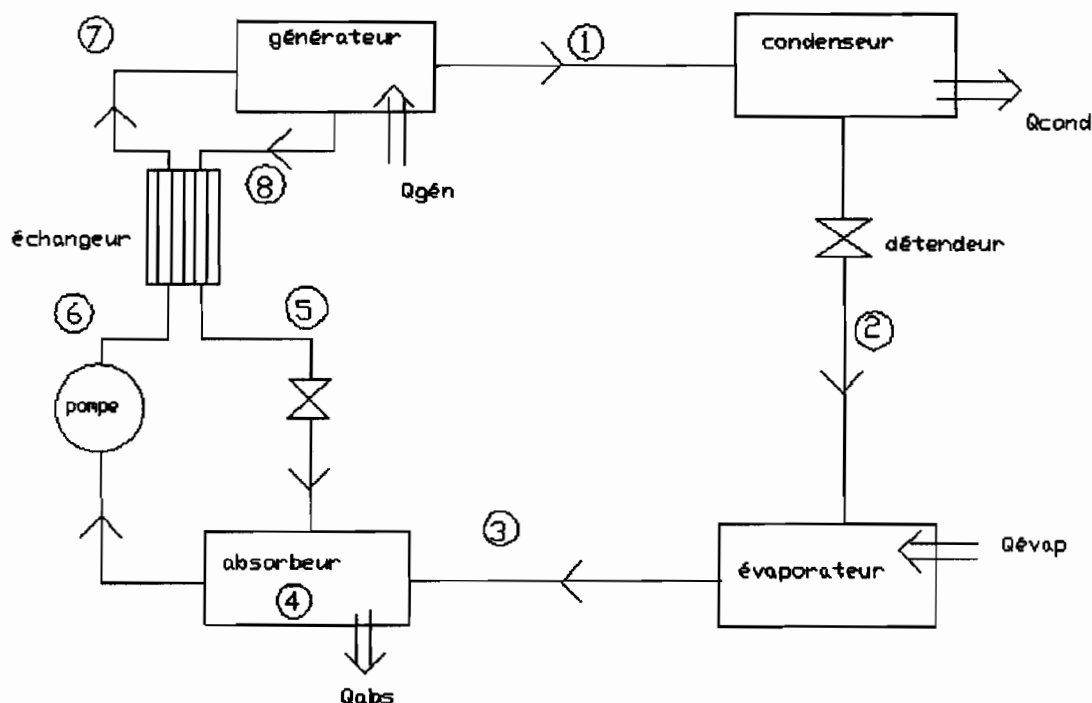


Figure 4.6 : Description fonctionnelle du cycle de refroidissement par absorption

IV.4.4. Fluides Frigorigènes

IV.4.4.1. Le cycle Eau/Bromure de lithium

Dans ce système, le bromure de lithium est l'absorbant et l'eau est le réfrigérant. Cette combinaison est très utilisée pour les applications solaires, parce que :

- ✓ Elle est utilisée généralement pour le froid positif (température de froid supérieure à 0 °C) ;
- ✓ Elle entraîne des coefficients de performances élevés aux températures de fonctionnement des systèmes solaires ;
- ✓ Elle nécessite des pressions de fonctionnement plus basses, permettant ainsi des puissances de pompage plus faibles ;

Etant donné que la chambre froide des œufs et celle des fruits et légumes (entreposage mixte) ont des températures positives (supérieure à 0 °C), donc le cycle eau/bromure de

lithium est utilisé dans les systèmes de refroidissement par absorption de ces deux chambres froides.

IV.4.4.2. Le cycle Eau/Ammoniac

Dans ce système, l'eau sert d'absorbant et l'ammoniac est le réfrigérant. Il est nécessaire que dans la machine, il soit prévu une colonne de rectification ou séparateur qui sépare l'eau de l'ammoniac avant le passage de ce dernier dans le condenseur.

Cette combinaison est utilisée plus généralement pour le froid négatif (température de froid inférieure à 0 °C).

Donc le cycle eau/ammoniac est utilisé pour le système de refroidissement par absorption de la chambre froide des volailles.

IV.4.5. Conditionnement de l'air dans les chambres froides

Le conditionnement de l'air dans les chambres froides est assuré par des caissons de traitement d'air dont leurs caractéristiques pour chaque type de chambres froides sont citées plus haut.

Les caissons de traitement d'air ont deux fonctions essentielles :

- ✓ Assurer le renouvellement d'air (air neuf) ;
- ✓ Permettre le refroidissement de l'air.

La circulation de l'air dans les chambres froides est fonction de la densité variable de l'air. En effet, l'air soufflé par le ventilateur du caisson de traitement d'air a une densité supérieure à l'air de la chambre. Donc cet air frais issu du serpentin de refroidissement du caisson a tendance à descendre vers les produits à conserver ; et une fois en contact avec ces produits, l'air gagne quelques calories de ces produits, sa densité baisse et commence à remonter (Voir figure 4.7 ci-après).

Pour permettre l'introduction d'air neuf dans les chambres froides, il est nécessaire d'en extraire une certaine quantité d'où l'installation d'un évacuateur afin d'évacuer l'air vicié par les denrées et les procédés. Ainsi les gaz nocifs tels que CO₂, CO et volatiles organiques peuvent causer des problèmes lorsqu'ils sont en trop grande quantité [11].

Cependant dans nos chambres froides, il existe deux variantes de caissons de traitement d'air :

- ✓ Caisson de traitement d'air avec comme réfrigérant de l'eau glacée
- ✓ Caisson de traitement d'air avec comme réfrigérant de la saumure.

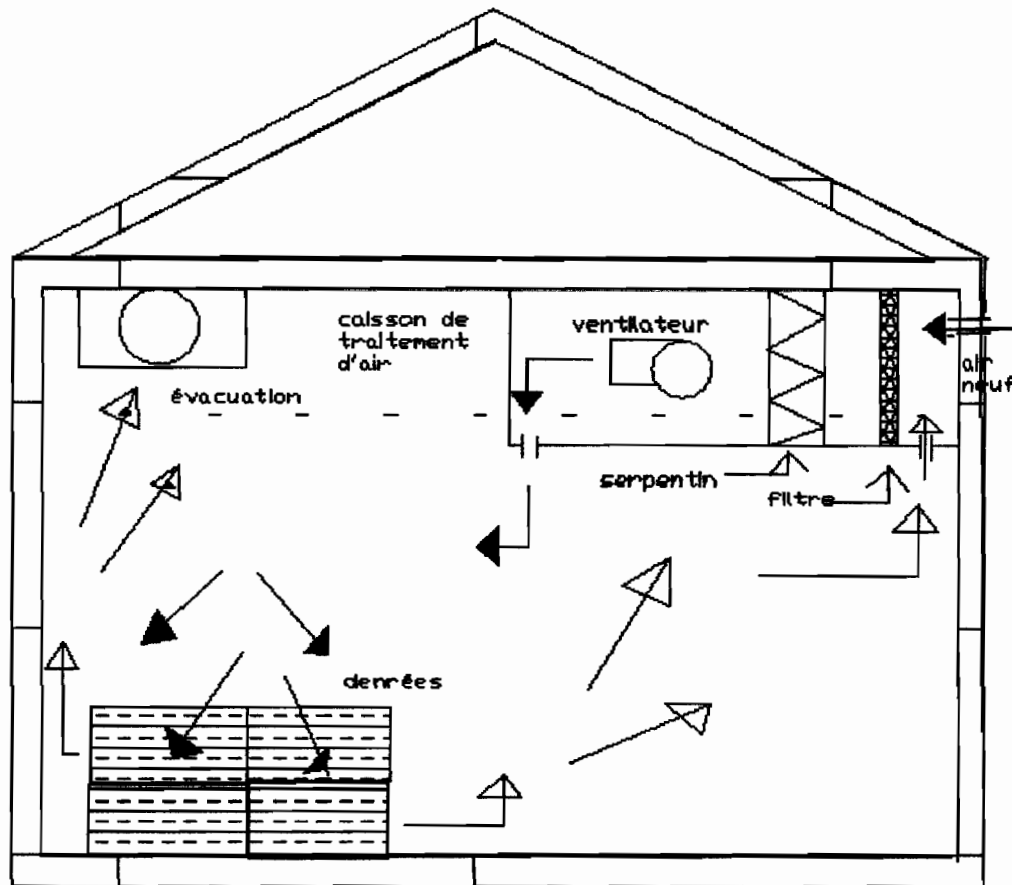


Figure 4.7: Circulation de l'air dans les chambres froides

Le réfrigérant (eau glacée ou saumure), en contact avec l'évaporateur du refroidisseur, se refroidit et passe dans le serpentin du caisson de traitement d'air. Ainsi, l'air soufflé passe par ce serpentin, se refroidit et alimente en froid les denrées entreposées.

Il faut noter que le caisson de traitement d'air avec comme fluide réfrigérant de l'eau glacée est plus commode pour le froid positif, ce qui justifie son utilisation dans les chambres froides des œufs et des fruits et légumes.

Par contre, celui avec comme fluide réfrigérant de la saumure est très adapté pour le froid négatif d'où son utilisation dans la chambre froide des volailles.

IV.4.6. Choix des Refroidisseurs à absorption

Le Refroidisseur à absorption est une machine frigorifique regroupant à la fois tous les éléments du système frigorifique par absorption à savoir l'absorbeur, le générateur, le condenseur, l'évaporateur, la pompe de solution, les détendeurs et l'échangeur.

Le choix des Refroidisseurs dépend de la puissance frigorifique effective $Q_{o,eff}$ des évaporateurs des machines à absorption. D'après le catalogue de la série 116CRCH du fournisseur Carrier (voir annexe B12), on a les caractéristiques suivantes :

➤ Pour la chambre des œufs, $Q_{o,eff} = 18.9$ KW

Model	Débit (l/s)	Pression (kPa)	Puissance frigorifique (kW)	Température du générateur (°C)
16CR 036	1.519	39.2	35	85

Tableau 55: Caractéristiques du Refroidisseur de la chambre froides des œufs

➤ Pour la chambre des fruits et légumes, $Q_{o,eff} = 30.65$ KW

Model	Débit (l/s)	Pression (kPa)	Puissance frigorifique (kW)	Température du générateur (°C)
16CR 036	1.519	39.2	35	85

Tableau 56: Caractéristiques du Refroidisseur de la chambre froides des fruits et légumes

➤ Pour la chambre des volailles, $Q_{o,eff} = 87.5 \text{ KW}$

Model	Débit (l/s)	Pression (kPa)	Puissance frigorifique (kW)	Température du générateur (°C)
16CR 090	3.799	39.2	87.5	100

Tableau 57: Caractéristiques du Refroidisseur de la chambre froides des volailles

IV.5. Dimensionnement du Système Solaire

La technique utilisée consiste à transformer la lumière du soleil en énergie thermique au moyen d'un capteur solaire. La chaleur ainsi produite est dirigée vers une machine à absorption où est dissociée, par ébullition, soit une solution d'eau et de bromure de lithium soit une solution eau et d'ammoniac ; cela dépend des types de chambres froides. Après refroidissement, la recombinaison des deux composants, par absorption de chaleur, produit des frigories. Le froid est ensuite distribué vers les chambres froides par un réseau d'eau glacée ou de saumure alimentant une centrale de ventilation située à chaque niveau.

Ce système énergétique (voir figure 4.8), constitue une alternative fiable et éprouvée qui contribue à la préservation de l'environnement (réduction des émissions de CO₂ et de l'emploi des fluides frigorigènes nocifs) et à une meilleure gestion de l'énergie (économie d'énergie primaire).

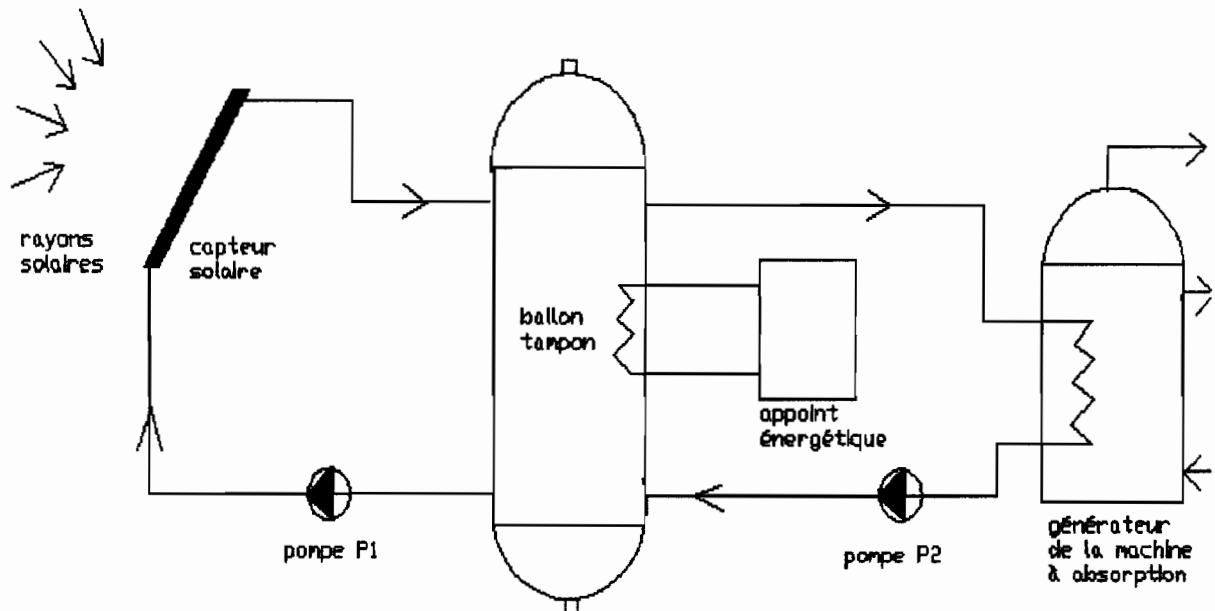


Figure 4.8 : Schéma de principe du système énergétique de production de froid

IV.5.1. Dimensionnement des capteurs solaires

IV.5.1.1. Classification des capteurs thermiques

On peut classer les capteurs thermiques selon trois types de capteurs solaires :

- A. Les capteurs sans vitrages :** sont généralement faits de matière plastique en polymère. Ils n'ont pas de surface sélective, n'ont pas de cadre, de vitrage ni d'isolant à l'arrière. Ils sont efficaces pour capter le rayonnement solaire, mais les pertes thermiques augmentent rapidement avec l'augmentation de la température du fluide caloporteur. Les capteurs sans vitrage sont normalement utilisés pour des applications à basse température.
- B. Les capteurs plans vitrés :** ont généralement une surface sélective, sont fixés dans un cadre, ont un simple vitrage à l'avant et un isolant à l'arrière. Ils sont efficaces pour capter le rayonnement solaire et leurs pertes thermiques vers l'environnement sont relativement faibles. Les capteurs plans vitrés sont normalement utilisés pour des applications à température modérée.
- C. Les capteurs solaires à tubes sous vide :** ont une plaque absorbante avec surface sélective scellée dans un tube de verre maintenu sous vide. Ils sont efficaces pour

capter le rayonnement solaire et leurs pertes thermiques vers l'environnement sont presque négligeables. Des capteurs du marché utilisent un caloduc scellé pour extraire l'énergie thermique de la plaque absorbante (le liquide emprisonné dans le caloduc se vaporise dans la zone inférieure, chauffée par la plaque absorbante puis restitue l'énergie captée en se condensant à l'extrémité supérieure du tube ; le liquide ainsi reformé retourne par gravité vers la partie inférieure du caloduc où le cycle recommence). Les capteurs à tubes sous vides sont normalement utilisés pour des applications à température modérée à élevée (chauffage de procédés à températures supérieures à 80°C) selon la température extérieure.

Etant donné que nous utilisons des Refroidisseurs à absorption dont la température de leur générateur varie entre 85 et 100°C, donc le choix va se porter sur les capteurs solaires à tubes sous vide du type **OPC 15S**, de capacité **1.2 L**, fabriqués par la société **AMK-Solar Systems**. Ils se présentent sous forme de modules de **2.13 m²** d'aire brute.

Les capteurs solaires sont orientés plein Sud avec une inclinaison de **15 °** par rapport à l'horizontal suivant la latitude du lieu.

IV.5.1.2. Calcul du rendement des capteurs

Typiquement, les performances d'un capteur solaire à tubes sous vide sont modélisées par l'équation suivante :

$$\eta_c = F_r - \frac{[F_r UL] \cdot \Delta T}{G} \quad (4.22)$$

Où :

η_c = rendement du capteur (sans dimension)

F_r = un paramètre utilisé pour caractériser l'efficacité optique du capteur (sans dimension)

$[F_r UL]$ = un paramètre utilisé pour caractériser les pertes thermiques du capteur (W/m²°C)

ΔT = différence de température entre le fluide caloporteur à l'entrée du capteur et la température extérieure

G = l'intensité du rayonnement global incident dans le plan du capteur (W/m²)

Les valeurs des paramètres Fr et $[FrUL]$ sont données par le fournisseur **Hoval Herzog** suivant le type de capteur à tube sous vide utilisé (**type Solamax**) ; on a :

$$Fr = 0.61$$

$$[FrUL] = 1.23 \cdot 10^{-3} \text{ kW/m}^2\text{°C}$$

On évalue une perte thermique de 12°C à la sortie du ballon tampon ; donc on aura à l'entrée du capteur une température $T_e = T_g - 12$ avec T_g température du générateur.

On estime la valeur de l'intensité du rayonnement global incident dans le plan du capteur, la valeur mensuelle la plus défavorable de l'année afin de satisfaire la demande instantanée sous un ensoleillement moyen.

$$G = 5.00 \text{ kWh/ m}^2\text{/j} \quad \text{soit}$$

$$G = 0.500 \text{ kW/ m}^2$$

Donc le tableau 58 nous donne le rendement des capteurs de chaque chambre froide

Chambres froides	Fr	[FrUL] (kW/m²°C)	ΔT (°C)	G (kW/ m²)	η_c (%)
Volailles	0.61	0.00123	58	0.500	44
Œufs			43		49
Entrepôt mixte			43		49

Tableau 58: Rendement des capteurs des chambres froides

IV.5.1.3. Calcul de la Surface brute maximale des capteurs

La surface brute maximale des capteurs est calculée avec l'irradiation moyenne mensuelle minimale G incident dans le plan du capteur. Elle est calculée par la formule suivante :

$$S = \frac{P_u}{(F_r \cdot G - [F_r UL] \cdot \Delta T)} \quad (4.23)$$

Où :

P_u = puissance utile du refroidisseur en kW

S = surface brute des capteurs en m^2

F_r , $[F_r UL]$, ΔT et G déjà définis précédemment

Donc le tableau 4.38 nous donne la surface brute maximale des capteurs des chambres froides

Chambres froides	F_r	$[F_r UL]$ (kW/m ² °C)	ΔT (°C)	G (kW/ m ²)	P_u (kW)	S (m ²)
Volailles	0.61	0.00123	58	0.500	87.5	467
Œufs			43		35	170
Entreposage mixte			43		35	170

Tableau 59: Surface brute maximale des capteurs des chambres froides

IV.5.1.4. Associations des modules des capteurs solaires

Les capteurs se présentent sous forme de modules de 2.13 m² d'aire brute. Pour augmenter l'aire utile de captation, on convient d'associer les modules en série. Néanmoins, chaque module ne peut supporter qu'un débit maximum de 100 l/h (voir annexe B13), ce qui est relativement faible. Donc, s'il y a association en série, celle-ci se limitera, quelque soit le nombre de modules qui la compose, à ces 100 l/h. Il devient nécessaire de faire une association en parallèle si l'on désire lever la limitation du débit capteur à 100 L/h.

En conséquence, un bon rendement de captation devra résulter uniquement d'une combinaison optimisée de ces deux types d'association.

Le nombre de modules d'un capteur solaire thermique de ce type est donné par la relation :

$$M_d = \frac{S}{2.13} \quad (4.24)$$

Convenons d'appeler :

n = le nombre de modules associés en série ;

m = le nombre de séries en parallèles.

Alors le nombre total de modules M_d est donné par le produit : $n \times m$.

Le débit capteur ou débit du fluide caloporteur est donné par la relation : $Q = 100 \times m$ (en l/h).

Donc le tableau 4.39 nous donne le nombre de modules de chaque capteur des chambres froides et leur débit nominal.

Chambres froides	S (m²)	M_d (module)	n	m	Q (l/h)
Volailles	467	220	20	11	1100
Œufs	170	80	10	8	800
Entrepôt mixte	170	80	10	8	800

Tableau 60 : Nombre de modules et débit capteur des chambres froides

IV.5.2. Dimensionnement des ballons tampons

Le stockage est un élément essentiel de tout système solaire, les apports et les besoins étant généralement déphasés l'un par rapport à l'autre. Donc le ballon tampon permet au système d'assurer la fourniture d'énergie, passées les heures d'ensoleillement.

IV.5.2.1. Volume total de stockage

Plus volumineux sera le stockage, plus longtemps le système pourra assurer la fourniture d'énergie. Par contre, un grand stockage augmente les pertes thermiques en attente et augmente les coûts d'investissement.

Le volume total de stockage dépend du volume de stockage thermique par unité de surface des capteurs V_{sc} dont la valeur nominale est de 35 l/m^2 et de la surface totale brute S des capteurs ; on a :

$$V_t = V_{sc} \times S$$

Donc le tableau 4.40 nous donne le volume du ballon tampon des différentes chambres froides.

Chambres froides	V_{sc} (L/m²)	S (m²)	V (m³)
Volailles	35	467	16.35
Œufs		170	5.95
Entreposage mixte		170	5.95

Tableau 61: Volume des ballons tampons des chambres froides

IV.5.2.2. Matériau constitutif des ballons tampons

Différents critères permettent de faire le choix le plus approprié au système. Nous pouvons citer, entre autres :

- ✓ L'épaisseur ;
- ✓ La conductivité thermique ;
- ✓ La tenue à la température ;
- ✓ La masse volumique ;
- ✓ Le coût.

L'un des matériaux les plus couramment utilisés à l'heure actuelle est l'**acier inoxydable 18-8** dont la conductivité thermique moyenne dans la gamme 100 - 300 °C vaut 17.53 W/m°C.

En raison des températures élevées que peut atteindre le fluide qui est contenu, le réservoir peut être la source d'importantes pertes énergétiques s'il n'est pas bien calorifugé. Et en vue du choix de l'isolant qui convient le mieux, on se base sur les deux critères essentiels suivants :

- ✓ La conductivité thermique ;
- ✓ Le coût.

Précisons que **la laine de verre** dont la conductivité moyenne entre 100 et 300 °C vaut 0.05 W/m°C, est l'isolant le plus souvent utilisé en de pareils cas.

IV.5.3. Système d'appoint énergétique

Dans les systèmes solaires, il est toujours nécessaire d'avoir une source d'énergie d'appoint. Dès que la température moyenne du stockage descend au-dessous de la limite basse de température, la chaudière d'appoint prend la relève. Cette énergie d'appoint est généralement apportée par une source de chaleur traditionnelle, chaudière électrique, à gaz ou à fuel.

Du point de vue économique et coût d'exploitation, nous avons porté notre choix sur la chaudière à gaz comme système d'appoint.

Ainsi, la puissance utile de la chaudière à utiliser dépend de la puissance du générateur du Refroidisseur installé ; de ce fait, on a :

- ✓ Pour les grandes puissances, le taux de couverture consiste à alimenter une partie du bouilleur à 10 – 40 % par les capteurs solaires et l'autre partie par la chaudière ;
- ✓ Pour les petites et moyennes puissances, le bouilleur sera alimenté à 65 – 85 % par les capteurs solaires et le reste par la chaudière.

Donc le tableau 62 nous donne la puissance utile des chaudières des différentes chambres froides.

Chambres froides	Puissance du générateur (kW)	Taux de couverture Des capteurs solaires (%)	Puissance de la chaudière (kW)
Volailles	87.5	68	28
Œufs	35	82	6.3
Entrepôt mixte	35	82	6.3

Tableau 62: Puissance des chaudières des différentes chambres froides

IV.5.4. Coefficient de Performance des systèmes

On définit le coefficient de performance du système ou **COP** par le rapport entre l'énergie recherchée et le coût de cette énergie.

Plus précisément, connaissant l'énergie moyenne fournie par jour par les capteurs Q_s , l'énergie d'appoint nécessaire Q_a et le besoin journalier moyen des Refroidisseurs Q_r , le **COP** se définit comme suit :

$$COP = \frac{Q_r}{Q_a + Q_s} \quad (4.25)$$

L'énergie moyenne fournie par jour par les capteurs est définie par :

$$Q_s = \eta_c \cdot S \cdot G \quad (4.26)$$

Donc le tableau 63 nous donne le coefficient de performance de chaque système des différentes chambres froides.

Chambres froides	S (m ²)	η_c (%)	G (KW/m ²)	Q _s (KW)	Q _a (KW)	Q _r (KW)	COP (%)
Volailles	467	44	0.424	87.12	28	87.5	76
Œufs	170	49		35.31	6.3	35	84
Entrepôt mixte	170	49		35.31	6.3	35	84

Tableau 63: Coefficient de Performance de chaque système des chambres froides

IV.5.5. Dimensionnement des pompes et de la tuyauterie

D'après le tableau 4.39, nous avons le débit du fluide caloporteur au niveau de la tuyauterie. La tuyauterie est constituée de **tubes en acier galvanisé NF A 49-110** qui sont généralement utilisés sur ces installations à cause de la température élevée du fluide caloporteur.

Pour les chambres froides dont la température de leur bouilleur est de l'ordre de 85 à 100 °C, nous utilisons le **Gilotherm**, dont ces caractéristique sont décrites en annexe B14, comme fluide caloporteur afin d'éviter les défauts liés à l'utilisation de l'eau comme fluide caloporteur à ces températures très élevées. Ceci conduirait à sa vaporisation à la sorti du capteur.

IV.5.5.1. Calcul des diamètres de la tuyauterie

Les vitesses des fluides caloporteurs varient entre 0.5 à 2.0 m/s.

Donc, pour les calculs théoriques, nous allons fixer notre vitesse théorique à 0.9 m/s.

Le diamètre théorique de la tuyauterie est donné par la relation :

$$D_{th} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_{th}}} \quad (4.27)$$

Le diamètre pratique est déterminé à partir de l'annexe B15.

La vitesse pratique est défini par :

$$V_{pr} = \frac{4Q}{\pi \cdot D_{pr}^2} \quad (4.28)$$

Donc, le tableau 64 nous donne les diamètres intérieurs pratiques de la tuyauterie de chaque système et la vitesse pratique du fluide caloporteur.

Chambres froides	Q (m ³ /s)	V _{th} (m/s)	D _{th} (mm)	D _{pr} (mm)	e (mm)	V _{pr} (m/s)
Volailles	3.05.10 ⁻⁴	0.9	20.77	21.7	2.6	0.8
Œufs	2.22.10 ⁻⁴		17.72	21.7	2.6	0.6
Entrepôt mixte	2.22.10 ⁻⁴		17.72	21.7	2.6	0.6

Tableau 64: Diamètres intérieurs pratiques de la tuyauterie et vitesses pratiques des fluides

IV.5.5.2. Calcul de la puissance des Pompes et des Moteurs

IV.5.5.2.1. Puissance mécanique des Pompes

Appliquons l'équation de Bernoulli avec une pompe [5]:

$$\frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} + Z_a + H_p = \frac{P_b}{\rho g} + \frac{V_b^2}{2g} + Z_b + H_r + H_s \quad (4.29)$$

Où :

P_a, P_b = pression du fluide aux points a et b ;

V_a, V_b = vitesse du fluide aux points a et b ;

Z_a, Z_b = cote des points a et b ;

H_p = hauteur manométrique ou énergie fournie par la pompe au fluide en terme de hauteur ;

H_r = pertes de charges linéaires du fluide en terme de hauteur ;

H_s = pertes de charges singulières du fluide en terme de hauteur.

Etant donné que les pompes assurent le mouvement des fluides en circuit fermé, alors on peut conclure que :

$$P_a = P_b$$

$$V_a = V_b$$

$$Z_a = Z_b$$

Donc, l'équation (4.29) devient:

$$H_p = H_r + H_s \quad (4.30)$$

D'après Darcy-Wersbach, on a :

$$H_p = 0.0826 \cdot f \cdot \frac{L^*}{D^5} Q^2 \quad (4.31)$$

où L^* tient compte des longueurs équivalentes de toutes les singularités que compte la conduite c'est à dire:

$$L^* = L + \frac{D}{f} \sum K_i \quad (4.32)$$

Pour ce qui est des pertes de charges singulières, on fixe $\sum K_i = 3.5$ et pour cela, on doit éviter autant que possible l'installation des coudes et des robinets d'arrêts.

Ainsi, la connaissance du nombre de Reynolds Re nous permet de savoir la nature de l'écoulement du fluide caloporteur dans la tuyauterie. Elle est définie comme suit :

- ✓ Si $Re < 2000$, l'écoulement est laminaire
- ✓ Si $Re > 2000$, l'écoulement est turbulent

Le nombre de Reynolds Re est donné par la formule [5] :

$$Re = \frac{V_{pr} \cdot D_{pr}}{\nu} \quad (4.33)$$

où

Re = nombre de Reynolds ;

V_{pr} = vitesse pratique du fluide en m/s ;

D_{pr} = diamètre intérieur pratique de la tuyauterie en m ;

ν = viscosité cinématique du fluide en m^2/s .

Donc, le tableau 65 nous donne le nombre de Reynolds pour chaque écoulement dans les systèmes.

Chambres	Fluide	V_{pr}	D_{pr}	ν	Re	Nature
Froides	caloporteur	(m/s)	(m)	(m^2/s)		l'écoulement
Volailles	Gilotherm	0.8	0.0217	0.001346	12.89	Laminaire
Œufs		0.6	0.0217		9.673	laminaire
Entrepôt mixte		0.6	0.0217		9.673	laminaire

Tableau 65: Nombre de Reynolds et type d'écoulement dans la tuyauterie des systèmes

Ainsi, le coefficient de frottement f dépend de la nature de l'écoulement du fluide dans la tuyauterie ; et on a :

Écoulement laminaire, $f = \frac{64}{Re}$ (4.34)

Calcul de H_p pour les Pompes P1 et P2 des différents systèmes :

Pour les pompes P1, on évalue la longueur totale L de leur tuyauterie à $L = 75$ m.

Pour les pompes P2, $L = 15$ m.

Le tableau 66 nous donne la hauteur manométrique des pompes P1 des différents systèmes.

Chambres	L	D	f	Σk_i	L^*	Q	H_{p1}
Froides	(m)	(m)				(m³/s)	(m)
Volailles	75	0.0217	4.96	3.5	75.02	$3.05 \cdot 10^{-4}$	594
Œufs		0.0217	6.62		75.01	$2.22 \cdot 10^{-4}$	420
Entrepôt mixte		0.0217	6.62		75.01	$2.22 \cdot 10^{-4}$	420

Tableau 66: Hauteur manométrique des pompes P1 des différents systèmes

Le tableau 67 donne la hauteur manométrique des pompes P2

Chambres	L	D	f	ΣK_i	L^*	Q	H_{p2}
Froides	(m)	(m)				(m³/s)	(m)
Volailles	15	0.0217	4.96	3.5	15.02	$3.05 \cdot 10^{-4}$	119
Œufs		0.0217	6.62		15.01	$2.22 \cdot 10^{-4}$	84.1
Entrepôt mixte		0.0217	6.62		15.01	$2.22 \cdot 10^{-4}$	84.1

Tableau 67: Hauteur manométrique des pompes P2 des différents systèmes

Calcul de la puissance mécanique des pompes P1 et P2

La Puissance mécanique d'une pompe est donnée par la formule suivante :

$$P_m = \frac{\rho g Q H_p}{\eta} \quad (4.34)$$

Où :

ρ = masse volumique du fluide caloporteur en kg/m^3 ;

g = accélération de la pesanteur en m/s^2 ;

Q = débit du fluide caloporteur en m^3/s ;

H_p = hauteur manométrique en m ;

η = rendement des pompes évalué à 80 %.

Le tableau 68 donne la puissance mécanique des pompes P1 et P2 de chaque système.

Chambres	ρ	g	Q	H_{p1}	H_{p2}	η	P_{m1}	P_{m2}
Froides	(kg/m^3)	(m/s^2)	(m^3/s)	(m)	(m)	(%)	(kW)	(kW)
Volailles	806	9.81	$3.05 \cdot 10^{-4}$	594	119	80	1.8	0.36
Œufs			$2.22 \cdot 10^{-4}$	420	84.1		0.92	0.19
Entrepôt mixte			$2.22 \cdot 10^{-4}$	420	84.1		0.92	0.19

Tableau 68: Puissance mécanique des pompes P1 et P2 des systèmes des chambres froides

IV.5.5.2.2. Puissance Electrique des Moteurs

Etant donné qu'il faut s'attendre dans l'installation à des variations du débit volumique et de ce fait, également du point de fonctionnement, nécessitant éventuellement une puissance absorbée plus élevée que celle prévue initialement.

Nous avons prévu d'appliquer une marge de sécurité de 30 % ; alors on a :

$$P_{\text{élect}} = 1.3 \times P_m \quad (4.35)$$

où P_m = puissance mécanique de la pompe.

Il faut noter que les pompes utilisées sont des pompes centrifuges à une roue

Le tableau 69 donne la puissance électrique des moteurs des pompes.

		P_{m1}	P_{m2}	$P_{\text{élect}1}$	$P_{\text{élect}2}$
		(kW)	(kW)	(kW)	(kW)
Chambres froides	Volailles	1.8	0.36	2.34	0.47
	Œufs	0.92	0.19	1.20	0.25
	Entrepôt mixte	0.92	0.19	1.20	0.25

Tableau 69: Puissance électrique des moteurs des pompes

Conclusion

Pour une bonne conservation des produits périssables, il faut la conjugaison entre autre d'une température convenable et d'un degré hygrométrique approprié. Ces deux critères requièrent donc des refroidisseurs à absorption d'une puissance de 87.5 et de 2 x 35 kW respectivement pour les entrepôts de volailles, d'œufs et de fruits et légumes. De ces puissances de refroidisseurs résultent respectivement des surfaces de captation de 467 et de 2x 170 m² pour les capteurs thermiques des entrepôts de volailles, d'œufs et de fruits et légumes.

Ces capteurs thermiques vont asservir en énergie calorifique ces refroidisseurs à l'aide d'un fluide caloporteur (le Gilotherm), d'un ballon tampon, d'un appoint énergétique et des pompes de circulation. La puissance électrique du moteur de chaque pompe et celle du moteur de chaque caisson de traitement d'air seront prises en compte lors du dimensionnement du champ photovoltaïque des locaux du centre qui sera l'objet du prochain chapitre.

CHAPITRE V : DIMENSIONNEMENT DU CHAMP PHOTOVOLTAÏQUE

Le dimensionnement est un aspect fondamental de la conception du système. C'est l'ensemble des opérations nécessaires, une fois la consommation de l'installation connue, pour déterminer les dimensions optimales du générateur photovoltaïque et du système d'accumulation capable de garantir cette consommation. Dans cette partie il y a deux paramètres particulièrement importants : le rayonnement incident sur le système et la consommation. Certes, il est difficile de connaître exactement ces données, mais il existe différentes méthodes de calcul approximatif qui permettent de déterminer les dimensions des panneaux pour pouvoir couvrir les besoins en consommation d'une localité concrète. Ces méthodes ont pour point de divergence le choix de l'angle d'inclinaison des panneaux.

Pour obtenir une puissance suffisante pour un fonctionnement correct de l'ensemble des appareils même pendant les jours les plus défavorables de l'année, on adoptera la méthode du « pire mois » pour le dimensionnement des différents champs photovoltaïques. Cette méthode utilise les valeurs moyennes mensuelles quotidiennes du rayonnement global et de la charge. Dans ce cas, on considère seulement les valeurs correspondantes à la période du mois où la relation charge rayonnement sera la plus défavorable.

V.1 Inventaire des besoins en puissance électrique et dimensionnement du système photovoltaïque

V.1.1 Inventaire des besoins en puissance électrique

V.1.1.1 Besoin en puissance électrique des locaux

	Eclairage			autres appareils
	Puissance unitaire(W)	nombre	puissance totale (W)	puissance(W)
salle de classe horticulture et arboriculture	20	4	80	900
salle de classe aviculture	20	4	80	900
salle de classe alphabétisation et gestion	20	4	80	900
administration	20	16	320	1500
salle de réunion	20	16	320	1500
infirmerie	20	16	320	800
intendance	20	16	320	1200
gestion crédit mutuel	20	25	500	1200
cantine	20	2	40	800
hébergement des permanents	20	16	320	1500
entrepôt outillage	20	1	20	800
vétérinaire	20	3	60	1200
pilotage technique	20	5	100	800
gestion de l'exploitation et vigile	20	6	120	1200
forage et réservoir	20	1	20	8000
	puissance totale (W)		2700	23200
	coefficient de simultanéité		0,8	
	coefficient d'utilisation		0,8	
	puissance (W)		16576	

Tableau 70: Besoin en puissance électrique des locaux

V.1.1.2 Besoin en puissance des entrepôts frigorifiques

Puissance électrique totale des entrepôts frigorifiques

Chambres froides	Lampes (kW)	Caisson de traitement d'air (kW)	Puissance totale (kW)
Volailles	6 x 0.018	1 x 7.5	7.608
Œufs	6 x 0.018	2 x 0.55	1.208
Entrepôt mixte	6 x 0.018	3 x 0.55	1.758

Tableau 71: puissance électrique des caissons de traitement d'air

Puissance électrique totale du local technique

Espace technique réservés pour les chambres froides	Lampes (kW)	Systèmes Solaires		Puissance totale (kW)
		Pompes P1 (kW)	Pompes P2 (kW)	
Volailles	3 x 0.018	2.34	0.47	5.764
Œufs		1.2	0.25	
Entrepôt mixte		1.2	0.25	

Tableau 72: Puissance électrique du local technique

V.1.1.2 Besoin en puissance de la station de pompage

La puissance du moteur est 13 kW avec une tension de 380 V

V.2 Dimensionnement du système photovoltaïque

V.2.1 Présentation du matériel photovoltaïque utilisé

- Description sommaire du matériel utilisé

➤ Module :

On utilisera les modules de PHOTOWATT modèle : PW6-230Wp 12/24V poly-cristallin dont les caractéristiques techniques sont présentées en annexe C1 :

➤ Onduleurs :

On utilisera des onduleurs de marque SCHAEFER dont les caractéristiques sont présentées en annexe C4

➤ Batteries :

D'après les catalogues que nous détenons nous avons vu que les batteries 12 V/ 100 Ah étaient plus abordables et plus disponibles ; c'est pourquoi nous avons choisi une marque de ce type portant les caractéristiques mentionnées dans l'annexe C5.

Le système PV sera subdivisé en deux parties qui sont :

- Une partie qui alimentera le moteur de la pompe du forage et qui fonctionne avec une tension alternative triphasée ;
- Une autre partie qui assurera l'alimentation des appareils fonctionnant avec une tension monophasée.

V.2.2 Dimensionnement du générateur et de l'onduleur pour le forage

La durée effective d'insolation pour le mois de décembre est 7.1 h

On peut estimer la charge électrique comme l'indique le tableau 5.4

Charge	Puissance nominale (kW)	Nombre d'heure journalière (h)	Consommation électrique journalière (kWh / j)
Motopompe (F1)	13 kW	7.1	92.3

Tableau 73: Consommation électrique journalière du forage

Ici on est en présence de charges consommant du courant alternatif donc ces énergies doivent être corrigées pour tenir compte du rendement de l'onduleur, généralement compris entre 0.8 et 0.95, selon la formule suivante :

$$charge\ rectifiée = \frac{charge}{\gamma_{ond}} \quad (5.1)$$

Avec γ_{ond} représentant le rendement moyen de l'onduleur

En appliquant un rendement moyen de 0.875 du fait que l'onduleur ne fonctionne pas à son point nominal durant une journée le tableau précédent devient :

Charge	Puissance nominale (kW)	Nombre d'heure journalière (h)	Consommation électrique journalière rectifié (kWh/j)
Motopompe (F1)	13 kW	7.1	105

Tableau 74: Charge rectifié du forage

En se référant au tableau des moyennes mensuelles du rayonnement quotidien on trouve que le mois de décembre est le mois le plus défavorable avec une moyenne mensuelle de 4.41 kWh/m².

Etant donné qu'une pénurie d'eau ne peut être tolérée même pendant les jours les moins ensoleillés de l'année, les paramètres moyens du premier jour du mois de décembre seront à la base de nos calculs pour le dimensionnement.

Ici on présente les calculs détaillés pour le premier jour du mois de décembre sachant que c'est le jour correspondant au rayonnement global minimal.

Pour le premier jour du mois de décembre qui correspond à $n = 335$, on trouve les résultats suivants :

δ	-22.07°
ω_s	95.79°
a	0.7
b	0.38
ρ	0.2
\overline{H}	4.41 kWh/m ² /j
$\overline{K_T}$	0.56
$\overline{H_d}$	1.65 kWh/m ² /j
β	15°

Tableau 75: Quelques valeurs pour le 1^o jour du mois de décembre

heure	w(°)	r _t	H(kWh/m ² /j)	r _d	H _d
6	-83	0,020	0,086	0,026	0,043
7	-68	0,046	0,204	0,054	0,090
8	-53	0,075	0,329	0,080	0,132
9	-38	0,101	0,446	0,101	0,166
10	-23	0,122	0,537	0,115	0,190
11	-8	0,133	0,586	0,123	0,202
12	8	0,133	0,586	0,123	0,202
13	23	0,122	0,537	0,115	0,190
14	38	0,101	0,446	0,101	0,166
15	53	0,075	0,329	0,080	0,132
16	68	0,046	0,204	0,054	0,090
17	83	0,020	0,086	0,026	0,043

Tableau 76: paramètres de quelques valeurs

heures	θ_z	R_b	H_b	$H_b(\beta)$	$R(\beta)$	$H_i(\beta)$
6	95,173	-0,090	0,044	-0,004	0,000	0,042
7	81,796	1,728	0,114	0,197	0,001	0,286
8	68,919	1,308	0,198	0,259	0,001	0,389
9	56,905	1,213	0,280	0,340	0,002	0,505
10	46,448	1,175	0,347	0,407	0,002	0,596
11	38,841	1,158	0,383	0,444	0,002	0,645
12	35,948	1,153	0,383	0,442	0,002	0,643
13	38,841	1,158	0,347	0,401	0,002	0,590
14	46,448	1,175	0,280	0,329	0,002	0,494
15	56,905	1,213	0,198	0,240	0,001	0,370
16	68,919	1,308	0,114	0,149	0,001	0,238
17	81,796	1,728	0,044	0,075	0,000	0,118

Tableau 77: Valeurs horaires de $H_i(\beta)$

L'ensoleillement total journalier est alors la somme de ces valeurs horaires et il est égal à :

$$\sum H_i(\beta) = 4.92 kWh / m^2 . j \quad (5.2)$$

Cette valeur de l'ensoleillement nous permettra de calculer la puissance crête de chaque générateur.

Estimation de la puissance crête du générateur

Différentes pertes :

La puissance crête des modules étant la puissance optimale obtenue aux bornes des capteurs sous les conditions normalisées c'est-à-dire pour un ensoleillement de $1000W/m^2$ et une température de jonction des cellules de $25^\circ C$, on a une variation de la puissance recueillie en charge et sous les conditions d'exploitation. Ainsi on aura :

- des pertes de puissance relatives à une variation par rapport à la température de référence ($|\beta_p(T_c - T_r)|\%$)
- des pertes de puissance dues à la présence de poussière sur les modules qui affectent essentiellement le courant
- ainsi que des pertes en ligne sur le câblage et aux bornes des diodes séries communément appelées pertes en ligne ($\lambda_p\%$)

$$T_c - T_a = \left(219 + 832\overline{K}_t\right) \frac{NOCT - 20}{800} \quad (5.3)$$

η_r : Rendement du module à la température de référence $T_r=25^\circ\text{C}$

β_p : Coefficient de température pour le rendement de la puissance du module

T_c : Température horaire moyenne du module

η_p : Rendement moyen du module

T_a : Température ambiante horaire

Le tableau suivant nous donne les caractéristiques des modules :

Type du module	η_r (%)	NOCT ($^\circ\text{C}$)	β_p (% / $^\circ\text{C}$)
Si mono-cristallin	13.0	45	0.4
Si poly-cristallin	11.0	45	0.4

Tableau 78: Caractéristiques des modules

Avec NOCT (Nominal Operating Cell Temperature) étant la température nominale des cellules en opération

T_a sera prise égale à la moyenne mensuelle du mois de décembre sachant que c'est la seule donnée dont nous disposons et que l'erreur commise est très faible

La valeur de λ_p représentant les pertes diverses de chaque générateur sera pris égale à 5% (précision de l'ingénieur)

Le rendement du module (du générateur) sera alors de :

$$R_{gen} = (1 - \lambda_p) [1 - \beta_p (T_c - T_r)] \quad (5.4)$$

D'où : $T_c = 47.4^\circ C$

Avec $\beta_p = 0.43\%$ pour les panneaux utilisés on obtient :

$$R_{gen} = 85.85\%$$

On peut alors calculer la puissance crête de chaque générateur selon la formule :

$$Puissance_du_champ(Wc) = \frac{Charge_journaliere_rectifié(Wh)}{Nbre_d'heure_de_plein_ensoleillement \times R_{gen}}$$

Soit :

Générateur	forage
R_{gen}	85.85%
NHPE	4.92
Puissance du Générateur (Wc)	24974

Tableau 79: Puissance du générateur du forage

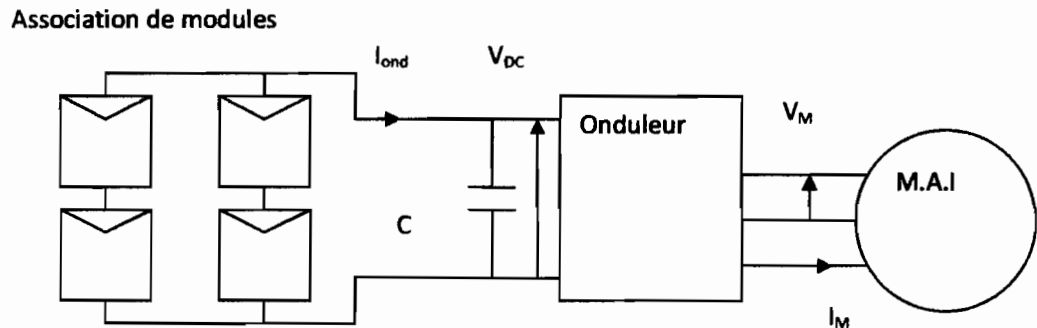
Paramètres d'ensoleillement sous les conditions d'utilisations :

La moyenne mensuelle du flux moyen journalier en décembre est :

$$\bar{G}(decembre) = \frac{C_p \times \sum H_i(\beta)}{12} \quad (W/m^2) \quad (5.5)$$

C_p : coefficient de correction pour avoir considéré un ensoleillement d'une heure pour la première heure et la dernière heure soit $C_p = 1.2$

$$\bar{G}(decembre) = \frac{1.2 \times 4.92}{12} = 500W / m^2$$

Schéma de câblage de base :**Figure 5.1 : Schéma de câblage**

V_M : Tension appliquée aux bornes du moteur.

V_{DC} : tension appliquée aux bornes de l'onduleur.

I_{ond} : courant d'entrée de l'onduleur.

I_M : courant à l'entrée du moteur

MAI : moteur asynchrone immergé

Dimensionnement du générateur du forage

- Estimation du nombre de module en série : N_s

On choisira le bus d'entrée DC 400V pour l'onduleur, puisque la tension de fonctionnement nominale du groupe motopompe est de 400V.

$$N_s = \frac{V_{BUS}}{V_m} = \frac{400}{34.9} = 11.46 \quad (5.6)$$

on peut donc prendre $N_s = 13$ modules

On aura donc
$$V_{DC} = N_s \times V_m = 13 \times 34.9 = 453.7V \quad (5.7)$$

Ce surplus de tension permettra de compenser les chutes de tension au niveau du câblage, aux bornes des diodes série, et de la variation du flux par rapport au flux standard

○ **Estimation du nombre de branches en parallèles : N_p**

$I_m = 6.6 \text{ A}$: courant maximal d'un module

$V_m = 34.9 \text{ V}$ tension de charge de chaque module sous les conditions standards

Le nombre théorique de branches en parallèle est

$$N_p = \frac{W_C(\text{forage})}{N_s \times V_m \times I_m} = \frac{24974}{13 \times 34.9 \times 6.6} = 8.34$$

Cependant, comme l'illustre l'analyse de fonctionnement, pour avoir un fonctionnement nominal de la pompe sous le flux moyen on prendra $N_p = 10$ branches en parallèles

$$N_{\text{module}}(\text{forage}) = N_s \times N_p = 130 \text{ modules} \quad (5.8)$$

○ **Calcul de la puissance de l'onduleur :**

La puissance apparente du moteur est :

$$S_1 = \frac{P_{n1}}{\cos \varphi} = \frac{13}{0.84} = 15.5 \text{ kVA} \quad (5.9)$$

P_{n1} : Puissance nominale du moteur de la station de pompage

Le démarrage des moteurs asynchrones sous tensions nominale occasionne un gros appel de courant, jusqu'à deux fois le courant nominal (puissance nominale), cependant pour notre cas, le démarrage des moteurs se fait le matin sous un faible ensoleillement. Les moteurs seront alors sous alimentés par conséquent l'appelle de puissance sera beaucoup plus faible. Tenant compte du facteur précité et des éventuelles surcharges on peut prendre une marge de 20% sur la puissance apparente :

La puissance de l'onduleur est alors :

$$P_{\text{ond1}} = 1.2S_1 = 18.6 \text{ kVA}$$

On peut choisir alors un onduleur de puissance 20kVA

○ **Dimensionnement des câbles.**

Le dimensionnement du câblage est un point critique de la conception de ces systèmes photovoltaïques. En effet la tension au niveau de chaque module étant faible, les courants transitant dans les câbles sont plus importants pour une même puissance.

Les pertes de puissance par les câbles seront prises égales à 3% aux conditions extrêmes d'utilisation. Les câbles sont en cuivre à âme multibrin

En prenant une tension nominale de 400V

Les courbes ci-dessous nous permettent de choisir les sections des câbles

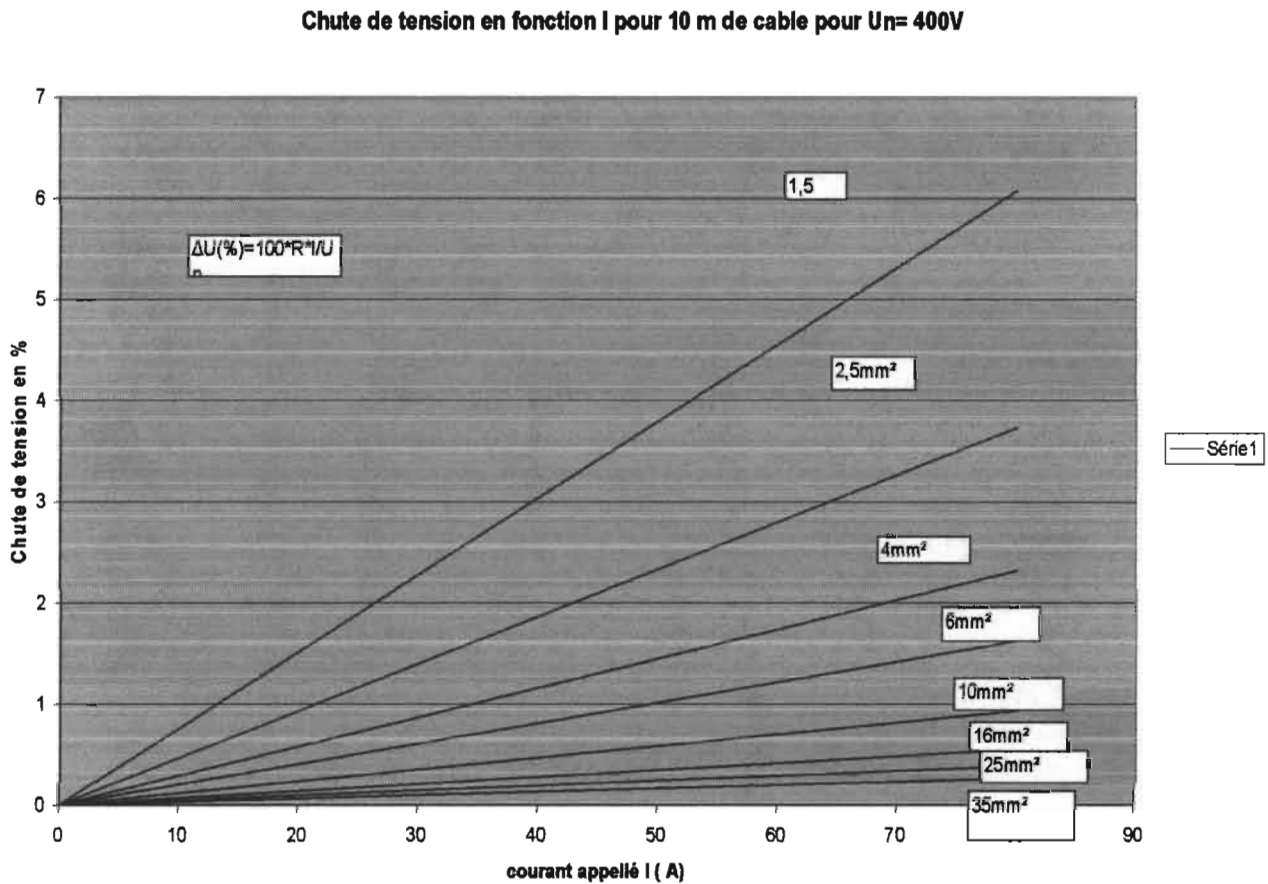


Figure 5.2 : Chute de tension en fonction du courant

La chute sur une longueur L_i est obtenue de la manière suivante :

$$\Delta U(L_i) = \frac{\Delta U(10m) \times L_i}{10} \quad (5.10)$$

Chutes de tension admissibles dans les câbles	
Liaisons	Chute de tension %
<ul style="list-style-type: none"> • Module – Module • Générateur - Onduleur 	<ul style="list-style-type: none"> • 1% • 2%

Tableau 80: Chutes de tension admissibles dans les câbles

➤ Estimation de la longueur L_{1S} du câblage série :

Soient :

A : la longueur d'un panneau : $A = 1885$ mm

B : la largeur d'un panneau : $B = 962$ mm

On a
$$L_{1S} = 2 \times [(N_s \times B)] \quad (5.11)$$

Donc
$$L_1 = 25\text{m}$$

Pour un courant $I_{cc} = 7.2A$ et une longueur de 10 m on obtient une chute de tension de 0.3% en choisissant un câble de section $2 \times 2.5 \text{mm}^2$ (d'après la figure 5.2) et pour 25m on aura :

$$\Delta U_s = 0.3\% \times \frac{25}{10} = 0.75\%$$

Donc pour la connexion module-module on peut choisir des câbles de section $2 \times 2.5 \text{mm}^2$

➤ Pour la distance générateur-onduleur on peut prendre une longueur forfaitaire de $2 \times 15\text{m}$ (car on a des câbles bifilaires)

Avec un courant $I_{\text{modl}} = N_P \times I_{CC} = 72A$ on obtient pour 10 m de câble une chute de tension de 0.2% en choisissant un câble de section $2 \times 35 \text{ mm}^2$. En appliquant la formule ci-dessus on se retrouve avec :

$$\Delta U = 0.6\%$$

Donc pour la liaison générateur - onduleur on peut prendre des câbles de section $2 \times 35 \text{ mm}^2$.

○ **Choix des appareils de protection :**

- **Fusibles** : ils seront placés à la sortie de chaque branche parallèle et seront choisis selon le courant de court circuit $I_{cc} = 7.2A$

On choisit alors un fusible d'usage domestique, à cartouche cylindrique ayant un courant nominal de 8A

- **Disjoncteur** : il sera placé juste à la sortie du générateur et servira entre autre à isoler le système sous tension en cas de maintenance ou de problème.

Pour $I_{\text{ond}}(\text{max}) = 34.2A$ en régime nominal on choisit alors un disjoncteur d'intensité nominale $I_n = 40A$

○ **Analyse du fonctionnement horaire de la pompe**

En prévoyant une perte de 5% en tension, le courant maximal entrant dans l'onduleur est :

$$I_{\text{ond}} = \frac{P_{\text{pompe}}}{R_{\text{ond}} \times V_{DC}} = \frac{13000}{400 \times 0.95} = 34.2A \quad (5.12)$$

Le rendement de l'onduleur sous sa tension nominale (400V) peut être pris égal à 95%.

La puissance nominale aux bornes de l'onduleur est :

$$P_{\text{ond}} = \frac{P_{\text{pompe}}}{R_{\text{ond}}} = \frac{13000}{0.95} = 13684W \quad (5.13)$$

HEURE SOLAIRE	G (15° ; 0) (W/m ²)	V _{DC} (V)	I _{ond} (A)	P _{ond} (W)
6h à 7h	43	380	2.6	988
7h à 8h	294	400	20	8000
8h à 9h	393	400	24.0	9600
9h à 10h	507	400	34.2	13684
10h à 11h	598	400	34.2	13684
11h à 12h	646	400	34.2	13684
12h à 13h	644	400	34.2	13684
13h à 14h	591	400	34.2	13684
14h à 15h	496	400	34.2	13684
15h à 16h	373	400	24.0	9600
16h à 17h	241	400	10	4000
17h à 18h	122	380	8	3040

Tableau 81: Caractéristiques de l'onduleur

Ne disposant pas des courbes caractéristiques de la pompe on ne peut prédire que le volume minimum journalier.

La pompe étant alimentée sous sa puissance nominale pendant 6 heures, le volume minimum pompé pendant la journée est :

$$Q_1 = 6 \times 40m^3 / h = 240m^3 / j$$

Le flux énergétique correspondant au seuil de démarrage de la pompe est compris entre 294 et 393 W /m² donc le démarrage de la pompe aura lieu entre 8 heures et 9 heures du matin.

V.2.3 Dimensionnement du générateur pour les appareils monophasés

Les appareils fonctionnant avec du courant alternatif monophasé ont une puissance globale de $P_{glob} = 32914W$. On considère que l'ensemble de ces appareils fonctionnent 24 h/24.

Calcul du nombre de batterie

Il existe très peu d'installations autonomes qui n'ont pas besoin de stocker de l'énergie, cependant, elles existent.

- L'énergie photovoltaïque peut faire fonctionner une pompe pour les besoins en eau dans une région isolée sans forcément avoir recours à une batterie de stockage.
- Une autre utilisation serait pour pomper l'eau d'une piscine.
- On peut aussi relier des ventilateurs directement sur les panneaux PV si on se contente des heures de soleil pour leur fonctionnement.

Une batterie s'impose, cependant dans la majorité des cas. Cette batterie aura pour rôle de maintenir en service une charge en période de faible ensoleillement ou en l'absence d'ensoleillement. Dans les systèmes nécessitant un stockage de l'énergie électrique, la batterie électrochimique à accumulateur constituera souvent l'option la plus simple et la plus adéquate. En effet, une batterie peut se connecter directement à un module photovoltaïque sans la moindre conversion ni transformation. La capacité nominale, C, d'une batterie s'exprime en ampère-heure (Ah) au régime de C/10, c'est-à-dire la capacité pour un temps de décharge de 10 heures. Ainsi une batterie de 100 Ah fournira idéalement un courant de 10 A pendant 10 heures. Cependant, la capacité réellement disponible est en général inférieure à 80 % de la capacité nominale.

Le rendement énergétique d'une batterie se calcule en wattheure (Wh) et se définit comme le rapport de l'énergie de décharge complète à l'énergie de charge complète. Il est de 73 % pour les batteries plomb-acide. Le rendement en Ah est le rapport des Ah déchargés sur les Ah chargés. Il atteint des valeurs de 80 à 85 % pour une charge complète.

Le nombre d'heure de fonctionnement du système solaire pendant le pire mois est 7,1h. Ainsi le restant des 17 heures doit être assuré par des accumulateurs. Une autonomie supplémentaire est nécessaire pour que l'installation puisse fonctionner même en cas d'intempéries.

Approximativement considérons une autonomie de journée c'est-à-dire 17 heures. Par conséquent les accumulateurs devront être dimensionnés en considérant un temps de 20 heures d'autonomie pour couvrir les imprévus. Ainsi on a :

$$C = \frac{E \times N}{\mu \times U} \quad (5.14)$$

E=consommation en Wh

N=nombre de jours d'autonomie

μ =Rendement de la batterie

C=capacité de la batterie en Ah

U=tension de travail de la batterie

Le parc

On considère 20 h de fonctionnement pour les appareils des entrepôts et

$$E_1 = 20 \times (7.608 + 1.208 + 1.758 + 5.764)$$

$$E = 326.76 \text{ KWh}$$

On considère 17 h de fonctionnement pour les appareils des bâtiments.

$$E = 17 \times 11795$$

$$E_2 = 200515 \text{ Wh}$$

$$E = E_1 + E_2 = 326760 + 200515 = 527275 \text{ Wh}$$

En utilisant la formule 5.14 avec $\mu = 0.9$ $U=24\text{v}$ on a $C=24956 \text{ Ah}$ soit 501 batteries de 12V/100Ah car les batteries de 12v seront couplés en série (2) pour avoir 24v.

Dimensionnement du générateur

On applique la même procédure que lors de calcul du générateur du forage

La consommation électrique journalière $E = E_1 + E_2 = 326760 + 200515 = 527275 \text{ Wh}$

Générateur	Appareils monophasés
R_{gen}	85.85%
NHPE	4.92
Puissance du Générateur (Wc)	124833.68

Tableau 82: Puissance du générateur des appareils monophasés

- Estimation du nombre de branches en parallèles : N_p

On choisira le bus d'entrée DC 220V, pour l'onduleur, puisque la tension de fonctionnement nominale du groupe motopompe est de 400V.

$$N_S = \frac{V_{BUS}}{V_m} = \frac{220}{34.9} = 6.3 \quad (5.15)$$

on peut donc prendre $N_S = 7$ modules

$$\text{On aura donc } V_{DC} = N_S \times V_m = 7 \times 34.9 = 244.3V \quad (5.16)$$

Ce surplus de tension permettra de compenser les chutes de tension au niveau du câblage, aux bornes des diodes série, et de la variation du flux par rapport au flux standard

○ **Estimation du nombre de branches en parallèle : N_p**

$I_m = 6.6$ A : courant maximal d'un module

$V_m = 34.9V$ tension de charge de chaque module sous les conditions standards

Le nombre théorique de branches en parallèle est

$$N_P = \frac{W_C(\text{app})}{N_S \times V_m \times I_m} = \frac{124833.68}{7 \times 34.9 \times 6.6} = 77.42 \text{ donc } N_P = 73 \quad (5.17)$$

$N_{\text{module}}(\text{app}) = N_S \times N_P = 511$ modules

$$\text{La puissance de l'onduleur } P_{\text{ond2}} = \frac{12 \times (7.608 + 1.208 + 1.758 + 5.764 + 11.795)}{95} = 33.09kVA$$

On peut choisir un onduleur $P_{\text{ond2}} = 35kVA$

Système de régulation de charge

Les systèmes de régulation de charge sont des éléments d'un système photovoltaïque qui ont pour but de contrôler la charge et la décharge d'une batterie afin d'en maximiser la durée de vie. Son rôle principal est de réduire le courant lorsque la batterie est presque entièrement chargée. Lorsqu'une batterie se rapproche d'un état de charge complète, de petites bulles commencent à se former sur les électrodes positives. A partir de ce moment, il vaut mieux réduire le courant de charge non seulement pour éviter des dégâts mais aussi afin de mieux atteindre l'état de charge complète. Un courant trop élevé peut provoquer une déformation des électrodes à l'intérieur, ce qui pourrait créer un court-circuit.

La durée de vie d'une batterie sera considérablement allongée si l'on évite autant que possible des surcharges importantes et des décharges profondes. Pour ce faire, on sera bien avisé de maintenir la tension par élément de batterie entre 11 V et 14,4 V pour une batterie de 12 V. Les différents types de régulateurs se distinguent essentiellement par la manière dont ils empêchent la surcharge...

On peut citer à titre d'exemple :

- système autorégulant avec diode de blocage
- régulateur parallèle
- régulateur série
- régulateur séquentiel (pour courant fort)

Conclusion

Toutes les charges électriques des différents locaux seront asservies par le champ photovoltaïque. Ayant dimensionné tous les aspects énergétiques du centre, donc une estimation des coûts énergétiques et de production s'avère nécessaire ; ceci sera l'objet du prochain chapitre.

CHAPITRE VI : ETUDE DES COÛTS DU PROJET

Une bonne étude de rentabilité du projet repose sur la connaissance de l'ensemble des coûts. On identifie deux types de coût :

VI.1 Coût de construction Génie civil

A partir des données fournies par l'institut sénégalais de normalisation évaluées en mètre carré bâti, nous allons estimer le coût de la construction.

- Bâtiment industriel 120 000 FCFA
- Bâtiment à usage domestique 80 000 FCFA

Génie civil				
Désignation	Unité	Coût Unitaire(FCFA)	Quantité	Coût Total(FCFA)
bâtiment	m ²	80 000	1 471	117 680 000
bâtiment poulailler	m ²	1 800	31 000	55 800 000
forage		18 600 000	1	18 600 000
Château d'eau		30 396 400	1	30 396 400
coût brut génie civil				222 476 400
majoration (10%)				22 247 640
coût estimatif génie civil				244 724 040

Tableau 83: Coût du génie civil

VI.2. Coût des entrepôts frigorifiques

Entrepôts frigorifiques						
	Désignation	Unité	Coût Unitaire(FCFA)	Quantité	Coût Total(FCFA)	
Entrepôt des volailles	capteur	module	316 800	220	69 696 000	
	ballon tampon	m3	845 130	16,53	13 969 999	
	chaudière à gaz	kW	79 200	28	2 217 600	
	pompe centrifuge	kW	80 000	2,81	224 800	
	tuyauterie	m	560	90	50 400	
	refroidisseur	kW	264 000	88	23 100 000	
	caisson de traitement d'air	kW	196 636	99	19 466 964	
	isolant polyuréthane		42 900	320	13 728 000	
	coût brut					142 453 763
	installation (10%)					14 245 376
	coût estimatif de l'entrepôt					156 699 139
Entrepôt des œufs	capteur	module	316 800	80	25 344 000	
	ballon tampon	m3	845 130	5,95	5 028 524	
	chaudière à gaz	kW	79 200	6,30	498 960	
	pompe centrifuge	kW	80 000	1,45	116 000	
	tuyauterie	m	560	90	50 400	
	refroidisseur	kW	264 000	35	9 240 000	
	caisson de traitement d'air	kW	55 261	23	1 254 425	
	isolant polyuréthane	m ²	42 900	320	13 728 000	
	coût brut					55 260 308
	installation (10%)					5 526 031
	coût estimatif de l'entrepôt					60 786 339
Entrepôt des œufs	capteur	module	316 800	80	25 344 000	
	ballon tampon	m3	845 130	5,95	5 028 524	
	chaudière à gaz	kW	79 200	6,30	498 960	
	pompe centrifuge	kW	80 000	1,45	116 000	
	tuyauterie	m	560	90	50 400	
	refroidisseur	kW	264 000	35,80	9 451 200	
	caisson de traitement d'air	kW	55 261	23	1 254 425	
	isolant polyuréthane		42 900	320	13 728 000	
	coût brut					55 471 508
	installation (10%)					5 547 151
	coût estimatif de l'entrepôt					61 018 659
coût estimatif des entrepôts					278 504 137	

Tableau 84: Coût total des entrepôts frigorifiques

VI.3 Coût du système photovoltaïque

système photovoltaïque						
	Désignation	Unité	Coût Unitaire(FCFA)	Quantité	Coût Total(FCFA)	
forge	générateur	WC	6 600	29 900	197 340 000	
	onduleur (20kva)	kVA	1 868 750	1	1 868 750	
	coût brut					199 208 750
	frais généraux (15%)					29 881 313
	coût du système PV du forage					229 090 063
	appareils monophasés	générateur	WC	6 600	124 834	823 902 288
onduleur (35kva)		kVA	3 500 000	3 500 000	3 500 000	
batteries			501	138 388	69 332 388	
système de régulation			115 000	2	230 000	
coût brut					896 964 676	
frais généraux (15%)					134 544 701	
coût du système PV des appareils monophasés					1 031 509 377	

Tableau 85: Coût du système photovoltaïque**VI.4 Coût du matériel d'élevage**

coût matériel d'élevage				
Désignation	Unité	Coût Unitaire(FCFA)	Quantité	Coût Total(FCFA)
batteries de ponté		25 000 000	2	50 000 000
pompe hydroélectrique		400 000	2	800 000
coût matériel d'élevage				50 800 000

Tableau 86: Coût du matériel d'élevage

VI.5 Coût du réseau d'irrigation

coût réseau d'irrigation				
	Désignation	Coût Unitaire(FCFA)	Quantité	Coût Total(FCFA)
tuyauterie	Dex=16mm	1 300	26 600	34 580 000
	Dex=20mm	1 500	6 600	9 900 000
	Dex=63mm	1 715	100	171 500
	Dex=110mm	4 139	500	2 069 500
	Dex=140mm	5 000	150	750 000
	TE	Te en PVC DN 110	1 500	233
Te en PVC DN 140		1 700	66	112 200
Te en PVC DN 63		1 216	33	40 128
goutteur	débit 1,5 l/h	3 500	70 000	245 000 000
	débit 4l/h	4 000	7 656	30 624 000
auxiliaire	injecteur d'engrais	75 000		75 000
	DIVERS			
coût estimatif du réseau d'irrigation				323 971 828

Tableau 87: Coût du réseau d'irrigation

VI.6 Coût du matériel roulant

coût du matériel roulant			
Désignation	nombre	prix unitaire (FCFA)	coût total(FCFA)
camion	1	10 000 000	10 000 000
chariot élévateur	1	1 500 000	1 500 000
matériel divers		900 000	900 000
coût estimatif du matériel roulant			12 400 000

Tableau 88: Coût du matériel roulant**VI.7 Coût du matériel et mobiliers de bureau**

coût du matériel et mobiliers de bureau			
Désignation	nombre	prix unitaire(FCFA)	coût total(FCFA)
ordinateurs de bureaux	4	400 000	1 600 000
une photocopieuse	1	500 000	500 000
chaises	40	5 000	200 000
armoires de rangement	6	50 000	300 000
tables pour bureau	10	30 000	300 000
coût brut			2 900 000
fournitures et matériel divers (5%)			145 000
coût estimatif du matériel et mobiliers de bureau			3 045 000

Tableau 89: Coût du matériel et mobilier de bureau**Calcul de l'investissement de départ**

L'investissement de départ comprend :

- ✓ le coût du génie civil : 244 724 040 FCFA
- ✓ le coût des entrepôts frigorifiques : 278 504 137 FCFA ;
- ✓ le coût du système photovoltaïque : 1 031 509 377 FCFA ;
- ✓ le coût du matériel d'élevage : 50 800 000 FCFA ;
- ✓ le coût du réseau d'irrigation : 323 971 828 FCFA ;
- ✓ le coût du matériel roulant : 12 400 000 FCFA ;
- ✓ le coût du matériel et mobiliers de bureau : 3 045 000 FCFA.

L'investissement de départ est estimé à : **1 944 954 382 FCFA.**

VI.8 Coût des matières premières

Exploitation poulailler pour un cycle					
	Désignation	Unité	Coût Unitaire(FCFA)	Quantité	Coût Total(FCFA)
pondeuse (5400sujets)	poussins		520	5 400	2 808 000
	aliment de démarrage	kg	207	106 920	22 132 440
	aliment de finition	kg	168	194 400	32 659 200
	aliment poudeuse	kg	173	216 000	37 368 000
	produits vétérinaires		400	5 400	2 160 000
	coût d'élevage de 5400 sujets pour un cycle (24 semaines)				
poulet de chair (8100 sujets)	poussins		440	8 100	3 564 000
	aliment de démarrage	kg	207	60 750	12 575 250
	aliment de finition	kg	168	60 750	10 206 000
	produits vétérinaires		400	8 100	3 240 000
coût d'élevage de 8100 sujets pour un cycle (10 semaines)					29 585 250

Tableau 90: Coût des matières premières

On retient 2 cycles pour les pondeuses et 4 cycles pour les poulets de chair dans l'année.

coût matière première pour l'agriculture				
	unité	cout unitaire(FCFA)	surface (ha)	coût total(FCFA)
Mangue	ha	50 000	5	250 000
Citron	ha	50 000	1	50 000
Haricot vert	ha	100 000	1	100 000
oignon	ha	100 000	1	100 000
coût estimatif de l'entretien des champs				500 000

Tableau 91: coût matière première pour l'agriculture**VI.9 Coût du personnel**

coût du personnel				
	nombre	coût unitaire(FCFA)	coût mensuel(FCFA)	coût annuel(FCFA)
technicien en irrigation	1	150 000	150 000	1 800 000
technicien d'élevage	1	150 000	150 000	1 800 000
technicien mécanique	1	150 000	150 000	1 800 000
manceuvre	5	75 000	375 000	4 500 000
gardien	1	60 000	60 000	720 000
charges salariales par an				10 620 000

Tableau 92 : Coût du personnel**Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons évalué la totalité des coûts du projet et nous avons enregistré un investissement de départ d'une valeur de 1 944 954 382 FCFA. En effet l'étude financière aurait dû être complétée par une étude de rentabilité du projet mais par manque de temps nous n'avons pas pu traiter cette partie.

Conclusion générale

Ce projet de fin d'études a porté sur l'Organisation et les Aspects énergétiques d'un Centre d'essaimage et d'une Unité de production agro avicole dans le cadre du programme COLESCOOP. Nous avons pu concevoir un modèle physique et un design du centre d'essaimage et de l'unité de production agro avicole tout en établissant les besoins en eau du centre d'essaimage en prenant en compte notamment les besoins d'irrigation et ceux en hydraulique pastorale. En effet, partant des caractéristiques climatiques du lieu du projet, nous avons identifié quelques produits agricoles (produits tropicaux) et avicoles à développer tels que les mangues, les citrons, les oignons, les haricots verts, les volailles et enfin les œufs. Ces derniers sont très demandés au Sénégal et pourraient créer et accroître le pouvoir d'achat d'une partie de la population.

De ce fait, pour pouvoir combler tous ces besoins en eau et puis assurer une bonne conservation des denrées alimentaires, nous avons étudié les méthodologies de dimensionnement de systèmes photovoltaïques d'électrification, de pompage d'eau et de conception d'entrepôts frigorifiques en faisant appel à l'énergie solaire comme source principale. Le solaire qui est une énergie propre et renouvelable contribue à la protection de l'environnement et favorise une économie d'énergie primaire.

Ainsi, pour pouvoir mesurer la dimension de ce projet en terme d'investissement qu'on peut estimer à 1 944 954 382 FCFA, nous avons évalué l'ensemble des coûts relatifs au projet et à cela doit s'ajouter une étude des recettes attendues et de la rentabilité globale du Centre en intégrant l'essaimage; mais par manque de temps suite à des situations imprévues, nous n'avons pas pu traiter ce dernier point et de ce fait nos recommandations doivent être toutes mises en pratique afin de vraiment améliorer la gestion du centre d'essaimage et de l'unité de production agro avicole.

Recommandations

- 1) Procéder à une étude de faisabilité du projet sur une période de 20 ans ;
- 2) Etendre la zone d'aménagement sur plusieurs hectares disponibles ;
- 3) S'assurer d'une prise en charge de l'Etat des bâtiments administratifs et de la formation ;
- 4) Demander une subvention de l'Etat sur le coût des équipements solaires ;
- 5) Inciter les coopératives agro avicoles à s'immiscer dans le programme COLESCOOP ;
- 6) Assurer une maintenance périodique et préventive du réseau d'irrigation, de la station de pompage et des batteries de ponté ;
- 7) Procéder à des mesures de débit sur des points convenablement choisis pour connaître les quantités réellement transitées par la station de pompage et arrivant au réseau d'irrigation ;
- 8) Insérer un système de régulation et de contrôle au niveau du dispositif capteur thermique – ballon tampon des systèmes de refroidissement par absorption.

Références

Bibliographie

- [1] A.A. SFEIR et G. GUARRACINO, Ingénierie des Systèmes Solaires : applications à l'habitat (technique et documentation, 1981)
- [2] André DUPONT, Hydraulique Urbaine : ouvrage de transport, élévation et distribution des eaux (quatrième édition, 1979)
- [3] Maurice POIREE et Charles OLLIER, Irrigation : les réseaux d'irrigation, technique et économie des arrosages (quatrième édition, 1971)
- [4] Jean Paul LERY et Gilbert BATSCH, Les Stations de Pompage d'Eau (troisième édition, 1986)
- [5] Khalifa SIBY, Notes de cours : Mécanique des Fluides I et II ; Ecole Supérieure Polytechnique, centre de Thiès, 2006-2007
- [6] L. MIRONNEAU, Manuel du frigoriste : applications du froid (tome deuxième, 1961)
- [7] Paul LERAILLEZ, La Conservation Industrielle des Légumes (nouvelle bibliothèque professionnelle, 1955)
- [8] G. BALLOT, Guide Pratique de l'Isolation Frigorifique (édition-Paris 1972)
- [9] Pierre RAPPIN, Technologies des installations frigorifiques (Dunod, Paris 2004)
- [10] Youssouf MANDIANG, Notes de cours : Analyse de Fonctionnement des Installations Frigorifique et Calcul des Chambres Froides des Condenseurs et Evaporateur ; Ecole Supérieure Polytechnique de Dakar, 2003-2004
- [11] A. JUDET DE LA COMBE, Le Conditionnement de l'Air : procédés et calculs utilisés en climatisation (troisième édition, 1974)
- [12] Traité de plomberie
- [13] Fiche technique SEDIMA
- [14] Collares-Pereira M. and Rabl A., The average distribution of solar radiation – correlations between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insolation values, Solar Energy 22, 155-164 (1979)
- [15] Liu B.Y.H. and Jordan R.C., *The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation*, Solar Energy 4(3), 1-19 (1960)

[16] fiche technique E.N.S.A.

Wébographie

[http-www. BTT 124 Irrigation goutte à goutte du maraichage. htm](http-www.BTT124Irrigationgoutteàgouttedumaraichage.htm)

[http-www. Prosi- mu- mang2000-372jan-mangu372. htm](http-www.Prosi-mu-mang2000-372jan-mangu372.htm)

[www. Goutteur système d'arrosage-webmarchand. com](http-www.Goutteurystèmeदारrosage-webmarchand.com)

[www. Tecsol. fr](http-www.Tecsol.fr)

[www. Sigma-conslutans. fr](http-www.Sigma-conslutans.fr)

[www. Outilssolaires. com](http-www.Outilssolaires.com)

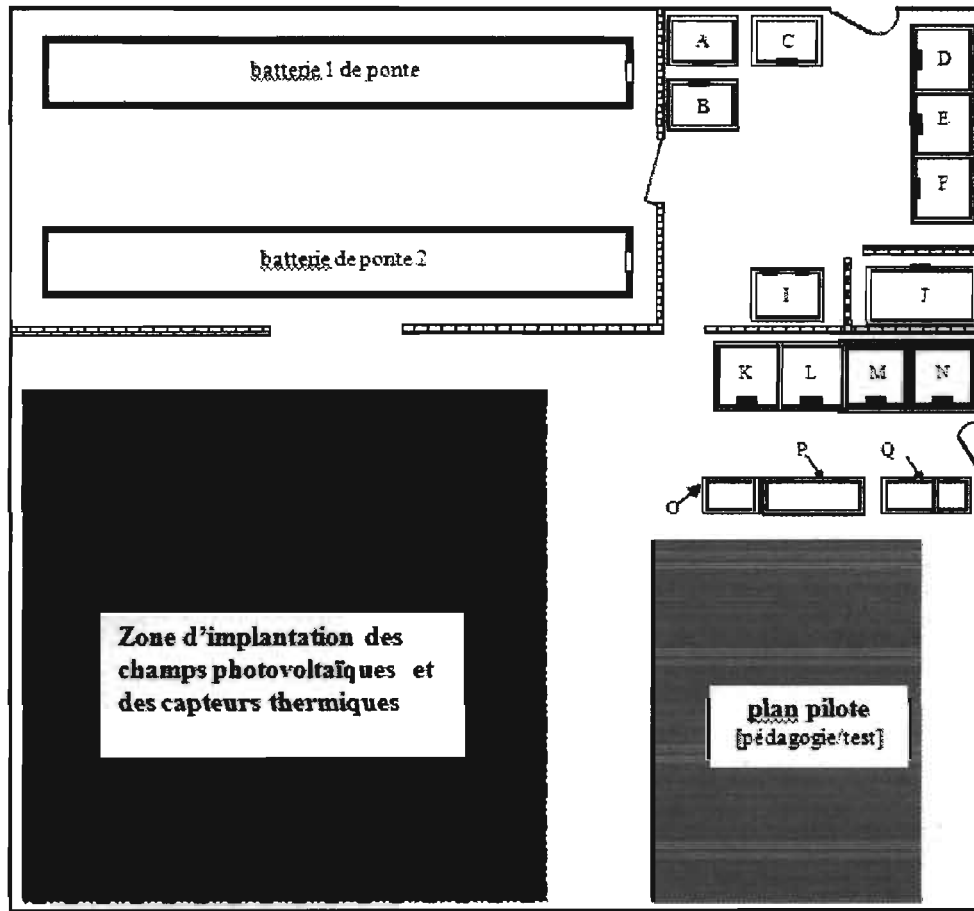
[www. Ademe. fr](http-www.Ademe.fr)

[www. Cstb. fr](http-www.Cstb.fr)

<http://eosweb.larc.nasa.gov/sse/>

Annexes

Annexe A : Plan d'aménagement du Centre d'essaimage



LEGENDE

A	salle de classe horticulture et arboriculture	G	au dessus de D : intendance	M	stockage œufs frais
B	salle de classe aviculture	H	au dessus de E et F : gestion crédit mutuel	N	stockage fruits & légumes
C	salle de classe alphabétisation et gestion	I	cantine	O	vétérinaire
D	administration	J	hébergement des permanents	P	pilotage technique
E	salle de réunion	K	Local technique	Q	gestion de l'exploitation et vigie
F	infirmerie	L	entrepôt des volailles		

A	70 m ² [10 m X 7 m]	G	90 m ² [10 m X 9 m]	M	100 m ² [10 m X 10 m]
B	70 m ² [10 m X 7 m]	H	180 m ² [10 m X 18 m]	N	100 m ² [10 m X 10 m]
C	70 m ² [10 m X 7 m]	I	70 m ² [10 m X 7 m]	O	40 m ² [8 m X 5 m]
D	90 m ² [10 m X 9 m]	J	136 m ² [8.5 m X 16 m]	P	75 m ² [15 m X 5 m]
E	90 m ² [10 m X 9 m]	K	100 m ² [10 m X 10 m]	Q	gestion et vigie
F	90 m ² [10 m X 9 m]	L	100 m ² [10 m X 10 m]		

Annexe B1 : Teneur en eau, point de congélation haut, capacité thermique massique et chaleur latente de congélation de quelques denrées.

Denrées	Teneur en eau %	Point de Congélation haut °C	Capacité thermique massique en KJ/Kg. K		Chaleur latente de Congélation KJ/Kg
			avant congélation	après congélation	
Abricots	85.4	-1.05	3.68	1.93	283
Airelles	61.3	-2.97	2.89	1.67	207
Asperges	94	-1	3.94	2.01	314
Bacon	20	-0.78	2.3	1.3	9.4
Bananes	74.8	-1	3.47	1.76	251
Beurre	15.5	-5.55	2.3	1.42	197
Bière	90	-2.22	3.81	1.42	300
Cacao	0.5	-0.61	3.85	1.97	302
Carottes	10	-0.61	1.26	1	33
Cassis	82.9	-1.28	3.6	1.88	274
Caviar	60	-1.28	2.85	1.59	201
Cerises	82	-2	3.64	1.84	2.76
Citrons	85	-1.45	3.81	1.93	285
Dattes	20	-15.7	1.51	1.09	67
Endives	93.3	-0.06	3.94	2.01	307
Haricots verts	88.9	-1	3.85	1.97	297
Huile	0	-0.56	1.67	1.47	260
Mais	73.9	-1	3.31	1.76	246
Mangues	81.74	-0.94	3.56	1.84	272
Oeufs	70	-1	3.18	1.67	226
Oignons	87.5	-1.2	3.77	1.93	288
Pamplemousses	88.8	-1.11	3.81	1.93	293
Pommes	84.1	-2	3.85	1.88	281
Raisin	93.6	-1.2	3.98	2.01	311
Sucre	0.1	-0.3	1.42	1.59	200
Viande gibier	74	-1.7	3.35	1.67	247
Viande lapin	68	-1.7	3.1	1.67	228
Volailles	74	-2.8	3.18...3.1	1.76...1.67	247

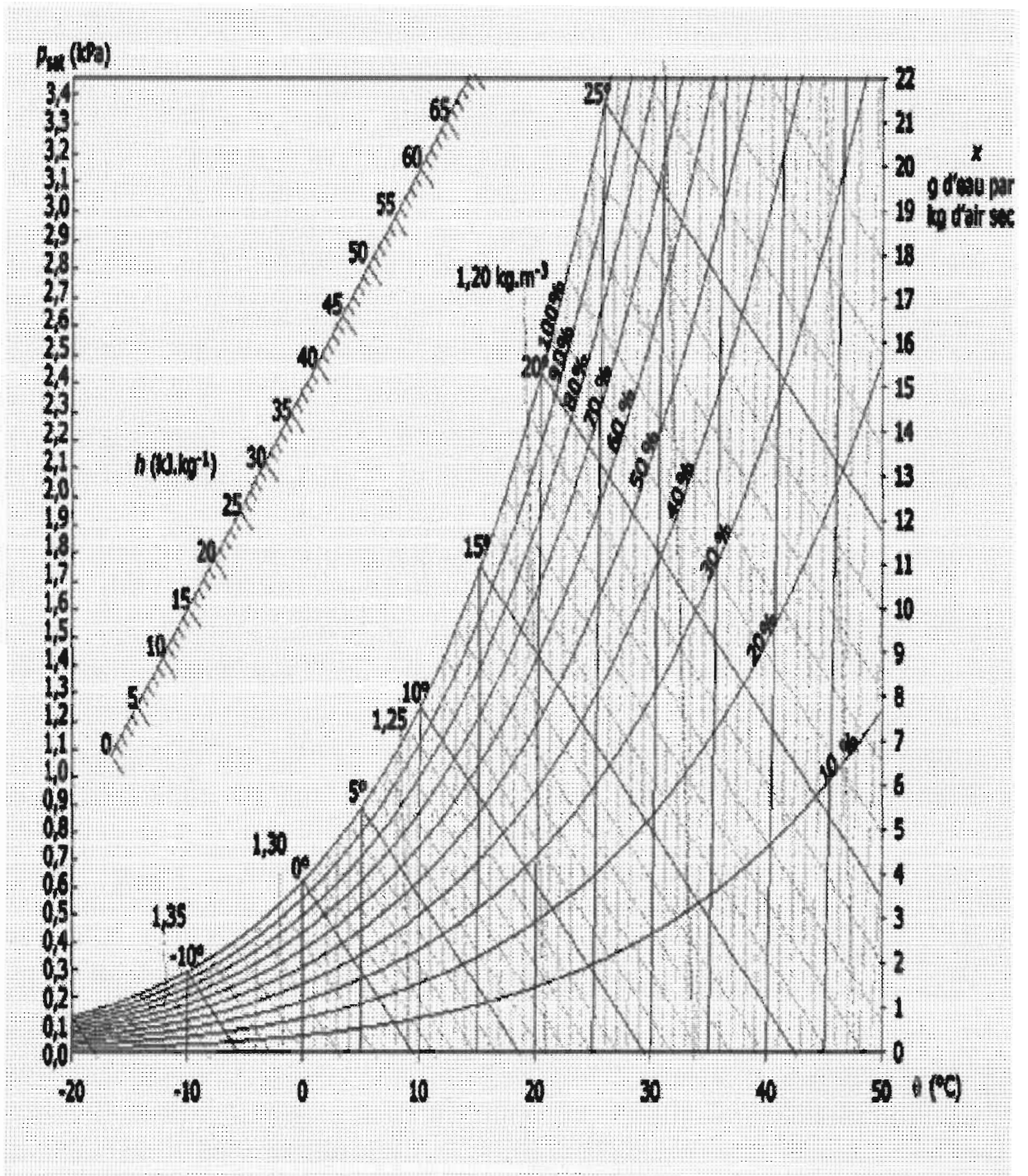
Annexe B2 : Densité d'entreposage de différentes marchandises

Marchandises concernées	Densités d'entreposage (Kg/m³)
Bananes	250
Bière	600
Cacao	450
Citron	350
Céréales	650
Haricots	600
Mangues	350
Œufs	350
Oignons	450
Poissons	350
Volailles	350

Annexe B3 : Coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide en fonction du type de d'entreposage des marchandises.

Type d'entreposage	Coefficient d'occupation η_0
Entreposage de marchandises réfrigérées Palettisées à faible rotation	0.65... 0.70
Entreposage de marchandises réfrigérées Palettisées à rotation rapide	0.45... 0.50
Entreposage de marchandises congelées Palettisées à faible rotation	0.75... 0.80
Entreposage de marchandises congelées Palettisées à rotation rapide	0.50... 0.60

Annexe B4 : Diagramme de Mollier ou Diagramme de l'air humide



Annexe B5 : Résistances thermiques superficielles des parois d'une chambre froide

Coté externe de la paroi	$1/h_e$ ($m^2.K/W$)	Coté interne de la paroi	$1/h_i$ ($m^2.K/W$)
Cas où il est en contact avec l'air extérieur	0.03	Cas d'une chambre froide en ventilation mécanique	0.06
Cas où il est en contact avec un autre local	0.12	Cas d'une chambre froide en ventilation naturelle	0.12

Annexe B6 : Coefficient transmission thermique K d'une paroi type sandwich composée d'une âme en mousse rigide de polyuréthane et de deux revêtements métalliques.

Epaisseur d'isolant (mm)	Coefficient K ($W/m^2.K$)	Ecart de température conseillé (K)	Utilisation jusqu'à environ ($^{\circ}C$)
50	0.39	20	-4
75	0.26	34	-10
100	0.19	45	-20
125	0.15	56	-30
150	0.13	70	-45

Annexe B7 : Coefficient transmission thermique K d'une porte isolante de chambre froide composée d'une âme en mousse rigide de polyuréthane et de deux faces métalliques.

Epaisseur d'isolant (mm)	Coefficient K ($W/m^2.K$)	Epaisseur d'isolant (mm)	Coefficient K ($W/m^2.K$)
60	0.32	160	0.12
80	0.24	180	0.11
100	0.19	200	0.10

Annexe B8 : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide

Température de la chambre froide (°C)	Puissance dégagée par une personne (W)
(20)	(180)
(15)	(200)
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390
-25	420

Annexe B9 : Chaleur massique de respiration de quelques denrées (fruits et légumes)

Denrées	q_{resp} (KJ/t.h) à		
	0 °C	10 °C	20 °C
Abricots	54	293	572
Ail	68	220	475
Ananas	89	229	300
Bananes	206	283	447
Betteraves	108	345	628
Carottes	101	168	412
Cerises	61	286	635
Champignons	384	820	2006
Chou	70	153	394
Citrons	28	103	178
Fraises	134	506	865
Framboises	265	810	2093
Haricots verts	279	663	1745
Mais	314	558	2233
Melons	56	147	370
Mangues	28	105	107.8
Oignons	250	712	2195
Pamplemousses	31	82	173

Annexe B10 : Catalogue des caissons de traitement d'air de la série 39 HH 100 de Carrier

Modelé	MFHV			MFHKdrV			VMMFHV			VMMFHKdrV		
	*133 - 143 - 144 = 200 mm			*133 - 143 - 144 = 200 mm								
	m³/s	Moteur kW	P stat. disp. Pa	m³/s	Moteur kW	P stat. disp. Pa	m³/s	Moteur Vent. A kW Vent. B kW	P stat. disp. Vent. A Pa Vent. B Pa	m³/s	Moteur Vent. A kW Vent. B kW	P stat. disp. Vent. A Pa Vent. B Pa
Chauffage kW	Refroidissement kW	Longueur mm	Chauffage kW	Refroidissement kW	Longueur mm	Chauffage kW	Refroidissement kW	Longueur mm	Chauffage kW	Refroidissement kW	Longueur mm	
121	0.556	0.75	330	0.445	0.75	200	0.556	A 0.75 B -	A 500 B 240	0.445	A 0.75 B -	A 550 B 250
	24	-	1810	24	13	2290	24	-	2770	24	13	3250
131	0.834	1.1	380	0.698	1.1	200	0.834	A 1.1 B -	A 530 B 280	0.695	A 1.1 B -	A 550 B 250
	35	-	1810	35	21	2290	35	-	2770	35	21	3250
141	1.112	1.5	330	0.917	1.5	200	1.112	A 1.5 B -	A 600 B 330	0.917	A 1.5 B -	A 580 B 200
	50	-	1810	50	27	2290	50	-	2770	50	27	3250
122	1.112	2.2	480	1.000	2.2	750	1.112	A 2.2 B -	A 650 B 480	1.000	A 1.5 B 2.2	A 620 B 750
	49	-	1970	49	30	2450	49	-	3090	49	30	3570
132	1.667	2.2	430	1.556	3	750	1.667	A 2.2 B -	A 600 B 430	1.556	A 2.2 B 3	A 590 B 750
	75	-	2130	75	46	2610	75	-	3410	75	46	3900
142	2.223	4	480	2.112	4	750	2.223	A 4 B -	A 630 B 480	2.112	A 3 B 4	A 620 B 750
	106	-	1970	106	63	2450	106	-	3090	106	63	3570
133	2.590	4	480	2.584	5.5	750	2.590	A 4 B -	A 650 B 480	2.584	A 3 B 5.5	A 620 B 750
	122	-	2450	122	77	3090	122	-	4050	122	77	4850*
143	3.334	5.5	430	3.334	7.5	750	3.334	A 5.5 B -	A 600 B 430	3.334	A 4 B 7.5	A 600 B 750
	158	-	2610	158	99	3250	158	-	4370	158	99	5010*
144	4.445	5.5	380	4.445	11	900	4.445	A 5.5 B -	A 600 B 380	4.445	A 5.5 B 11	A 600 B 750
	213	-	2930	213	132	3750	213	-	5010*	213	132	5650*

Annexe B11 : Catalogue des caissons de traitement d'air de la série CTB₂ de HydronicPERFORMANCES
CAPACITIES

MODÈLES / SIZES	CTB ₂ 15			CTB ₂ 22			CTB ₂ 40			CTB ₂ 60		
DEBIT D'AIR MAXIMAL à vitesse Maxi /High speed MAXIMUM AIR FLOW	1500			2200			4000			6000		
AUTRES DEBIT D'AIR à vitesse Maxi /High speed OTHER AIRFLOW	500	1000		1500	1800		2500	3200		4000	5000	
PRESSION DISPONIBLE à vitesse Maxi /High speed pour disposition F64 arrangement EXT. STAT. PRESSURE AVAILABLE	190	110	0	220	160	0	290	200	40	260	180	70
POISSANCE MOTEUR MOTOR CAPACITY (230V/50)	420 W			550 W			2 x 550 W			3 x 550 W		
INTENSITÉ MAXI à vitesse Maxi FULL LOAD CURRENT at high speed	3A			5,2 A			10,4 A			15,6 A		
POISSANCE FRIGORIFIQUE TOTALE eau / water 8/11°C T° ENTRÉE / AIR IN : 30°C 48% TOTAL COOLING CAPACITY	3,9	6,7	8,7	10,4	11,7	13,3	16,7	18,9	22,7	27,7	32,1	35,8
POISSANCE CALORIFIQUE Eau / WATER 98/70°C T° ENTRÉE / AIR IN : 0°C HEATING CAPACITY	9,8	17	21	25,1	27,6	30,4	41,1	45,2	52	64,6	74,6	83,5

Annexe B12 : Catalogue des refroidisseurs de la série 116 CRCH de Carrier

Physical data

		16CR 018	16CR 018	16CR 036	16CR 054	16CR 072	16CR 090
Total cooling capacity*	kW	17,5	17,5	35,0	53,5	70,0	87,5
Water flow rate	l/s	0,760	0,760	1,519	2,279	3,039	3,799
Water pressure drop	kPa	29,4	29,4	39,2	39,2	39,2	39,2
Heating capacity	kW	.	28,4
Air flow to condenser	l/s	3055	3055	6110	9165	12220	15275
Natural gas consumption							
Cooling	kWh	27,6	27,6	55,2	82,8	110,3	137,9
Heating	kWh	.	36,0
Power supply		230 V/1 ph/50 Hz					
Power input, cooling	kW	0,9	0,9	1,8	2,7	3,6	4,5
Power input, heating	kW	.	0,06
Dimensions							
Width	mm	850	1240	2150	3610	4905	6200
Depth	mm	1230	1230	1242	1242	1242	1242
Height	mm	1400	1400	1618	1618	1618	1618
Weight	kg	350	420	844	1300	1740	2170

Annexe B13 : Catalogue des capteurs thermiques OPC 15S de AMK Solar System

Hauteur (mm)	Largeur (mm)	Poids (kg)	(*)Débit nominal (l/h)	Capacité (litres)
1776	910	31	50	0,6
910	1776	31	50	0,6
1776	1751	55	100	1,2
910	3491	60	100	1,2
3491	910	60	100	1,2
1776	2596	84	150	1,8
2596	1776	84	150	1,8
3433	1776	113	200	2,4
4276	1776	142	250	3
5119	1776	171	300	3,6

Annexe B14 : Caractéristiques du fluide caloporteur : Gilotherm

Température de calcul : 100 °C soit 34.2 °F ou 373.15 K

Nombre de Prandtl : 21196.10

VALLET PHARMA	Masse volumique	Chaleur massique Cp	Conductivité thermique	Viscosité dynamique μ	Viscosité cinématique	Pression de vapeur Ps
unités SI	800 kg/m ³	2213 J/kg.K	0.1133 W/m.K	1.085181 Pa.s (Poiseuille)	0.001346378 m ² /s	Hors limites Pa (absolu).
unités usuelles		0.529 kcal/kg.°C		1085.181 centipoise	1346.3784 centistokes	Hors limites atm (absolu)
unités MKH			0.0975 kcal/m.h.°C	3908.853 kg/m.h	4.8470 m ² /h	Hors limites mmCE (kg/m ² , absolu)
						Hors limites mbar (absolu)
						Hors limites Ton (mmHg, absolu)

Annexe B15 : Caractéristiques des tubes en acier

TUBES EN ACIER .2.

TARIFS 3 ET 10

① SANS SOUDURE, FILETABLES au pas du gaz conique.

NF A 49-110

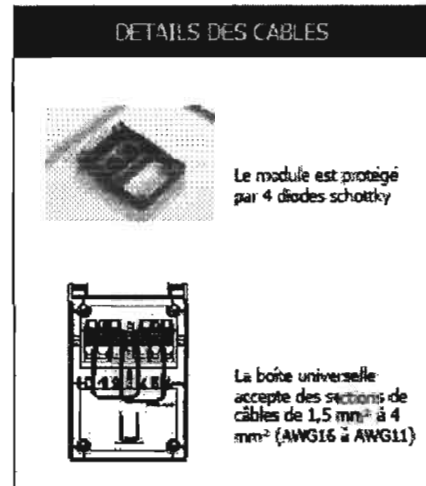
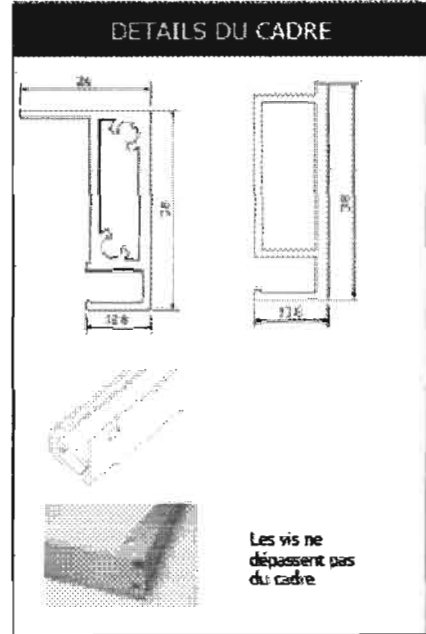
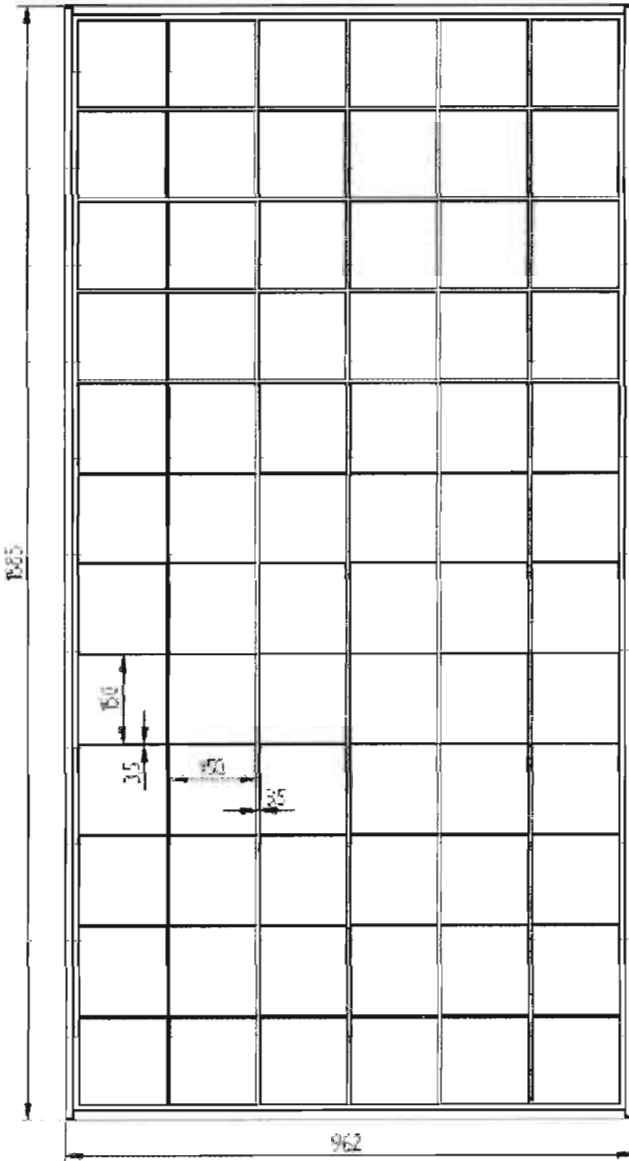
SÉRIE MOYENNE (1)	Anciens tarifs	D ext.	Épaisseur	Dénom. des filetages	D int.	Area section int.	Area ext.	Volumé int.	Masse		Ancienne appellation
		mm	mm	—	mm	cm ²	cm ² /m	dm ³ /m	tube kg/m	tube + eau kg/m	
Pressions nominales en bars à la température ambiante 20 °C. Tubes filetés : 16 bar Tubes lisses : 25 bar Températures d'emploi admissibles : - 10 °C à 110 °C Exemple de désignation : 1 000 m tubes 60,3-3,6 NF A 49-110, filetés, manchonnés noirs. (1) Il n'existe pas de série légère. Il existe une série forte peu utilisée en sanitaire.	TARIF 3	13,5	2,3	1/4	8,9	0,62	0,042	0,062	0,65	0,712	8-13
		17,2	2,3	3/8	12,6	1,25	0,054	0,125	0,852	0,977	12-17
		21,3	2,6	1/2	16,1	2,04	0,067	0,204	1,22	1,424	15-21
		26,9	2,6	3/4	21,7	3,70	0,085	0,370	1,58	1,950	20-27
		33,7	3,2	1	27,3	5,85	0,106	0,585	2,44	3,025	26-34
		42,4	3,2	1 1/4	36,0	10,18	0,133	1,018	3,14	4,158	33-42
		48,3	3,2	1 1/2	41,9	13,79	0,152	1,379	3,61	4,989	40-49
		60,3	3,6	2	53,1	22,14	0,189	2,214	5,10	7,314	50-60
		76,1	3,6	2 1/2	68,9	37,28	0,239	3,728	6,51	10,238	66-76
		88,9	4,0	3	80,9	51,40	0,279	5,140	8,47	13,610	80-90
		114,3	4,5	4	105,3	87,10	0,358	8,710	12,10	20,810	102-114
		139,7	4,5	5	130,7	133,80	0,439	13,380	15,00	28,380	127-140

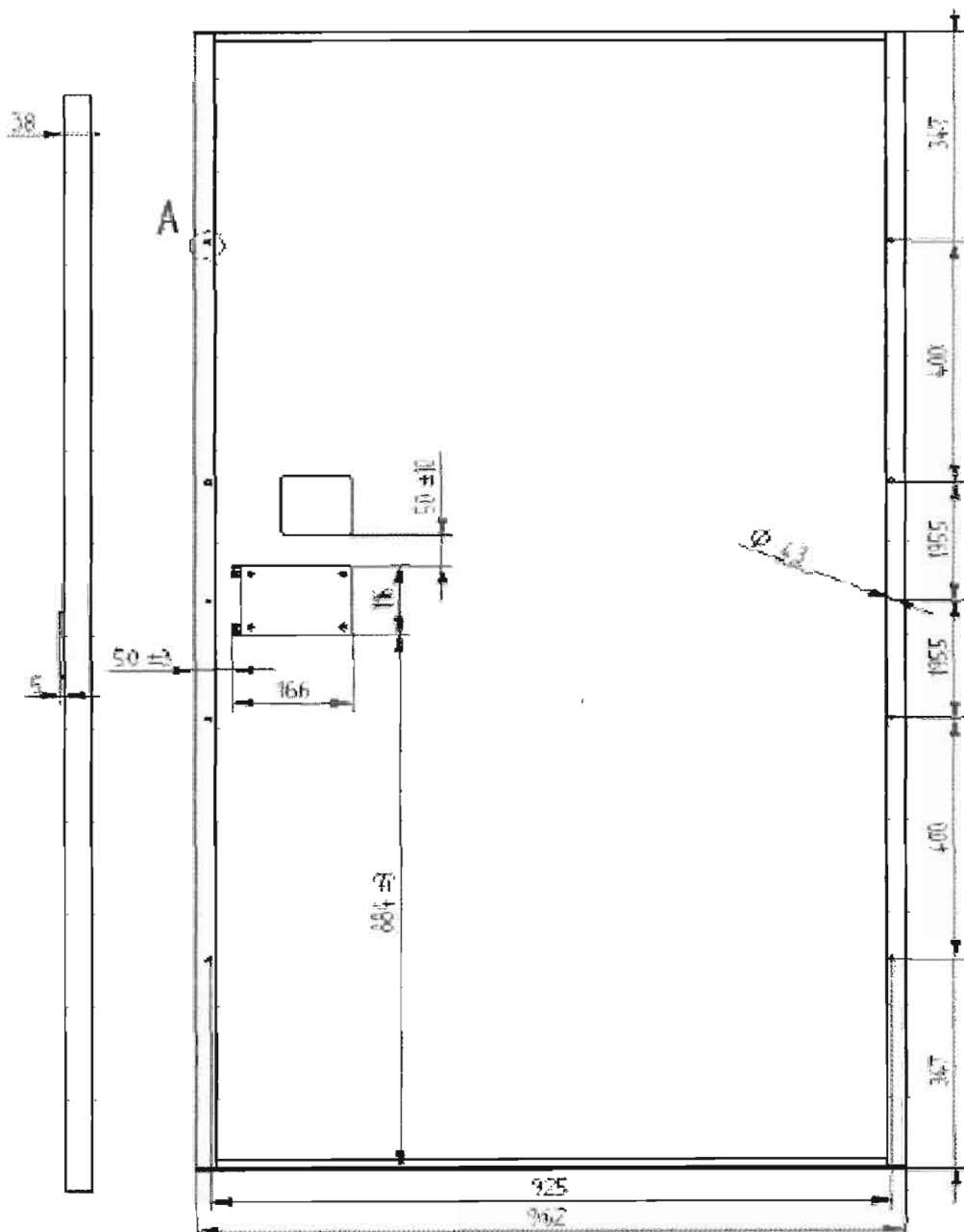
Annexe C 1 : Caractéristiques électrique des modules PV**PHOTOWATT PW6-230 Wp - 12/24V
MODULE PHOTOVOLTAÏQUE – JBOX**

CARACTERISTIQUES ELECTRIQUES			
PW6-230		24 V Configuration	12 V Configuration
Puissance typique	W	230	230
Puissance minimale	W	223	223
Tension à la puissance typique	V	34,9	17,45
Intensité à la puissance typique	A	6,6	13,2
Intensité de court circuit	A	7,2	14,4
Tension en circuit ouvert	V	43,6	21,8
Tension maximum du circuit	V	1000V DC	
Coefficients de température		$\alpha = +2,085 \text{ m A/}^\circ\text{C}$; $\beta = -58 \text{ m W/}^\circ\text{C}$; $\gamma_{P/P} = -0,43 \text{ \%}/^\circ\text{C}$ $\alpha = +4,17 \text{ m A/}^\circ\text{C}$; $\beta = -79 \text{ m W/}^\circ\text{C}$; $\gamma_{P/P} = -0,43 \text{ \%}/^\circ\text{C}$	
Specifications de puissance à 1000 W/m^2 : 25°C : AM 1,5			

EMBALLAGE		
Poids du module	Kg	24
Taille du module	mm	1885 x 962 x 38
Type d'emballage	modules	2 par cartons
Taille de l'emballage	mm	2013 x 1020 x 102
Poids emballé	Kg	52
Taille max d'une palette (34 modules)	mm	2040 x 1040 x 1770
Poids maximum d'une palette	Kg	904

DIMENSIONS DU MODULES

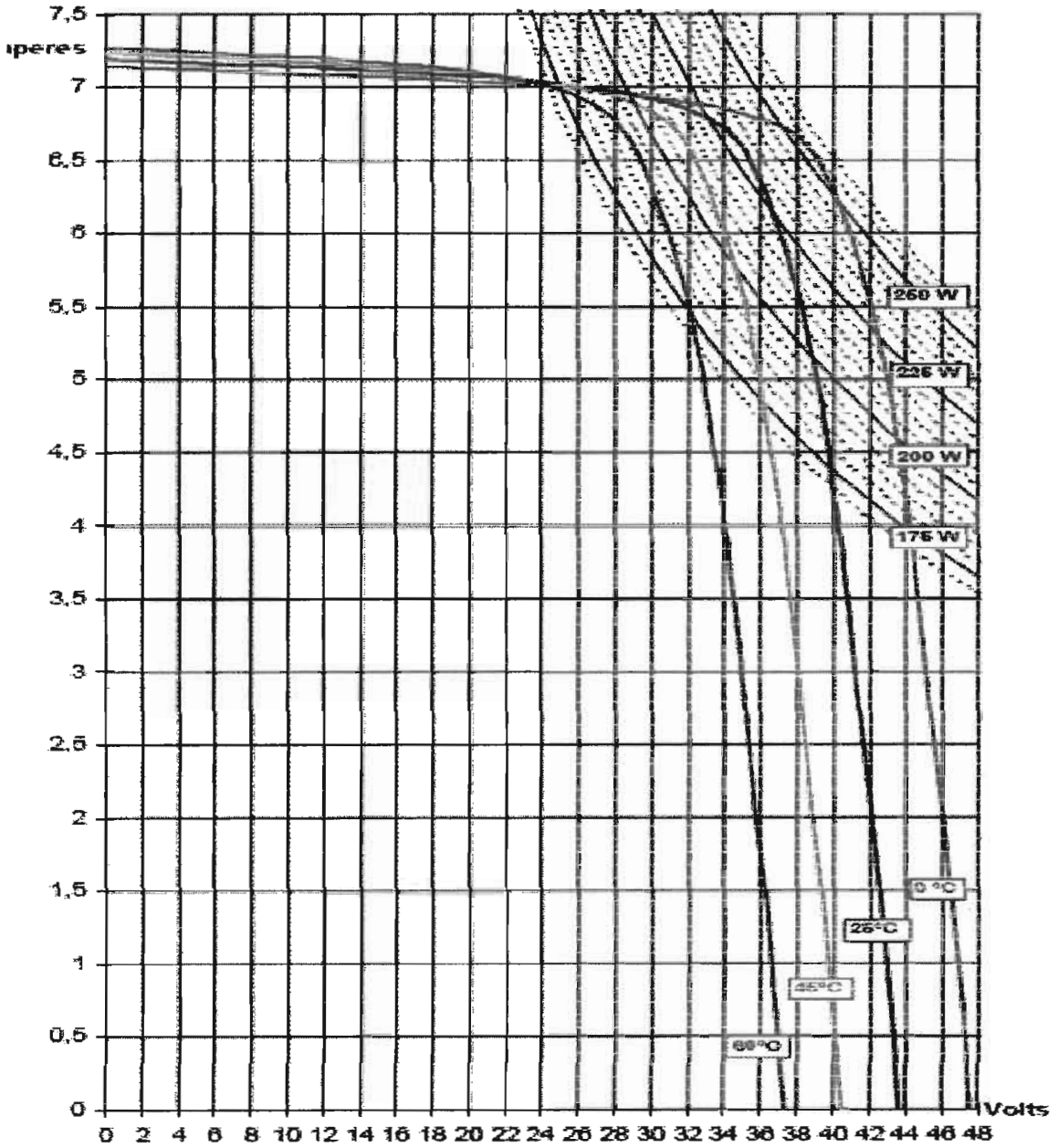




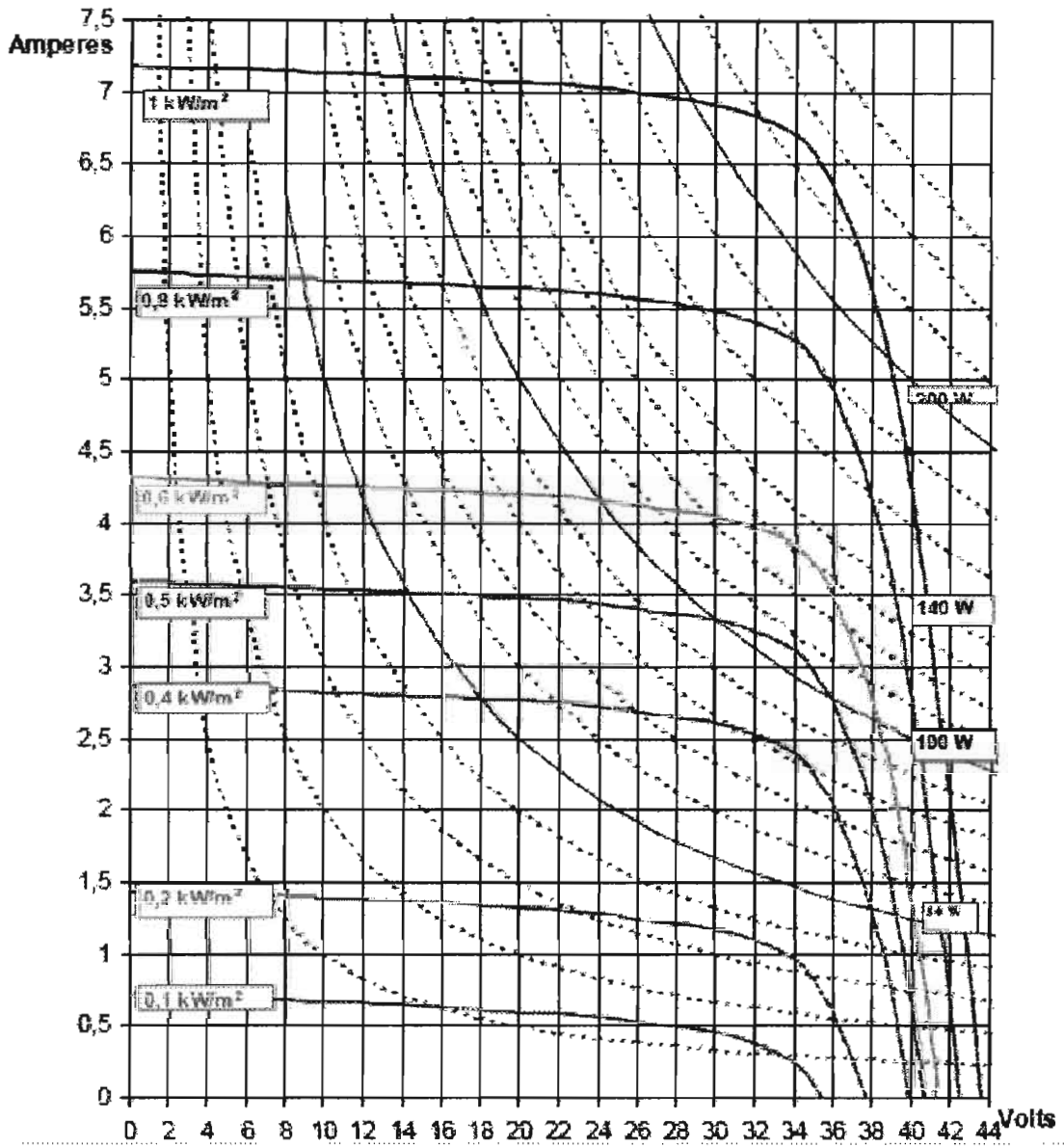
Annexe C2 : Courbes de l'intensité en fonction du courant

CARACTERISTIQUES DU MODULE à P_{typ} : 230 Watts (24V)

$I=F(V)$ à $E=1 \text{ kW/m}^2$, $AM=1,5$ en fonction de la température de jonction

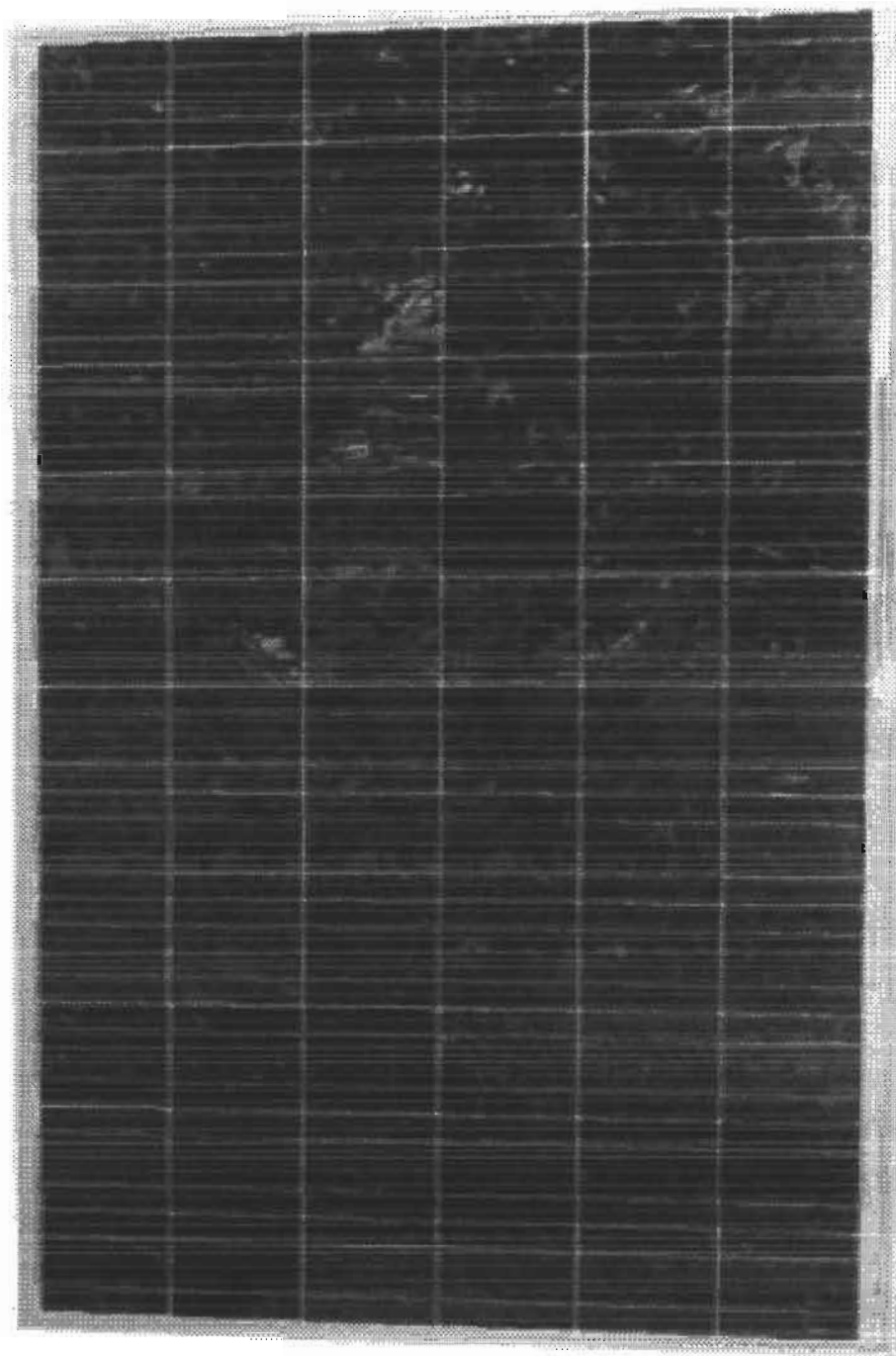


$I=F(V)$ à $T = 25^{\circ}C$ en fonction de l'irradiance E (kW / m^2), AM 1,5.



Annexe C3 : Portrait du panneau photovoltaïque

Photo :

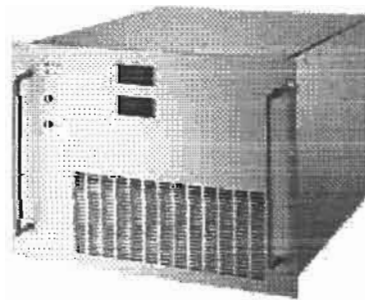


AnnexeC 4 : Caractéristiques de l'onduleur

- Plage de tension d'entrée : 12 à 640 VCC
- Tension de sortie : 15/230 en monophasé ou 200/400/480 en triphasé
- Fréquences de sortie : 50/60/400 Hz
- Plage de puissance de sortie : 200VA à 30kVA

En option

- Visualisation des tensions d'entrée et de sortie
- Protection de polarité du coté continu



Annexe C5 : Caractéristique des batteries

Désignation : BATTERIE ETANCHE VRLA 12V 100Ah

CARACTERISTIQUES	
PHYSIQUES	
Longueur	407 mm
Largeur	172,5 mm
Hauteur	240 mm
Poids	39 kg
ELECTRIQUES	
Tension nominale (Vn)	12 V
Capacité nominale (C20 , 1,75V)	100 Ah
Résistance interne	4 mOhm
Courant de décharge max.	600 A
Courant de court-circuit	800 A
CONSTRUCTION	
Type	Plomb étanche VRLA (valve regulated liquid acid)
Plaques	Plaques planes Plomb calcium
Séparateur	Fibre de verre
Electrolyte	Acide sulfurique dilué
Bac	Résine ABS auto extinguable (UL94-V0)

Bornes (vis M10)