

REPUBLIQUE DU SENEGAL

UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR



Em.0542

**Ecole Supérieure Polytechnique
Centre de THIES**

DEPARTEMENT GENIE ELECTROMECHANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

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

Titre: Conception d'un container chambre froide alimenté par
générateur hybride photovoltaïque/éolien

Auteur : Dialgui SENE

Directeur : Dr. Banda NDOYE

Co-directeur : Dr. Ibrahima LY

2008/2009

DEDICACES

A

Mon père

Ma mère

Mes frères et sœurs

Et à tous mes amis.

REMERCIEMENT

J'aimerais exprimer toute ma reconnaissance aux personnes qui ont contribué à la réussite de ce travail. Plus particulièrement :

- Le Dr Banda NDOYE, pour l'intérêt qu'il porte au sujet, son encadrement, son soutien continu et la mise à notre disposition des documents de base.
- Le Dr Ibrahima Ly, pour son soutien et la mise à notre disposition des documents de base.
- Le Dr Paul DEMBA, pour sa mise à notre disposition des documents de base.
- Mr Amadou SYLLA, Directeur de la BNSTP, pour l'intérêt qu'il porte au sujet.
- Mr SADIO, Service de Pêche de Mbour, pour sa mise à notre disposition des informations sur la pêche.

SOMMAIRE

Dans un contexte économique qui s'annonce de plus en plus difficile à cause des multiples crises économiques , financières et alimentaires d'une part, des craintes d'épuisement des réserves mondiales de pétrole, de gaz et des ressources minières d'autre part, notre pays doit exploiter et mieux conserver ses ressources halieutiques. Ces ressources sont importantes, cependant, le manque de moyens, le coût élevé de l'énergie classique et le caractère traditionnel des méthodes de traitement, font qu'elles restent encore mal exploitées.

Ainsi nous sommes amenés à concevoir un container chambre froide alimenté par un générateur hybride à énergies renouvelables notamment le photovoltaïque et l'éolienne pour répondre aux besoins de conservation à courte et longue durée des produits halieutiques.

Ce projet vise à mettre en œuvre deux aspects importants d'une politique de redynamisation de la pêche artisanale et locale :

- Mise à la disposition des pêcheurs une chambre de conservation, pour qu'en période de captures abondantes, on puisse conserver une partie jusqu'aux périodes de raréfactions donnant lieu à de bons prix.
- Utilisation d'une source d'énergie renouvelable dont l'impact positif sur l'environnement est incontestable et dont les coûts d'exploitation ne sont pas exorbitants.

Notre démarche de conception consistera à utiliser des containers de transport maritime. Un aménagement et une isolation thermique seront faits sur la structure. Une étude thermique détaillée permettra de déterminer la puissance frigorifique qui sera la base de dimensionnement du système frigorifique. En fonction de la puissance électrique des moteurs de compresseurs et des autres charges, le générateur hybride photovoltaïque/éolien sera dimensionné. Une analyse économique et environnementale permettra enfin de voir la rentabilité économique du projet et son impact sur l'environnement.

TABLE DES MATIERES

| | |
|---|----------|
| LISTE DES SYMBOLES | i |
| LISTE DES FIGURES | iv |
| LISTE DES TABLEAUX | v |
| ANNEXES | vi |
| INTRODUCTION | 1 |
| PARTIE I : GENERALITES SUR LA PECHE ET LES PROBLEMES LIES A L'EXPLOITATION DES PRODUITS HALIEUTIQUES | 2 |
| I.1 LA PECHE AU SENEGAL | 3 |
| I.1.1 Le réseau hydrographique du Sénégal | 3 |
| I.1.2 Les principaux centres de pêche et leurs infrastructures..... | 3 |
| I.2 TRAITEMENT DES PRODUITS HALIEUTIQUES..... | 4 |
| I.2.1 Le Salaison-séchage..... | 4 |
| I.2.2 Le fumage..... | 5 |
| I. 2.3 La réfrigération | 5 |
| PARTIE II : ETUDE DES CHARGES THERMIQUES AUTOUR D'UN CONTAINER...7 | |
| II.1 GENERALITES SUR LES CONTAINERS EXISTANTS SUR LE CIRCUIT DE TRANSPORT..... | 8 |
| II.2 ETUDE DES CHAMBRES FROIDES..... | 10 |
| II.2.1 Les chambres Froides positives ou chambre de réfrigération..... | 11 |
| II.2.2 Les chambres froides négatives..... | 11 |
| II.2.2.1 La congélation..... | 11 |
| II.2.2.2 La surgélation..... | 11 |
| II.3 BILAN THERMIQUE D'UNE CHAMBRE FROIDE..... | 12 |
| II.3.1 Détermination des charges externes..... | 13 |
| II.3.1.1 Charges thermiques par transmission à travers les parois (Q_{tr})..... | 13 |
| II.3.1.2 Charges thermiques par renouvellement d'air (Q_{re})..... | 16 |

| | | |
|--|--|-----------|
| II.3.1.3 | Charges thermiques dues à l'ouverture des portes (Q_{op})..... | 17 |
| II.3.2 | Charges thermiques internes | 18 |
| II.3.2.1 | Charges thermiques indépendantes des denrées entreposées..... | 18 |
| II.3.2.1.1 | Charges thermiques dues à l'éclairage (Q_{ec})..... | 18 |
| II.3.2.1.2 | Charges thermiques dues aux personnes (Q_{pe})..... | 18 |
| II.3.2.1.3 | Charges thermiques dues à des machines diverses (Q_{me}) | 19 |
| II.3.2.2.1 | Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées..... | 19 |
| II.3.2.2.2 | Charges thermiques dues aux denrées entrant (Q_{de})..... | 19 |
| II.3.2.2.3 | Charges thermiques dues à la dissociation chimique des produits (Q_{resp}) | 21 |
| II.3.2.2.4 | Charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs(Q_{vent})..... | 21 |
| II.3.2.4 | Charges thermiques dues aux résistances de dégivrage (Q_{deg})..... | 21 |
| II.3.3 | Charge frigorifique effective (Q_o)..... | 22 |
| PARTIE III : ISOLATION DU CONTAINER ET CALCUL DES CHARGES THERMIQUES..... | | 23 |
| III.1 | CHOIX DU CONTAINER..... | 24 |
| III.1.1 | Le choix du type de container..... | 4 |
| III.1.2 | Les caractéristiques techniques (matériaux, dimensions)..... | 24 |
| III.1.3 | Amélioration et Aménagement à faire..... | 25 |
| III.2 | ISOLATION DU CONTAINER..... | 26 |
| III.2.1 | Généralités sur l'isolation..... | 26 |
| III.2.2 | La conductivité thermique ou coefficient de conductibilité des matériaux..... | 27 |
| III.2.3 | Les types d'isolants..... | 27 |
| III.2.4 | Les normes d'isolation..... | 9 |
| III.2.5 | Le choix de l'isolant pour le container..... | 29 |
| III.3 | LES DONNEES DE BASE POUR LA CONSERVATION | 29 |
| III.3.1 | Enveloppe | 29 |
| III.3.2 | Lieux et Orientation du container..... | 29 |

| | | |
|---|---|-----------|
| III.3.3 | Construction de l'isolation du container..... | 30 |
| III.3.4 | Données d'exploitation..... | 32 |
| III.3.4.1 | Types de produits et charge maximale | 32 |
| III.3.4.2 | Conditions intérieures de conservation..... | 35 |
| III.3.4.3 | Données climatiques extérieures..... | 35 |
| III.3.4.4 | Atmosphère dans les chambres froides..... | 35 |
| III.4 | CALCUL DES CHARGES | 37 |
| III.4.1 | Charges externes | 37 |
| III.4.1.1 | Charges thermiques par transmission à travers les parois..... | 37 |
| III.4.1.2 | Complément d'apport par transmission à travers les parois exposées directement au rayonnement solaire..... | 38 |
| III.4.1.3 | Charges thermiques par renouvellement d'air (Q_{re})..... | 41 |
| III.4.1.4 | Charges thermiques par ouverture des portes (Q_{op})..... | 43 |
| III.4.2 | Charges internes | 43 |
| III.4.2.1 | Charges thermiques indépendantes des denrées entreposées..... | 43 |
| III.4.2.1.1 | Charges thermiques dues à l'éclairage | 43 |
| III.4.2.1.2 | Charges thermiques dues aux personnes | 43 |
| III.4.2.2 | Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées..... | 44 |
| III.4.2.2.1 | Charges thermiques dues aux denrées entrant (Q_{de})..... | 44 |
| III.4.2.2.2 | Charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs (Q_{vent})..... | 45 |
| III.4.3 | Puissance frigorifique..... | 47 |
| PARTIE IV : DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME FRIGORIFIQUE..... | | 49 |
| IV.1 | Production de froid..... | 50 |
| IV.1.1 | Généralités sur les moyens de production de froid..... | 50 |
| IV.1.2 | La machine de production de froid..... | 51 |
| IV.1.3 | Les fluides frigorigènes | 54 |
| IV.1.3.1 | Critères de choix d'un fluide frigorigène..... | 54 |

| | | |
|------------|--|-----------|
| IV.1.3.2 | Les fluides frigorigènes les plus répandus..... | 55 |
| IV.1.3.3 | Caractéristiques thermodynamiques du fluide | 57 |
| IV.1.3.3.1 | Température d'ébullition..... | 57 |
| IV.1.3.3.2 | Température critique | 57 |
| IV.1.3.3.3 | Pressions du cycle frigorifique..... | 57 |
| IV.1.3.3.4 | Volume massique à l'aspiration du compresseur..... | 57 |
| IV.2 | DIMENSIONNEMENT DES DIFFERENTS ELEMENTS DU SYSTEME FRIGORIFIQUE..... | 58 |
| IV.2.1 | Schéma de l'installation de frigorifique..... | 58 |
| IV.2.2 | Le dimensionnement du système de production frigorifique de la chambre positive..... | 59 |
| IV.2.2.1 | Conditions et hypothèses de fonctionnement | 59 |
| IV.2.2.2 | Tracé du cycle frigorifique | 60 |
| IV.2.2.3 | Calcul et sélection des différentes parties de la machine | 62 |
| IV.2.2.3.1 | Détermination du compresseur..... | 62 |
| IV.2.2.3.2 | Détermination de l'évaporateur..... | 66 |
| IV.2.2.3.3 | Détermination du condenseur..... | 67 |
| IV.2.2.3.4 | Détermination du détendeur..... | 67 |
| IV.2.2.4 | Détermination du coefficient de performance..... | 67 |
| IV.2.3 | Le dimensionnement du système de production frigorifique de la chambre négative..... | 68 |
| IV.2.3.1 | Conditions et hypothèses de fonctionnement | 68 |
| IV.2.3.2 | Tracé du cycle frigorifique | 69 |
| IV.2.3.3 | Calcul et sélection des différentes parties de la machine | 72 |
| IV.2.3.3.1 | Détermination du compresseur..... | 72 |
| IV.2.3.3.3 | Détermination de l'évaporateur..... | 74 |
| IV.2.3.3.2 | Détermination du condenseur..... | 74 |
| IV.2.3.3.4 | Détermination du détendeur..... | 75 |

| | | |
|--|--|-----------|
| IV.2.3.4 | Détermination du coefficient de performance..... | 75 |
| IV.2.4 | Les Organes annexes..... | 76 |
| PARTIE V : ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DU GENERATEUR HYBRIDE PHOTOVOLTAIQUE /EOLIEN..... | | 79 |
| V.1 | LE GENERATEUR PHOTOVOLTAIQUE..... | 81 |
| V.1.1 | Notion de rayonnement solaire..... | 81 |
| V.1.2 | Mouvement de la Terre et du Soleil..... | 82 |
| V.1.3 | Les composantes au sol du rayonnement solaire..... | 86 |
| V.1.4 | Dimensionnement des éléments du système..... | 87 |
| V.1.4.1 | Les différents éléments du système..... | 88 |
| V.1.4.2 | Procédure du dimensionnement..... | 88 |
| V.1.4.3 | Les besoins énergétiques journaliers..... | 89 |
| V.1.4.4 | Dimensionnement des modules photovoltaïques..... | 89 |
| V.1.4.5 | Choix des onduleurs DC/AC..... | 93 |
| V.1.4.6 | Choix des batteries accumultrices..... | 94 |
| V.1.4.7 | Calcul de la section des câbles de connexion..... | 95 |
| V.2 | ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DU GENERATEUR EOLIEN | 96 |
| V.2.1 | Le vent | 96 |
| V.2.2 | Notion d'aérodynamique..... | 97 |
| V.2.3 | Aérodynamique de l'aile de l'éolienne : définition et caractéristiques géométriques. | |
| V.2.4 | Aérodynamique de l'hélice : définition et caractéristiques géométriques..... | 99 |
| V.2.5 | Dimensionnement de l'éolienne..... | 103 |
| V.2.5.1 | Calcul du diamètre de l'éolienne..... | 103 |
| V.2.5.2 | Valeur de la vitesse de rotation..... | 104 |
| V.2.5.3 | Rapport de multiplication | 104 |
| V.2.5.4 | Calcul des pales | 104 |
| V.2.5.5 | Calcul du rendement des pales | 106 |
| V.2.5.6 | Détermination des coefficients de moment et de puissance sur l'hélice | 107 |

| | |
|---|-----|
| V.2.5.7 Dispositif d'orientation..... | 107 |
| PARTIE VI : ETUDE ECONOMIQUE ET ENVIRONNEMENTALE DU GENERATEUR | |
| VI.1 ETUDE ECONOMIQUE | 110 |
| VI.1.1 Etude économique du système photovoltaïque..... | 110 |
| VI.1.2 Etude économique du système éolien..... | 113 |
| VI.2 ETUDE ENVIRONNEMENTALE..... | 114 |
| RECOMMANDATIONS..... | 116 |
| CONCLUSION..... | 117 |

LISTE DES SYMBOLES ET LETTRES GRECS

- K : Coefficient global d'échange de chaleur en $W/m^2.K$
 S : Aire de la paroi à travers laquelle se fait l'apport d'énergie en m^2
 $\Delta\theta$: Ecart de température en K
 θ_a : Température ambiante en $^{\circ}C$
 θ_f : Température dans la chambre froide en $^{\circ}C$
 h_i : Coefficient de convection intérieur en $W/m^2.K$
 h_o : Coefficient de convection extérieur en $W/m^2.K$
 e : Epaisseur de la paroi en m
 λ : Conductivité thermique en $W/m.K$
 θ_{ev} : Température extérieure virtuelle en $^{\circ}C$
 LM : Facteur correctif latitude-mois
 K_c : Facteur correctif lié à la couleur
 v_a : Volume massique de l'air extérieur m^3/kg
 h_a : Enthalpie spécifique (kJ/kg) de l'air extérieur
 h_f : Enthalpie spécifique (kJ/kg) de l'air intérieur
 ϕ_a : Humidité relative de l'air extérieur en %
 R : Taux de renouvellement d'air
 f_j : Flux journalier des marchandises en tonne/jour
 d_t : Durée moyenne d'ouverture des portes en min/jour
 m : Masse des denrées en kg
 θ_a : Température de congélation des denrées en $^{\circ}C$
 c : Chaleur massique de la denrée avant congélation en $kJ/kg.^{\circ}C$
 L_c : Chaleur latente de congélation de la denrée en kJ/kg
 m_e : Masse des emballages en kg
 c_e : Chaleur massique du matériau d'emballage $kJ/kg.^{\circ}C$
 L_d : Chaleur de fermentation ou de dissociation chimique (kJ/kg)
 h : Hauteur maximale de gerbage en m
 d_e : Densité d'entreposage en kg/m^3

- η_o : Coefficient d'occupation au sol des marchandises
 A : Surface de la chambre froide en m^2
 S_{int} : Surface intérieure des parois en m^2
 S_{ext} : Surfaces extérieures des parois en m^2
 Γ : Teneur en eau en kg_{eau}/kg_{gas}
 p_v : Pression de vapeur en Pa
 p_{as} : Pression d'air sec en Pa
 p_a : Pression absolue en Pa
 p_v^s : Pression de vapeur saturante en Pa
 θ_o : Température d'évaporation du fluide frigorigène en $^{\circ}C$
 θ_k : Température de condensation du fluide frigorigène en $^{\circ}C$
 P_o : Pression d'évaporation du fluide frigorigène en Pa
 P_k : Pression de condensation du fluide frigorigène en Pa
 τ : Taux de compression du fluide frigorigène
 k : Exposant polytropique du fluide frigorigène
 q_m : Débit masse de fluide frigorigène en kg/s
 q_{vr} : Débit volume de fluide frigorigène en m^3/s
 q_{vth} : Débit volume théorique de fluide frigorigène aspiré par le compresseur en m^3/s
 η_v : Rendement volumétrique du compresseur
 η_i : Rendement indiqué du compresseur
 w_i : Vitesse du fluide dans la conduite en m/s
 E_o : Constante solaire W/m^2
 δ : Déclinaison en $^{\circ}$
 L : La latitude en $^{\circ}$
 j : Numéro de jour
 ω : Angle solaire en $^{\circ}$
 h : Hauteur du soleil en $^{\circ}$
 a : Azimut en $^{\circ}$
 β : Angle d'inclinaison des panneaux en $^{\circ}$

- ρ : Facteur de réflexion du sol
 σ : Taux d'insolation
 T_c : Température moyenne d'opération des cellules en °C
 η_m : Rendement moyen des modules
NOCT : Température nominale d'opération des cellules en °C
 λ_0 : Vitesse spécifique de la pale à R
 η : Rendement global de l'éolienne
 k : Rapport de multiplication de l'éolienne
 p : Nombre de pales de l'éolienne
 l : Largeur de la pale en m
 R : Rayon de l'hélice en m
 α : Angle de calage du profil en °
 i : Angle d'incidence du profil en °
 λ : Vitesse spécifique à r
 I : Angle d'inclinaison en °
 C_z : Coefficient de portance
 C_x : Coefficient de trainé

LISTE DES FIGURES

Figure III.1 : Vue extérieure d'un container.....9

Figure IV.1 : Cycle frigorifique élémentaire.....66

Figure IV.2 : Représentation du cycle frigorifique de la machine.....71

Figure IV.3 Représentation du cycle frigorifique de la machine.....82

Figure V.1 : Répartition spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère.....93

Figure V.2 : Schématisation du mouvement de la Terre autour du Soleil..... 94

Figure V.3 : Mouvement apparent du soleil observé d'un point de latitude L 95

Figure V.4 : Repérage de la position du soleil 96

Figure V.5 : Les différentes composantes du rayonnement dans l'atmosphère..... 98

Figure V.6 : Schématisation d'un système photovoltaïque 99

Figure V.7 : Schématisation du moteur éolien110

Figure V.8 : Représentation de l'aile.....112

Figure V.9 : Action sur l'aile.....113

Figure V.10 : Variation de C_x et C_z en fonction de114

Figure V.11: Caractéristiques géométriques de l'hélice.....114

Figure V.12 : Action de l'air sur l'élément de pale.....115

Figure V.13 : Variation de C_m et C_p en fonction de λ_0121

Figure V.14 : Empennage d'une éolienne.....122

LISTE DES TABLEAUX

| | |
|--|-----|
| Tableau II.1 : Dimensions normalisées des containers..... | 10 |
| Tableau III.1 : Données de conservation du poisson..... | 36 |
| Tableau III.2 : Taux de renouvellement d'air R dans les chambres..... | 40 |
| Tableau III.3 : Calcul des surfaces intérieures et extérieures..... | 41 |
| Tableau III.4 : Calcul de $\Delta\theta_{evcorrectée}$ pour la chambre positive..... | 43 |
| Tableau III.5 : Calcul de $\Delta\theta_{evcorrectée}$ pour la chambre négative..... | 45 |
| Tableau III.6 : Caractéristiques physiques des airs dans les chambres et l'extérieure..... | 47 |
| Tableau III.7 : Les différentes charges sur la chambre positive..... | 54 |
| Tableau III.8 : Les différentes charges sur la chambre négative..... | 55 |
| Tableau IV.1 : Les fluides frigorigènes les plus répandus et leurs propriétés..... | 63 |
| Tableau IV.2: Coefficient du R22 en fonction du taux de compression..... | 69 |
| Tableau IV.3: Les caractéristiques des différents points du cycle..... | 70 |
| Tableau IV.4 : Les différentes possibilités de compresseurs en fonction de d/l..... | 73 |
| Tableau IV.5 : Dimensions normalisées des conduites « série pouce » en cuivre..... | 75 |
| Tableau IV.6 : Dimensions des conduites du système frigorifique | 75 |
| Tableau IV.7 : Les caractéristiques des différents points du cycle..... | 81 |
| Tableau IV.8 : Les différentes possibilités de compresseurs en fonction de d/l..... | 84 |
| Tableau IV.9 : Dimensions des conduites du système frigorifique | 85 |
| Tableau IV.10 : Récapitulation..... | 89 |
| Tableau V.1 : L'irradiation moyenne mensuelle sur un plan horizontal | 101 |
| Tableau V2 : Irradiation globale journalière sur un plan incliné de $\beta = 14^\circ$ | 103 |
| Tableau V.3 : Calcul de la largeur des pales..... | 120 |
| Tableau V.4 : Rectification de la largeur des pales..... | 121 |

LISTE DES ANNEXES

| | | |
|----------------|--|---|
| Annexe A.II.1 | Ecart virtuel de température pour les toits..... | a |
| Annexe A.II.2 | Ecart virtuel de température pour les murs..... | b |
| Annexe A.II.3 | Le facteur correctif latitude-mois..... | c |
| Annexe A.III.1 | Aménagement du container..... | d |
| Annexe A.III.2 | Construction en sandwich des parois..... | e |
| Annexe A.III.3 | Températures maximales au Sénégal en 2001..... | f |
| Annexe A.III.4 | Densité d'entreposage de différents produits..... | g |
| Annexe A.III.5 | Coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide en fonction du type d'entreposage de marchandises..... | h |
| Annexe A.III.6 | Valeur du renouvellement d'air en fonction du volume V de la chambre froide.. | h |
| Annexe A.III.7 | Diagramme de l'air humide DAH..... | i |
| Annexe A.IV.1 | Les organes principaux de la machine de production de froid..... | j |
| Annexe A.IV.2 | Diagramme h-logp..... | k |
| Annexe A.V.1 | Valeurs de l'albédo pour le rayonnement solaire global..... | l |
| Annexe A.V.2 | Caractéristiques électriques des modules BP 3160..... | m |
| Annexe A.V.3 | Valeurs optimales des paramètres de fonctionnement en fonction de λ | n |

INTRODUCTION

Une enquête menée auprès des pêcheurs de la Petite Côte nous a permis de nous imprégner des problèmes majeurs auxquels ces derniers sont confrontés dans leurs activités quotidiennes. Ces problèmes sont essentiellement liés au manque de moyens de conservation du poisson et le coût élevé de l'énergie classique. En effet avec le manque d'équipements et les multiples coupures d'électricité, les produits congelés sont souvent soumis à des contraintes qui accélèrent leur processus de détérioration.

C'est pourquoi le souci d'améliorer la qualité du produit congelé en répondant aux normes en vigueur, nous paraît suffisamment motivant pour concevoir une chambre froide alimentée par deux technologies d'énergie renouvelable et fiable : le photovoltaïque et l'éolienne.

Par ailleurs, la congélation demeurant la méthode la plus fiable, son utilisation demande des équipements de très bonne qualité avec une bonne isolation de la chambre, car le coût énergétique et environnemental du froid est très cher.

Etant donné la disponibilité et le coût d'acquisition relativement bas des containers de transport, nous nous proposons de les choisir et de les réaménager pour réduire les déperditions de frigorifiques qui augmentent la facture d'électricité. Une fois que nous aurons prescrit une meilleure isolation thermique pour le container, on déterminera ses charges thermiques globales pour obtenir la puissance frigorifique requise. Ensuite cette puissance frigorifique servira de base au dimensionnement des composants de la machine frigorifique devant absorber cette puissance. Cette machine frigorifique doit absorber une puissance électrique, fonction de la puissance frigorifique et cette puissance électrique doit être fournie correctement par le générateur hybride photovoltaïque et éolien même dans les conditions les plus défavorables pour éviter les conséquences néfastes des coupures sur les produits congelés. Enfin, nous analyserons la rentabilité économique et l'impact environnemental du système générateur.

Pour bien mener cette étude, il nous faut faire l'état général des lieux de la pêche et de ses difficultés au Sénégal. D'ailleurs cette étude est l'objet de la première partie du présent travail.

PARTIE I

GENERALITES SUR LA PECHE ET LES PROBLEMES LIES A L'EXPLOITATION DES PRODUITS HALIEUTIQUES

I.1 LA PECHE AU SENEGAL

La pêche est une activité d'une importance capitale sur le plan social, culturel mais surtout sur le plan économique. Les difficultés du secteur agricole dues souvent aux adversités climatiques et à la dégradation des cours des matières premières font que notre pays compte beaucoup sur la pêche pour améliorer sa balance commerciale déficitaire. Ainsi le secteur de la pêche contribue pour environ 2 % à la formation du Produit Intérieur Brut (PIB) en 2007, pour une valeur commerciale d'environ 185 milliards de francs CFA.

Cette activité, pratiquée de façon artisanale ou industrielle contribue de façon considérable aux besoins alimentaires du pays : près de 70 % des apports nutritionnels en protéines d'origine animale selon la FAO en 2007 et 60 % de la pêche industrielle est exportée vers les pays du nord. Elle emploie une main d'œuvre importante sur le plan national : 600 000 emplois directs et induits et 1 200 000 à 2 000 000 de personnes en sont dépendantes.

I.1.1 Le réseau hydrographique du Sénégal

Notre pays s'ouvre largement sur le littoral atlantique avec 718 km de côtes réputées les plus poissonneuses au monde. Le pays recèle un important réseau de fleuves et d'affluents. On note :

- le fleuve Sénégal (1700 km), avec cinq (5) principaux affluents,
- le fleuve Gambie long de 1150 km dont 477 km en territoire sénégalais,
- le fleuve Casamance (350 km),
- le fleuve Sine Saloum

I.1.2 Les principaux centres de pêches et leurs infrastructures

La pêche a très longtemps été l'activité principale des populations côtières et riveraines quoiqu'elle se faisait de manière traditionnelle. Beaucoup de centres et de villages se sont développés à cause de cette activité. Certains sont notables : Dakar, Mbour, Kayar, Saint- Louis, Joal, Ziguinchor, etc.

A coté de ces grands quais de pêches, le littoral atlantique est parsemé de villages de pêcheurs dont la contribution à la production halieutique est non négligeable.

Par ailleurs la pêche industrielle a vu naître des centres de pêche concentrés essentiellement dans la ville de Dakar. Cette pêche est destinée en grande partie à l'exportation.

Dans les centres ou quais de pêche, les populations s'adonnent activement à l'exploitation et au traitement des produits halieutiques afin de pouvoir les exporter, dans de bonnes conditions, à l'intérieur comme à l'extérieur du pays.

I.2 TRAITEMENT DES PRODUITS HALIEUTIQUES

Les poissons mis en vente sur les marchés ont la réputation de se détériorer très facilement. Cette détérioration est due à l'invasion post mortem des bactéries aussi bien qu'à l'autolyse. Cette autolyse est catalysée par des enzymes présentes dans les tissus des poissons, produisant un ramollissement ou une liquéfaction partielle, ainsi que des changements dans la saveur et l'odeur. Les bactéries existent toujours sur les produits, lors de la capture en mer, à bord des bateaux et pirogues, sur les plages une fois débarqués, si les soins nécessaires ne sont pas apportés. C'est ainsi que plusieurs méthodes de traitement en vue d'une conservation sont pratiquées parmi lesquelles on peut citer :

I.2.1 Le Salaison-séchage

Le climat sahélien est chaud et presque sec, ce qui permet d'utiliser pendant presque toute l'année la technique de séchage. Cette méthode est le processus qui consiste à l'introduction du sel au retrait de l'eau du poisson. Trois jours après, le poisson est enlevé et placé au soleil pour séchage. Son utilisation est due à la distance et à l'inexistence et au coup élevé de l'électricité dans certains villages de pêche. C'est un processus très rudimentaire et artisanal. Dans certains ports de pêche africains, il consiste simplement à placer le sel sur le poisson, ce qui donne des produits de qualité médiocre.

Les seules contraintes sont :

- le goût et la qualité du poisson

- risque de putréfaction
- l'achat du sel
- l'odeur dégagée sur les plages

Il existe des machines séchoirs dans le marché mais le coût d'acquisition freine l'expansion chez les mareyeurs et les pêcheurs.

I.2.2 Le fumage

Ce procédé consiste à l'extraction de l'humidité contenue dans le poisson à travers des substances chimiques fournies par la chaleur et la fumée du bois. On recommande le fumage avec des poissons bien frais. Les conditions climatiques profitent à la technique de fumage puisqu'elles créent un obstacle à la réhydratation du produit.

Les techniques utilisées restent encore rudimentaires et les conséquences sont énormes :

- pertes d'énergies
- charges considérables pour l'approvisionnement en combustibles (dépenses énergétiques élevées),
- qualité souvent médiocre du produit : la fumée est imprégnée dans le poisson fumé,
- quantité de bois importante et par conséquent problème de déboisement.
- quantité importante de paille à utiliser ce qui entraîne des problèmes pour le pâturage qui en utilise.
- pollution atmosphérique

Cependant on assiste au développement de fumoirs qui ne sont pas encore à la portée de tous, étant donné leurs prix et les moyens dont disposent les populations.

I. 2.3 La réfrigération

A l'heure actuelle, la réfrigération est l'une des techniques les plus utilisées pour la conservation des produits halieutiques sur place et en transport pour de longues distances. Le refroidissement doit intervenir le plus tôt possible, c'est-à-dire dès la capture (cas des bateaux bien équipés) ou dès le débarquement sur la plage. Car la prolifération des bactéries et l'action des enzymes est proportionnelle à l'augmentation de la température.

Les techniques de réfrigération sont nombreuses et trouvent leurs applications partout dans l'industrie de la pêche ; néanmoins celles qui retiennent notre attention sont celles avec de la glace car étant plus pratiquées dans nos régions. En effet la glace est un bon matériau de réfrigération car elle maintient, sans méthodes de contrôle compliquées la température au point de congélation ou en dessous.

Cette glace est produite par des fabriques de glaces installées un peu partout dans les centres de pêche. Le poisson est mélangé à la glace fractionnée et en quantité suffisante pour être gardé à de bonnes températures dans les containers jusqu'aux points de transformations et de vente. Cette technique se heurte à certaines difficultés. En effet la fabrication de la glace demande des investissements pour la construction et l'installation des fabriques de glace. Ceci a pour conséquence d'augmenter directement le prix de la glace entraînant ainsi une limitation au recours à cette méthode.

Une autre difficulté se trouve au niveau du traitement avec la glace mélangée aux produits dans les containers destinés au transport de longues distances du fait que la glace a une grande capacité de fusion . Ainsi dans les conditions meilleures les bactéries se développent sur la surface du poisson. A la température de fusion, elles envahissent la chair. Ces bactéries peuvent provenir de la glace qui sert à l'entreposage : la glace fournie aux transporteurs de containers à généralement une teneur bactérienne assez basse, très basse à la fabrique, les moyens de transport risquent parfois de la souiller.

Par ailleurs, la conservation dans la glace faite avec toutes les précautions désirables peut maintenir une qualité requise du produit. Néanmoins on ne peut pas éviter la fusion de la glace au cours du transport. Cette fusion est accélérée par :

- la durée de transport
- les conditions climatiques dans nos régions
- la faible isolation thermique des containers dans lesquels le produit est stocké

L'eau provenant de cette fusion est un véritable bouillon de culture de bactéries ; les poissons qui y baignent sont rapidement et dangereusement putréfiés.

CONCLUSION

Pour une conservation des produits halieutiques à grande échelle, la méthode de traitement et de conservation par réfrigération reste la plus utilisée au Sénégal. Les produits peuvent rester durant des semaines dans des conditions acceptables. Cependant cette réfrigération est freinée par deux facteurs majeurs : le coût élevé et la qualité des moyens d'entreposage et de transport notamment les containers. Sur ces derniers sera axée la seconde partie de notre étude .

PARTIE II

ETUDE DES CHARGES THERMIQUES AUTOUR D'UN CONTAINER

II.1 GENERALITES SUR LES CONTAINERS EXISTANTS SUR LE CIRCUIT DE TRANSPORT

Les containers sont des moyens de transport et de stockage des marchandises périssables ou de produits exigeant une température et une hygrométrie constantes pendant le transport maritime et dans les terminales portuaires. Leur structure résistante permet leur utilisation dans le transport. Ainsi distingue t on les containers destinés au transport des matériels et équipements et les containers frigorifiques destinés à la conservation et à l'entreposage.



Figure II.1 Vue extérieure d'un container

Les containers sont dénommés par leurs dimensions notamment la longueur. Ces dimensions sont normalisées suivant la norme **ISO 1496-6 de 1988** :

Tableau II.1 Dimensions normalisées des containers

| | Dimensions extérieures (m) | | | Dimensions intérieures (m) | | |
|-----------------|----------------------------|---------|---------|----------------------------|---------|---------|
| | Longueur | largeur | Hauteur | Longueur | Largeur | Hauteur |
| 20 pieds | 6.058 | 2.438 | 2.591 | 5.893 | 2.330 | 2.350 |
| 40 pieds | 12.192 | 2.438 | 2.591 | 12.127 | 2.330 | 2.350 |

Ils sont fabriqués avec des matériaux de haute résistance à la corrosion comme l'acier inox et l'aluminium et une isolation de haute qualité y est intégrée pour les containers frigorifiques.

Les avantages liés à l'utilisation des containers sont importants tant sur le point de vue économique que pratique. En effet selon le premier point de vue, le coût d'acquisition est aisément amorti, dans la mesure où un container, sauf accident, peut être employé en moyenne cinq à six ans, voire dix ans, compte tenu de quelques réparations éventuelles. Par ailleurs comparé au transport en vrac, son coût est vingt fois moindre et on réalise un gain de temps.

Les avantages pratiques sont également nombreux :

- les containers résistent aux secousses
- les containers résistent aux conditions météorologiques

Il existe plusieurs types de containers dans le marché. Cependant notre attention sera portée sur les containers de transport de marchandises. Ils peuvent faire l'objet d'une utilisation comme chambres froides destinées à la conservation des denrées et des produits halieutiques dans les terminales portuaires.

Ainsi, allons – nous aborder l'étude des chambres froides qui constituent la base de tout processus de conservation par réfrigération, congélation et surgélation des produits halieutiques dans ces containers.

II.2 ETUDE DES CHAMBRES FROIDES

Les chambres froides sont utilisées pour conserver les produits alimentaires dans un bon état de qualité en vue d'une consommation ultérieure.

Les chambres froides évitent :

- les pertes de couleurs du produit,
- les pertes de qualité du produit,
- les pertes de valeur
- les pertes de poids des produits entreposés.

La fabrication et l'installation des chambres froides répondent à des normes de sécurité et d'hygiène. Les normes en vigueur sont **NF E 35-400** pour l'installation frigorifique et **NF C 15-100** pour l'installation électrique.

Le respect de cette norme a une influence primordiale sur la qualité des produits distribués et la protection du consommateur.

Les calculs d'une chambre froide doivent satisfaire à trois conditions suivant le produit à traiter

- l'hygrométrie
- La ventilation
- La température

La grandeur physique fondamentale est la température. Ainsi existe-t-il deux types de chambres froides selon la température à l'intérieur du milieu à refroidir : les chambres froides positives et les chambres froides négatives

II.2.1 Les chambres froides positives ou chambre de réfrigération

Les chambres froides positives permettent le maintien artificiel des produits en dessous de la température ambiante, à la température optimale pour sa conservation ; et ce au dessus de son point de congélation.

La durée de conservation est toujours limitée .Elle est fonction de la nature du produit et de la température à laquelle il est conservé dans la chambre froide.

Les calculs de température sont établis pour une chambre froide positive de :

- en local de préparation froide, 10 à 12 °C
- en local de réserve sèche, 16 à 20 °C
- en chambre de réfrigération 0 à 8°C
- en chambre de fruits et légumes 7 à 15°C
- en local poubelle 9 à 11°C

La conservation en chambre froide positive freine les phénomènes vitaux des tissus vivants, tels que ceux des fruits et légumes et des tissus morts en ralentissant les métabolismes biochimiques. Elle ralentit considérablement l'évolution microbienne et les conséquences de celles –ci (putréfaction, toxines, etc....).

II.2.2 Les chambres froides négatives

II.2.2.1 La congélation

Dans les chambres froides négatives la température d'une denrée est abaissée à un niveau tel que la majeure partie de son eau de constitution est transformée en cristaux de glace plus ou moins gros ; on parle alors de congélation

Les températures des produits congelés sont comprises entre 0°C et -30°C. La durée de conservation dépend de la nature des denrées. La congélation stoppe le développement et l'action de la plupart des micro-organismes à -18°C (0°F).

II.2.2.2 La surgélation

La congélation peut être suivie d'une surgélation ou congélation rapide. La surgélation des denrées consiste à soumettre à celles-ci à l'action du froid à basse température, de façon à provoquer rapidement la cristallisation de l'eau de la denrée et abaisser sa température à une valeur suffisamment basse pour que la proportion d'eau non congelée soit très faible. Les conditions qui motivent la surgélation sont :

- produits dans un très bon état de fraîcheur et d'hygiène.
- délai avant congélation réduite
- congélation rapide jusqu'à -18 °C
- stockage et distribution à une température supérieure à -18°C
- vente de denrées au consommateur à l'état congelé

II.3 BILAN THERMIQUE D'UNE CHAMBRE FROIDE

Les charges thermiques autour d'un container se résument en deux composantes : les charges externes et les charges internes.

• Les charges externes :

Elles sont constituées essentiellement de :

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

- **Les charges internes :**

On les subdivise en deux catégories :

- ✓ charges thermiques indépendantes des denrées entreposées
- charges thermiques dues à l'éclairage
- charges thermiques dues aux personnes
- charges thermiques dues à des machines diverses
- ✓ charges thermiques indépendantes des denrées entreposées
- charges thermiques dues aux denrées entrant
- charges thermiques dues à la respiration des produits
- charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs
- charges thermiques dues aux résistances de dégivrage

II.3.1 Détermination des charges externes

II.3.1.1 Charges thermiques par transmission à travers les parois (Q_{tr})

Les charges thermiques par transmission sont données par la relation suivante [2] :

$$Q_{tr} = 24 \cdot K \cdot S \cdot \Delta\theta \quad \text{en Wh} \quad (2.1)$$

K : Coefficient global d'échange de chaleur en $W/m^2.K$

S : Aire de la paroi à travers laquelle se fait l'apport d'énergie en m^2

$\Delta\theta$: Ecart de température (en K) propre à chaque paroi entre θ_a (température ambiante de l'air externe) et θ_f (température dans la chambre froide).

24 : durée d'une journée en heures

▪ **Coefficient global d'échange de chaleur (K)**

Le coefficient global d'échange de chaleur est donné par la formule suivante [4]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^n \frac{e_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.2)$$

h_i : Coefficient de convection intérieur en $W/m^2.K$

h_o : Coefficient de convection extérieur en $W/m^2.K$

e_j : Epaisseur de la paroi j (n parois composées en série) en m

λ_j : Conductivité thermique de la paroi j en $W/m.K$

Les parois des chambres froides étant souvent bien isolées thermiquement, par souci de simplification, on ne tient compte dans les calculs, que de la résistance thermique de l'isolant e/λ [4].

$$K = \frac{\lambda_{isolant}}{e_{isolant}} \quad (2.3)$$

▪ **Surface de transmission de la paroi**

La surface de transmission est la moyenne géométrique des surfaces intérieure S_{int} et extérieure S_{ext} [2].

$$S = \sqrt{S_{int} S_{ext}} \quad (2.4)$$

▪ **Ecart de température $\Delta\theta$ en K**

L'écart de température représente la différence des températures entre l'extérieur et l'intérieur de la chambre froide.

Pour tenir compte des facteurs suivants :

- les variations de la température extérieure au cours de la journée,
- la durée de l'insolation des parois en fonction de leur orientation,
- l'inertie des parois en fonction de leur structure,
- un décalage horaire entre le moment où la chaleur transmise au local par les parois est maximale,
- un amortissement par les parois de l'intensité du flux d'énergie à travers les parois opaques,

On majore les charges par transmission en introduisant un complément d'apport à travers les parois directement exposées au rayonnement solaire [2].

$$Q_{tr\ comp} = 24. K. S. \Delta\theta_{ev} \text{ en } Wh \quad (2.5)$$

$$\Delta\theta_{ev} = \theta_{ev} - \theta_i$$

θ_i : Température intérieure de la chambre en°C

θ_{ev} : Température extérieure virtuelle en un instant donné, c'est-à-dire la température qui produirait en régime permanent, un apport calorifique identique à celui que produit par les parois extérieures, le régime variable au même instant.

Dans la pratique, on utilise $\Delta\theta_{ev}$, les **annexes AII.1 et AII.2** ,donnent les valeurs de l'écart virtuel de température pour les toits sans plafond et pour les murs , pour une température de 25°C à l'intérieur des locaux, une température extérieure maximale de 35°C , une température moyenne de 29°C avec une variation journalière de 12°C et une radiation solaire correspondant à celle du 21 juillet à la latitude de 40°N .

Pour d'autres conditions, il faut corriger les valeurs dans ces tables et on obtient :

▪ **Correction de l'écart virtuel de température pour les toits [2]**

$$(\Delta\theta_{ev})_{corr} = \{(\Delta\theta_{ev} + LM). K_c + (25.5 - \theta_{iR}) + (\overline{\theta_{ex}} - 29.4)\}. f \quad (2.6)$$

$\Delta\theta_{ev}$: choisi sur l'**annexes A.II.1**

- LM : le facteur correctif latitude-mois donné par l'**annexe A.II.3**
- K_c : un facteur correctif lié à la couleur :
- $K_c = 1$: si la coloration est sombre
- $K_c = 0.5$: si elle est claire.
- $25.5 - \theta_{iR}$: la correction de la température interne du local
- $\overline{\theta_{ex}} - 29.4$: la correction de la température moyenne extérieure
- f : un facteur correctif lié à la présence de ventilateurs ou de conduits en dessous du plafond.
- $f = 1$: s'il n'y a pas de ventilation et de conduits.
- $f = 0.75$: si le plafond est isolé et une ventilation installée entre le plafond et le toit

▪ **Correction de l'écart virtuel de température pour les murs [2]**

$$(\Delta\theta_{ev})_{corr} = \{(\Delta\theta_{ev} + LM) \cdot K_c + (25.5 - \theta_{iR}) + (\overline{\theta_{ex}} - 29.4)\} \cdot f$$

$\Delta\theta_{ev}$: est choisi sur l'**annexe A.II.2**

LM : le facteur correctif latitude-mois donné par l'**annexe A.II.3**

K_c : un facteur correctif lié à la couleur

$K_c = 1$: pour une coloration sombre

$K_c = 0.83$: pour une couleur médiane (vert, jaune, bleu)

$K_c = 0.65$: pour une couleur claire

II.3.1.3 Charges thermiques par ouverture des portes (Q_{op})

Dans le cas d'une chambre froide comportant une seule porte on calcule simplement la charge thermique par renouvellement d'air. Cependant si la chambre comporte plusieurs portes il faut calculer la charge thermique due à l'ouverture des portes. Pour une porte cette charge s'écrit [4]:

$$Q_{op} = 24 \cdot [8 + (0.067\Delta\theta_p)] \cdot \tau_p \cdot l_p h_p \cdot [h_p \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho_f}\right)]^{\frac{1}{2}} \cdot (h_a - h_f) \cdot c_{ra} \quad \text{en kJ} \quad (2.8)$$

$$\Delta\theta_p = \theta_a - \theta_f \quad \text{en K}$$

θ_f : Température ambiante dans la chambre froide en °C

θ_a : Température de l'air extérieur en °C

τ_p : Temps d'ouverture des portes exprimés en min/h

ρ_f : Masse volumique de l'air ambiant dans la chambre froide en kg/m³

ρ_a : Masse volumique de l'air extérieur en kg/m³

l_p : Largeur de la porte en m

h_p : Hauteur de la porte en m

h_a : Enthalpie de l'air extérieur calculée ou lue sur le diagramme de l'air humide

h_f : Enthalpie spécifique de l'air intérieur de la chambre froide, calculée ou lue sur le diagramme de l'air humide,

c_{ra} : Coefficient de minoration dû à la présence éventuelle d'un rideau d'air, dans le cas d'une porte sans rideau $c_{ra} = 1$ tandis que dans le cas d'une porte avec rideau $c_{ra} = 0.25$

✓ Détermination du temps d'ouverture des portes [4]

$$T_p = \frac{d_t f_j}{24} \quad \text{en min/h} \quad (2.9)$$

d_t : Durée moyenne d'ouverture des portes (aller et retour) pour permettre le passage des marchandises en minute par tonne (min/tonne).

f_j : Flux journalier des marchandises en tonne/jour. Le flux journalier f_j de marchandises se détermine par expérience sur la base de la contenance totale de la chambre froide en kg.

II.3.2 CHARGES THERMIQUES INTERNES

On les classe en deux catégories : les charges thermiques indépendantes des denrées entreposées et les charges thermiques dépendantes des denrées entreposées.

II.3.2.1 Charges thermiques indépendantes des denrées entreposées

II.3.2.1.1 Charges thermiques dues à l'éclairage (Q_{ec})

La charge thermique apportée par les lampes est donnée par [2] :

o Pour les lampes à incandescence

$$Q_{ec} = 860W \cdot t \cdot n \quad \text{en } kJ \quad (2.10)$$

W : Puissance unitaire des lampes en kW

n : Nombre de lampes

t : Temps d'éclairage en heures par jour.

o Pour les lampes fluorescentes [2]

$$Q_{ec} = 1,25 \cdot 860 \cdot W \cdot t \cdot n \quad \text{en } kJ \quad (2.11)$$

W : Puissance unitaire des lampes en kW

n : Nombre de lampes

t : Temps d'éclairage en heures par jour.

1,25 : (0,25 tient compte de la puissance absorbée par le ballast des lampes fluo)

II.3.2.1.2 Charges thermiques dues aux personnes

La charge thermique due aux personnes se calcule par la formule [2] :

$$Q_{pe} = q_h \cdot t \cdot N \quad \text{en } kJ \quad (2.12)$$

N : Nombre de personnes

q_{th} : Puissance totale émise par individu en kW (sensible + latente)

t : Temps de séjour en heures.

II.3.2.1.3 Charges thermiques dues à des machines diverses (Q_{me})

Ces machines peuvent être très diversifiées : matériel roulant, étuves, cutters, hachoirs etc.

On a [2]:

$$Q_{me} = P \cdot t \cdot i \quad \text{en kWh} \quad (2.13)$$

i : Nombre de matériels roulants d'un type donné ;

P : Puissance totale de chaque type de matériel roulant en kW.

t : Durée de fonctionnement du matériel roulant pris en compte en heures.

II.3.2.2 Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées

II.3.2.2.1 Charges thermiques dues aux denrées entrant (Q_{de})

Cette charge résulte du fait que les produits introduits dans la chambre froide sont toujours à une température supérieure à celle de la chambre et ils dégagent une certaine quantité de chaleur. Dans le cas d'une congélation et un refroidissement après congélation, la charge thermique se répartit comme suit [2] :

- Q_{de1} : refroidissement de θ_c à θ_c
 θ_c : température des denrées avant introduction dans la chambre froide
 θ_c : température de congélation des denrées
- Q_{de2} : congélation de l'eau physiologique θ_c
- Q_{de3} : refroidissement de la denrée de θ_c à θ_f

En plus de ces charges il faut ajouter la charge due aux emballages si les produits sont emballés (Q_{de4})

$$Q_{de} = Q_{de1} + Q_{de2} + Q_{de3} + Q_{de4} \quad (2.14)$$

$$Q_{de1} = mc (\theta_e - \theta_c) \quad (2.15)$$

$$Q_{de2} = mL_c \quad (2.15)$$

$$Q_{de3} = mc'(\theta_c - \theta_f) \quad (2.16)$$

$$Q_{de4} = m_e c_e (\theta_e - \theta_f) \quad (2.17)$$

Donc on a :

$$Q_{de} = mc (\theta_e - \theta_c) + mL_c + mc'(\theta_c - \theta_f) + m_e c_e (\theta_e - \theta_f) \quad (2.18)$$

m : masse des denrées

c : chaleur massique de la denrée avant congélation donnée par la formule suivante [2].

$$c = \frac{a+0,4.b}{100} \quad (2.19)$$

a : Teneur en eau de la denrée (en %)

b : Teneur en matière solide (en %)

c' : Chaleur massique de la denrée après congélation

$$c' = \frac{0,5.a+0,4.b}{100} \quad (\text{a et b précédemment définis})$$

L_c : Chaleur latente de congélation de la denrée en J/kg donnée par :

$$L_c = \frac{c'.a}{100} \quad (\text{a précédemment défini})$$

m_e : Masse des emballages en kg c_e : Chaleur massique du matériau d'emballage

II.3.1.2 Charges thermiques par renouvellement d'air (Q_{re})

Dans les chambres froides, il est prévu de renouveler plus ou moins l'air ambiant. Ce renouvellement a pour objectif :

- de conserver les denrées dans un bon état de fraîcheur
- éliminer les odeurs,
- éviter une modification de la composition de l'air due à la respiration des produits et des personnes.

La quantité d'air admise doit être refroidie de la température extérieure à la température de la chambre froide, donc constitue une charge thermique donnée par la formule suivante [2] :

$$Q_{re} = R \cdot \frac{V}{v_a} \cdot (h_a - h_f) \quad \text{en kJ} \quad (2.7)$$

V : Volume intérieur de la chambre froide en m^3

v_a : Volume massique de l'air extérieur m^3/kgas

h_a : Enthalpie spécifique (kJ/kgas) de l'air extérieur à la température θ_a avec une humidité relative φ_a

h_f : enthalpie spécifique (kJ/kgas) de l'air intérieur à la température θ_f avec une humidité relative φ_f .

R : taux de renouvellement d'air

Le taux de renouvellement d'air est donné par la formule suivante [2]:

$$R = \frac{70}{\sqrt{V}} \quad (2.8)$$

Dans le cas où on a différents types de denrées, on peut calculer, tant pour les denrées avant congélation que pour les denrées après congélation, une capacité thermique massique moyenne c_m telle que [4] :

$$c_m = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \cdot c_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (2.20)$$

II.3.2.2.2 Charges thermiques dues à la dissociation chimique des produits (Q_{resp})

La modification physicochimique des tissus après la mort sous l'action des liquides biologiques est un processus qui dégage de la chaleur. Cette quantité de chaleur est donnée par [2] :

$$Q_{resp} = m \cdot L_d \quad (2.21)$$

m : Masse des denrées en kg

L_d : Chaleur de fermentation ou de dissociation chimique (kJ /kg)

II.3.2.2.3 Charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs(Q_{vent})

Dans les chambres froides les moteurs des ventilateurs utilisés pour assurer un brassage et une circulation efficace de l'air au niveau des évaporateurs, dégagent une puissance thermique donnée par la relation suivante [2]:

$$Q_{vent} = P \cdot n \cdot t \quad (2.22)$$

P : Puissance unitaire des moteurs des ventilateurs en W.

n : Nombre de moteurs

t : Temps de fonctionnement de ces moteurs en heures

II.3.2.2.4 Charges thermiques dues aux résistances de dégivrage (Q_{deg})

Dans les chambres froides négatives, il faut prévoir un système de dégivrage pour les évaporateurs pour conserver la bonne puissance frigorifique. Le dégivrage induit des charges thermiques données par [2]:

$$Q_{deg} = E.n.t \text{ en Wh} \quad (2.23)$$

E : Puissance calorifique de chaque résistance de dégivrage en W

n : Nombre de résistances électriques,

t : Temps de fonctionnement du système de dégivrage

II.3.4 Charge frigorifique effective (Q_o)

La charge frigorifique (Q_o) effective est la somme de toutes ces charges précédemment déterminées.

Pour tenir compte des pertes éventuelles non calculables, on majore Q_o de 3% à 5% [2].

$$Q_{ocorrig} = Q_o \cdot [1,03 \text{ à } 1,05] \quad (2.24)$$

CONCLUSION

L'étude thermique a permis de mettre en exergue l'ensemble des charges thermiques susceptibles d'être prises en compte dans les calculs thermiques du container. Ces charges étant très difficiles à déterminer proprement, il s'avérera nécessaire dans la phase de conception, de faire des hypothèses afin de simplifier les calculs. Ainsi la partie suivante est dédiée aux calculs propres de ces charges.

PARTIE III

ISOLATION DU CONTAINER ET CALCUL DES CHARGES THERMIQUES

III.1 CHOIX DU CONTAINER

III.1.1 Le choix du type de container

On utilisera des containers maritimes facilement transportables et normalement conçus pour le transport de marchandises. Ces containers ont leur toit fermé. Ils peuvent être aménagés pour plusieurs buts, bureau mobile, stockage de matériel, chambre etc. Dans le cadre de notre travail, il s'agit d'aménager ces containers pour pouvoir y congeler et réfrigérer des produits halieutiques.

III.1.2 Les caractéristiques techniques (matériaux, dimensions.)

➤ Matériaux et caractéristiques

- Structure de base en acier traité, résistant à la corrosion.
- Masse volumique moyenne : 7780 kg/m^3
- Conductivité thermique moyenne : $\lambda_c = 52 \text{ W/m.K}$

➤ Dimensions

Deux cas se présentent suivant les dimensions du container :

1^{er} cas : on prend un container dont les dimensions sont les suivantes :

- Longueur $L = 40$ pieds soit 12.192 m
- Largeur $l = 2.438 \text{ m}$
- Hauteur $h = 2.591 \text{ m}$
- Epaisseur : $e_c = 5 \text{ mm}$

Ce container sera aménagé en deux chambres : une chambre de congélation et une chambre de réfrigération.

2^e cas : on prend un container dont les dimensions sont les suivantes :

- Longueur $L = 20$ pieds soit 6.058 m
- Largeur $l = 2.438 \text{ m}$
- Hauteur $h = 2.591 \text{ m}$
- Epaisseur : $e_c = 5 \text{ mm}$

Ce container sera aménagé soit en chambre de congélation ou en chambre de réfrigération.

III.1.3 Amélioration et Aménagement à faire (Annexe A .III.1)

Le container sera entièrement démontable et transportable sur les camions ainsi que le système de production d'électricité. L'ensemble est posé sur un sol et stabilisé au niveau des plages.

➤ L'intérieur du container :

Notre étude sera faite sur un container de 40 pieds. Cette étude prend en compte le cas d'un container de 20 pieds.

Ainsi l'intérieur du container sera divisé en deux parties : une chambre froide positive et une chambre froide négative. Les deux chambres seront séparées par une zone médiane réservée à la circulation des personnes et des marchandises.

Dans chaque chambre sera mis en place :

- ✓ un espace pour équipements frigorifiques et électriques
- un moto-compresseur
- un condenseur
- les ventilateurs
- les organes annexes
- une armoire électrique de commande avec un dispositif de transformation et de couplage de l'énergie produite (photovoltaïque /éolienne).
- ✓ Une zone chambre de congélation ou de réfrigération des produits qui comporte :
 - le caisson avec l'évaporateur et le système de dégivrage
 - les portes d'accès : une porte principale pour chaque chambre froide , une pour l'accès au local compresseur de chaque chambre et une porte d'entrée principale du container (**Voir Annexe AIII.1**).
 - Isolation additionnelle des parois et des portes pour limiter les échanges entre l'intérieur et l'extérieur (**Voir annexe AIII.2**).

- Un éclairage intérieur, réalisé par des lampes à incandescence ou fluorescentes, le niveau d'éclairement ne doit pas être inférieur à 125 lux pour les chambres froides de congélation et de réfrigération
 - Un dispositif de sécurité permettant d'ouvrir la porte et un interrupteur d'alarme de sécurité doivent être installés à l'intérieur des chambres froides
- **L'extérieur du container**
- Revêtement et renforcement de la structure intérieure et extérieure pour limiter les échanges thermiques (**Voir annexe AIII.2**).
 - Protection antirouille à cause de la proximité de la mer
 - Un ensemble de panneaux solaires
 - Une éolienne

III.2 ISOLATION DU CONTAINER

III.2.1 Généralités sur l'isolation

L'isolation permet de diminuer le coût des frigories produites. Les isolants limitent les échanges thermiques entre le milieu extérieur et le milieu intérieur. Une bonne isolation s'impose donc pour le container afin de réduire les apports thermiques.

Un bon isolant doit :

- avoir une faible densité
- avoir une très faible conductivité thermique
- avoir une bonne résistance à la diffusion de la vapeur
- être non hygroscopique
- être imputrescible
- être résistant, et stable entre certaines limites de température
- être ininflammable
- être sans action sur le fer ou les matériaux en contact
- être d'un prix raisonnable
- conserver constante dans le temps, ses qualités d'isolation

La performance de l'isolation augmente si l'isolant contient une certaine quantité d'air car l'air est le meilleur isolant s'il est sec et au repos $\lambda = 0,020 \text{ W/m.K}$.

La grandeur qui permet de mesurer la qualité d'un isolant est la conductivité thermique (λ) en W/m.K ou en $\text{W/m.}^\circ\text{C}$

III.2.2 La conductivité thermique ou coefficient de conductibilité des matériaux

La conductivité thermique (λ) intervient dans la formulation de la loi de Fourier pour la conduction de la chaleur. Pour un système unidimensionnel, on a la relation [3]:

$$q_x = -\lambda \frac{dT}{dx} A \quad (3.1)$$

q_x : Flux de chaleur en Watt

A : Surface perpendiculaire à la direction en m^2

$\frac{dT}{dx}$: Gradient de température suivant x (K/m)

λ : Conductivité thermique du corps en W/m.K

Elle est la grandeur introduite pour quantifier l'aptitude d'un corps à conduire de la chaleur. Elle représente la quantité de chaleur transférée par unité de temps et par unité de surface sous l'action d'un gradient de température entre les deux extrémités d'une paroi quelconque.

Elle dépend essentiellement de la nature du matériau. La valeur de λ varie avec la température, mais en pratique on la considère souvent comme constante. La conductivité thermique détermine le choix de l'isolant, plus λ est faible plus on a une bonne isolation. Pour les isolants λ varie de 0.025 à 0.093 W/m.K .

III.2.3 Les types d'isolants

Les matériaux les plus utilisés comme isolant sont :

✓ **Le liège**

- Prix élevé
- Bonne résistance mécanique et stable dans le temps
- Masse volumique : 110 à 130 kg/m³
- Conductivité thermique : 0.044 W / m.K

✓ **La fibre de verre**

- Bonne résistance à l'effritement
- Masses volumiques les plus utilisées en isolation frigorifique : 22 kg/m³ (Panneaux semi rigide PI 156), et 29 kg/m³ (panneaux rigides PSF).
- Conductivité thermique : 0.035 W/m.K

✓ **Le polystyrène expansé**

- Prix moyen
- Résistance mécanique moyenne
- Stable dans le temps
- Isolation et pare-vapeur très bon mais inflammable et léger
- Masse volumique : 20 à 30 kg /m³
- Conductivité thermique : 0.029 W/m.K

✓ **Les mousses de polyuréthane**

- Masse volumique : 30 / 40 Kg/m³
- Conductivité thermique : 0.027 W/m. °C
- Prix moyen
- Léger
- Résistance mécanique moyenne
- Stable dans le temps

✓ **Les caoutchoucs mousses**

- Isolation des circuits frigorifiques et gaine d'air
- Masse volumique : 90 Kg/m³ (tube) et 113 kg/m³ (plaque)

- Conductivité thermique : 0.03 W/m.K
- ✓ **La laine de verre**
- Très bon isolant thermique et acoustique
- Un des matériaux d'isolation les moins chers du marché
- Incombustible et résistante au feu
- Durée de vie élevée
- Non utilisée pour le sol
- Conductivité thermique : 0.035 W/m.K
- ✓ **La laine de roche**
- Très bon isolant
- Coût acceptable
- Masse volumique : 21 à 250 kg/m³
- Conductivité thermique : 0.093 W/m.K

III.2.4 Les normes d'isolation

L'isolation d'une chambre froide a une importance capitale sur le fonctionnement général de l'installation. Trop faible, elle facilite l'entrée de chaleur par conduction à travers les parois et l'augmentation du temps de marche du compresseur.

L'isolation doit limiter le coefficient global de transmission thermique à 0.36 W/m. °C à travers toutes les parois du container.

III.2.5 Le choix de l'isolant pour le container

A cause de ses qualités intéressantes et son coût abordable on prend comme isolant la mousse de polyuréthane dont les caractéristiques sont :

- ✓ Conductivité thermique : 0.027 W/m. °C
- ✓ épaisseur à mettre : compatible avec les normes d'isolation (déterminée au niveau de la section III.2.4)
- ✓ mode de construction : panneaux en sandwich à âme isolante en mousse de polyuréthane (**Annexe AIII.2**)

III.3 LES DONNEES DE BASE POUR LA CONSERVATION

Les données de base sont indispensables pour la détermination de la puissance frigorifique de l'installation et par suite le dimensionnement des différents composants de l'installation.

III.3.1 Enveloppe

La production de froid est fortement influencée par l'enveloppe du container. Car ce dernier procure si elle est bien réalisée, moins de pertes thermiques. C'est pourquoi le dimensionnement de cette enveloppe doit préoccuper tout concepteur de chambre froide surtout dans nos régions où les échanges par transmission à travers les parois constituent l'essentiel des pertes.

III.3.2 Lieux et Orientation du container

Dans cette phase de conception, on supposera le container orienté dans une direction optimale en tenant compte de l'orientation qui procure une plus grande efficacité des panneaux solaires.

Ainsi on adopte comme orientation des panneaux solaires : l'azimut sud. Cela impose en conséquence une orientation du container comme suit :

- les deux parois verticales dans le sens de la longueur sont orientées respectivement au SUD et au NORD
- les deux parois verticales dans le sens de la largeur sont orientées respectivement Est et Ouest.

Enfin il sera installé dans les zones à fortes activités de pêche où le poisson est directement exploité après la sortie des eaux. Par exemple on peut considérer les cas de : Dakar, Mbour, Kayar, Joal, etc.

III.3.3 Construction de l'isolation du container

Après avoir effectué le choix de l'isolant, son épaisseur doit être calculée pour chaque paroi de façon à limiter le coefficient d'échange global à $0.36 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

▪ **Isolation des parois verticales et du plafond** (Voir annexe AIII.2)

La construction de l'isolation des parois verticales et du plafond sera réalisé à l'aide des parois en sandwich constitué de :

- L'ossature du container en acier
- Face extérieure et intérieure en tôle d'acier laqué en blanc (RAL 9002), dont les caractéristiques sont :
 - Epaisseur (0.63 mm d'acier + 0.035 mm d'une couche de laque polyester des deux cotés):
 $e_r = 0.7 \text{ mm}$
 - Conductivité thermique équivalente (parois acier + laque en polyester) :

$$\lambda_r = 3.7433 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

- Une âme isolante en mousse de polyuréthane, injectée entre les deux tôles de part et d'autre de la paroi du container, et possédant une densité de 40 kg/m^3 et une conductivité thermique de $0,025 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$. L'épaisseur de cette âme doit être telle que :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^n \frac{e_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_o}} = 0.36 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad (3.2)$$

Pour une paroi de chambre froide on adopte :

$$1/h_o = 0.03 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$$

$$1/h_i = 0.12 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$$

$$\sum_{j=1}^n \frac{e_j}{\lambda_j} = \frac{e_{container}}{\lambda_{container}} + \frac{e_{ro}}{\lambda_{ro}} + \frac{e_{ri}}{\lambda_{ri}} + \frac{e_{isolant}}{\lambda_{isolant}} \quad (3.3)$$

$$\frac{e_{container}}{\lambda_{container}} = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{52} = 9,61 \cdot 10^{-5} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\frac{e_{ro}}{\lambda_{ro}} = 0,187 \cdot 10^{-3} \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\frac{e_{ri}}{\lambda_{ri}} = 0,187 \cdot 10^{-3} \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\lambda_{isolant} = 0,027 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Donc l'épaisseur de l'isolant à mettre est :

$$e_{isolant} = 71 \text{ mm} .$$

- Pour diminuer les échanges d'humidité entre l'intérieur et l'extérieur, on installe du coté de la paroi un écran pare-vapeur dont la perméabilité doit être inférieure à :
 - 0.001g/m² pour les chambres positives
 - 0.002 g/m² pour les chambres négatives

Ces écrans pare-vapeur doivent être imperméables, sans action sur les matériaux en contact et ininflammables. Les matériaux les plus utilisés sont l'aluminium, le plastique et le feutre bitumeux et les résines polymérisables

▪ **Les panneaux du sol**

Les panneaux du sol doivent :

- avoir une résistance mécanique capable de supporter des charges de stockage et de roulement
- être dotés d'un revêtement intérieur au minimum de 20 mm d'épaisseur en contreplaqué et recouvert d'une résine phénolique antidérapante
- permettre une ventilation naturelle.
- avoir une légère pente d'écoulement pour permettre le nettoyage.

▪ **Isolation des portes**

De la même façon que les parois verticales, les portes seront des panneaux en sandwich avec les caractéristiques suivantes :

- Dimensions : 1900x800 mm
- Faces intérieures et extérieure en tôle en acier galvanisée laquée de 0.63 mm, de couleur blanche identique à RAL 9002.

- Une âme isolante en mousse de polyuréthane, injectée entre les deux tôles de part et d'autre de la paroi du container, et possédant une densité de 40 kg/m^3 et une conductivité thermique de $0,025 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$. L'épaisseur déjà calculée vaut 71 mm.

Les portes doivent comporter les accessoires suivants :

- des joints d'étanchéité
- un rideau d'air, commandé par un contact de porte, qui évite que lors de l'ouverture des portes, de l'air froid et sec ne s'échappe par le bas et que l'air chaud et humide ne pénètre par le haut. Il sert aussi de barrière anti-insectes car il maintient une pression supérieure à l'air du local refroidi.

III.3.4 DONNEES D'EXPLOITATION

Elles comprennent :

- les Types de produits et la charge maximale
- la température intérieure de conservation
- le degré hygrométrique de conservation
- la durée journalière de marche des machines

III.3.4.1 Types de produits et charge maximale

▪ Type de produits :

Poissons : sardinelle, chinchard, mérrou blanc, mullet , carpe rouge, daraté, machoiron simbium, poulpe, murax.

Le **Tableau III.1** donne les normes de conservation :

Tableau III.1 Données de conservation du poisson

| Denrées | Tempér. Entrepo. (°C) | Hum. relative (%) | Durée Entrepo. | Point de congél. (°C) | Chal. massique av. la solidif (kJ/kg.K) | Chal. Mass. ap. la solidif (kJ/kg.K) | Chal. Congél. (kJ/kg) |
|----------|-----------------------|-------------------|----------------|-----------------------|---|--------------------------------------|-----------------------|
| Poissons | | | | | | | |
| frais | 0,6 / 2 | 90 - 95 | 5 - 15 jours | | 3,26 | 1,74 | 245 |
| congelé | -18 | 90 - 95 | 6 - 12 mois | -2,2 | | 1,74 | 245 |

▪ **Charge maximale :**

La contenance totale d'une chambre froide est donnée par la formule suivante [4] :

$$Cm = A \cdot h \cdot d_e \cdot \eta_0 \quad \text{en kg} \quad (3.4)$$

A : Surface de la chambre froide en m^2

h : Hauteur maximale de gerbage en m

d_e : Densité d'entreposage en kg/m^3 (annexe AIII.4)

η_0 : Coefficient d'occupation au sol des marchandises (tenant compte des passages, des espacements à respecter entre les caisses palettes), en % (annexe AIII.5)

▪ **Chambre de congélation**

$$A = 4.25 \text{ m} \times 2.3066 \text{ m} = 9.803 \text{ m}^2$$

$$h = 2.32755 \text{ m} , \text{ en tenant compte des revêtements au sol et au plafond.}$$

D'après l'**annexe A.III.4**, on adopte pour le poisson

$$d_e = 350 \text{ kg /m}^3$$

D'après l'**annexe A.III.5**, pour un entreposage de marchandises congelées palettisées à rotation rapide, on prend : $\eta_0 = 0,5$

Donc la charge maximale C_m est :

$$C_{m-} = 3992.97 \text{ kg}$$

o **Chambre de réfrigération**

$$A = 4.25 \text{ m} \times 2.3066 \text{ m} = 9.803 \text{ m}^2$$

$h = 2.32755 \text{ m}$, en tenant compte des revêtements au sol et au plafond.

D'après l'**annexe A.III.4**, on adopte pour le poisson

$$d_e = 350 \text{ kg /m}^3$$

D'après l'**Annexe A.III.5**, pour un entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à rotation rapide, on prend :

$$\eta_0 = 0,45$$

Donc la charge maximale C_m est :

$$C_{m+} = 3593.673 \text{ kg}$$

➤ **Charge journalière [7] :**

Cette charge représente la masse de denrées introduites chaque jour régulièrement, dans la chambre froide (tolérance 20%).

- a) Si la charge a lieu un jour par semaine seulement, on divise cette charge totale par 2.
- b) Si l'on introduit des denrées deux jours par semaine seulement, on divise la charge totale par 3.

- c) Si l'on introduit des denrées 3 à 4 jours par semaine et que la masse totale de deux introductions successives dépasse la moitié de la charge hebdomadaire on divise cette charge hebdomadaire par 4
- d) Si l'introduction a lieu 4 jours par semaine et que la masse totale de deux introduction successives est inférieure à la moitié de la charge hebdomadaire on divise celle-ci par 6.

III.3.4.2 Conditions intérieures de conservation

- **Chambre de congélation**

- Température intérieure de conservation : -18 °C
- Degré hygrométrique maximale : 95 %
- Durée journalière de marche des machines : 18 heures par 24 heures

- **Chambre de réfrigération**

- Température intérieure de conservation : +1°C
- Degré hygrométrique maximale : 95 %
- Durée journalière de marche des machines : 16 heures par 24 heures

III.3.4.3 Données climatiques extérieures

Les données climatiques extérieures sont difficiles à déterminer pour la raison suivante : la complexité de la variation au cours d'une journée, d'une saison, d'une année et même de la situation géographique d'une localité. Cependant les données météorologiques nous permettent d'obtenir des températures maximales annuelles de différentes localités au Sénégal en 2001 (**Annexe AIII.3**).

Ainsi notre démarche consistera à identifier d'abord la latitude du site, le mois le plus chaud, puis les conditions extérieures de base : température et humidité relative correspondantes.

Latitude : 14°N

Température extérieure maximale : 38°C (au mois de juin)

Humidité relative maximale : 90 % (proximité de la mer)

III.3.4.4 Atmosphère dans les chambres froides

○ Brassage d'air

Le brassage d'air joue un rôle important pour une chambre froide. On estime l'importance des mouvements d'air d'une chambre froide par un coefficient C_b de brassage (rapport entre le volume d'air brassé par les ventilateurs en une heure et le volume intérieur de la chambre vide). Dans une chambre de conservation ce coefficient varie entre 20 et 30.

Il permet de déterminer le débit volumique d'air brassé par les ventilateurs. On adopte en moyenne pour les deux chambres puisqu'elles ont le même volume:

$$C_b = 25$$

Volume de la chambre vide : V_{vide}

$$V_{vide} = 4.25 \times 2.32755 \times 2.3066$$

$$V = 22.82 \text{ m}^3$$

$$C_b = \frac{V_{brassé}}{V_{vide}} \quad (3.5)$$

D'après la formule (3.5) [2], on a :

$$V_{brassé} = 570.43 \text{ m}^3/h$$

○ Renouvellement d'air

Le renouvellement d'air est indispensable pour une chambre froide. En effet les produits entreposés dégagent des substances qui altèrent la composition chimique de l'atmosphère. Un renouvellement d'air insuffisant peut entraîner une détérioration prématurée des denrées.

Ce renouvellement consiste à introduire dans la chambre froide de l'air prélevé à l'extérieur et à rejeter simultanément un volume égal d'air vicié (l'air neuf doit avoir des caractéristiques de température et d'hygrométrie sensiblement égales à celles de l'air rejeté).

Dans la pratique, On utilise le taux de renouvellement d'air R. Il est donné dans l'**annexe A III.6** en fonction du volume de la chambre froide en m³ et du type de conservation (congélation ou réfrigération) .

Par interpolation dans le l'**annexe A III.6**, on obtient le **Tableau III.2** :

Tableau III.2 : Taux de renouvellement d'air R dans les deux chambres

| Local | Volume (m3) | R |
|------------------|-------------|--------|
| Chambre positive | 22,82 | 20.565 |
| Chambre négative | 22.82 | 15.352 |

III.4 CALCUL DES CHARGES

III.4.1 Calcul des charges externes

III.4.1.1 Charges thermiques par transmission à travers les parois

Ces charges concernent :

- le plafond,
- le planchez ou sol (mais par hypothèse, on considère qu'il n'y a pas d'apport),
- les deux parois verticales orientées Nord et SUD,
- les deux parois verticales orientées Ouest et Est.

Soient S_{int} et S_{ext} les surfaces intérieure et extérieure de ces différentes parois. Les calculs de surfaces d'échange sont donnés dans le **Tableau III.3**.

Tableau III.3 : Calcul des surfaces intérieures et extérieures

| Parois | Surface intérieures (Sint) | Surfaces extérieure (Sext) |
|-------------|--|--|
| Plafond | $4.25 \times 2.3066 = 9.80305 \text{ m}^2$ | $4.4048 \times 2.4614 = 10.84197 \text{ m}^2$ |
| Paroi Nord | $4.25 \times 2.32755 = 9.892 \text{ m}^2$ | $4.4048 \times 2.40495 = 10.59332 \text{ m}^2$ |
| Paroi SUD | $4.25 \times 2.32755 = 9.892 \text{ m}^2$ | $4.4048 \times 2.40495 = 10.59332 \text{ m}^2$ |
| Paroi Ouest | $2.3066 \times 2.32755 = 5.3687 \text{ m}^2$ | $2.6162 \times 2.40495 = 6.2918 \text{ m}^2$ |
| Paroi Est | $2.3066 \times 2.32755 = 5.391 \text{ m}^2$ | $2.6162 \times 2.40495 = 6.2918 \text{ m}^2$ |
| Σ | $= 40.32445 \text{ m}^2$ | $= 44.61221 \text{ m}^2$ |
| + | | |
| Plafond | $4.25 \times 2.3066 = 9.8030 \text{ m}^2$ | $4.4048 \times 2.4614 = 10.84197 \text{ m}^2$ |
| Paroi Nord | $4.25 \times 2.32755 = 9.892 \text{ m}^2$ | $4.4048 \times 2.40495 = 10.59332 \text{ m}^2$ |
| Paroi SUD | $4.25 \times 2.32755 = 9.892 \text{ m}^2$ | $4.4048 \times 2.40495 = 10.59332 \text{ m}^2$ |
| Paroi Ouest | $2.3066 \times 2.32755 = 5.3687 \text{ m}^2$ | $2.6162 \times 2.40495 = 6.2918 \text{ m}^2$ |
| Paroi Est | $2.3066 \times 2.32755 = 5.391 \text{ m}^2$ | $2.6162 \times 2.40495 = 6.2918 \text{ m}^2$ |
| Σ | $= 40.32445 \text{ m}^2$ | $= 44.61221 \text{ m}^2$ |
| - | | |

○ **Charge thermique dans la chambre de congélation**

D'après l'équation (2.1), on a :

$$Q_{tr} = 24 \cdot K \cdot S \cdot \Delta\theta$$

$$S_- = \sqrt{40.32445 \times 44.61221} = 42.41418 \text{ m}^2$$

$$K = 0.36 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

$$\Delta\theta = 38 - (-18) = 56 \text{ °C}$$

$$Q_{tr-} = 24 \times 56 \times 0.36 \times 42.41418 = 20.52168 \text{ kWh/j} = 73.87804 \text{ MJ/j}$$

○ **Charge thermique dans la chambre réfrigération**

D'après l'équation (2.1), on a :

$$Q_{tr} = 24 \cdot K \cdot S \cdot \Delta\theta$$

$$S_+ = \sqrt{40.32445 \times 44.61221} = 42.41418 \text{ m}^2$$

$$K = 0.36 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

$$\Delta\theta = 38 - (+1) = 37 \text{ °C}$$

$$Q_{tr+} = 24 \times 37 \times 0.36 \times 42.41418 = 13.55896 \text{ kWh/j} = 48.81227 \text{ MJ/j}$$

III.4.1.2 Complément d'apport par transmission à travers les parois exposées

directement au rayonnement solaire

○ **Chambre positive**

- Le plafond
- La paroi EST
- La paroi SUD
- La paroi NORD

Tableau III.4 Calcul de $\Delta\theta_{ev}$ corrigée pour la chambre positive

| | | |
|---------------|------------------------------|--|
| plafond | Surface | $4.4048 \times 2.4614 = 10.84197 \text{ m}^2$ |
| | $\Delta\theta_{ev}$ | 43 °C (group G : metal curtain wall) |
| | $(\Delta\theta_{ev})_{corr}$ | $= \{(\Delta\theta_{ev} + LM). K_c + (25.5 - \theta_{iR}) + (\overline{\theta_{ex}} - 29.4)\}. f$ $= \{(43 + (-0.275)) \times 0,5 + (25.5 - (+1)) + (38 - 29.4)\}. 1 = 54.4625 \text{ °C}$ |
| Parois SUD | Surface | $4.4048 \times 2.40495 = 10.59332 \text{ m}^2$ |
| | $\Delta\theta_{ev}$ | 26 °C (group G : metal curtain wall) |
| | $(\Delta\theta_{ev})_{corr}$ | $= (\Delta\theta_{ev} + LM). K_c + (25.5 - \theta_{iR}) + (\theta_E - 29.4)$ $= (26 - 3.8) \times 0.65 + (25.5 - (+1)) + (38 - 29.4)$ $= 47.53 \text{ °C}$ |
| Parois EST | Surface | $2.6162 \times 2.40495 = 6.2918 \text{ m}^2$ |
| | $\Delta\theta_{ev}$ | 31 °C (group G : metal curtain wall) |
| | $(\Delta\theta_{ev})_{corr}$ | $= (\Delta\theta_{ev} + LM). K_c + (25.5 - \theta_{iR}) + (\theta_E - 29.4)$ $= (31 - (-0.65)) \times 0.65 + (25.5 - (+1)) + (38 - 29.4)$ $= 53.6725 \text{ °C}$ |
| | Surface | $4.4048 \times 2.40495 = 10.59332 \text{ m}^2$ |
| | $\Delta\theta_{ev}$ | 15°C (group G : metal curtain wall) |

Tableau III.5 Calcul de $\Delta\theta_{ev}$ corrigée pour la chambre négative

| | | |
|-----------------|------------------------------|---|
| plafond | Surface | $4.4048 \times 2.4614 = 10.84197 \text{ m}^2$ |
| | $\Delta\theta_{ev}$ | 43 °C (group G : metal curtain wall) |
| | $(\Delta\theta_{ev})_{corr}$ | $= \{(\Delta\theta_{ev} + LM). K_c + (25.5 - \theta_{iR}) + (\overline{\theta_{ex}} - 29.4)\}. f$ $= \{(43 + (-0.275)) \times 0,5 + (25.5 - (-18)) + (38 - 29.4)\}. 1 =$ 73.4625 °C |
| Parois SUD | Surface | $4.4048 \times 2.40495 = 10.59332 \text{ m}^2$ |
| | $\Delta\theta_{ev}$ | 26 °C (group G : metal curtain wall) |
| | $(\Delta\theta_{ev})_{corr}$ | $= (\Delta\theta_{ev} + LM). K_c + (25.5 - \theta_{iR}) + (\theta_E - 29.4)$ $= (26 - 3.8) \times 0.65 + (25.5 - (-18)) + (38 - 29.4)$ = 66.53 °C |
| Parois OUEST | Surface | $2.6162 \times 2.40495 = 6.2918 \text{ m}^2$ |
| | $\Delta\theta_{ev}$ | 40 °C (group G : metal curtain wall) |
| | $(\Delta\theta_{ev})_{corr}$ | $= (\Delta\theta_{ev} + LM). K_c + (25.5 - \theta_{iR}) + (\theta_E - 29.4)$ $= (31 - (-0.65)) \times 0.65 + (25.5 - (-18)) + (38 - 29.4)$ = 72.6725 °C |

| | | |
|----------------|------------------------------|--|
| Parois NORD | Surface | $4.4048 \times 2.40495 = 10.59332 \text{ m}^2$ |
| | $\Delta\theta_{ev}$ | 15°C (group G : metal curtain wall) |
| | $(\Delta\theta_{ev})_{corr}$ | $= (\Delta\theta_{ev} + LM). K_c + (25.5 - \theta_{iR}) + (\theta_E - 29.4)$ $= (15 - 3.725) \times 0.65 + (25.5 - (-18)) + (38 - 29.4)$ $= 59.42875 \text{ °C}$ |

Soit $Q_{trcomp-}$ la charge totale correspondante pour une journée de 24h dans la chambre négative, d'après l'équation (2.5) on a :

$$Q_{trcomp-} = 24. K. S. \Delta\theta_{ev} \text{ en Wh}$$

$$Q_{trcomp-} = 24 \times 0.36 \times (10.84197 \times 59.42875 + 6.2918 \times 72.6725 + 10.59332 \times 66.53 + 10.841978 \times 73.4625)$$

$$Q_{trcomp-} = 22.48834 \text{ kWh} = 80.95805 \text{ MJ/j}$$

III.4.1.3 Charges thermiques par renouvellement d'air (Q_{re})

$$Q_{re} = R. \frac{V}{v_a} . (h_a - h_f) \text{ en kJ} \quad (3.6)$$

V : Volume intérieur de la chambre en m^3

R : Nombre de renouvellement d'air donné par le Tableau III.2

v_a : Volume spécifique de l'air extérieur en m^3/kgas

| | | |
|--------|------------------------------|---|
| Parois | | $= (\Delta\theta_{ev} + LM). K_c + (25.5 - \theta_{iR}) + (\theta_E - 29.4)$ |
| NORD | $(\Delta\theta_{ev})_{corr}$ | $= (15 - 3.725) \times 0.65 + (25.5 - (+1)) + (38 - 29.4)$ $= 40.428 \text{ }^\circ\text{C}$ |

Soit $Q_{trcomp+}$ la charge totale correspondante pour une journée de 24h dans la chambre positive d'après l'équation (2.5) on a :

$$Q_{trcomp+} = 24. K. S. \Delta\theta_{ev} \text{ en Wh}$$

$$Q_{trcomp+} = 24 \times 0.36 \times (10.84197 \times 54.4625 + 10.59332 \times 47.53 + 6.2918 \times 53.6725 + 10.59332 \times 40.428)$$

$$Q_{trcomp+} = 16.0699 \text{ kWh} = 57.8517189 \text{ MJ/j}$$

o **Chambre négative**

Il s'agit :

- le plafond
- la paroi OUEST
- la paroi SUD
- la paroi NORD

Tableau III.6 Caractéristiques physiques des airs dans les deux chambres

| Air | Tempér. (°C) | Degré hygrom. φ en % | P_v^s (Pa) | P_v (Pa) | Γ (Kg/kgas) | Enthalpie spécifique (kg/kgas) | Volume spécifique (m3/kgas) |
|----------------------------------|-----------------|------------------------------------|-----------------|---------------|-----------------------|--------------------------------------|-----------------------------------|
| Conditions extérieures (a) | 38 | 90 | 6623.1 | 5960.79 | 0.0388 | 138.057 | 0.9354 |
| Chambre+ (f) | +1 | 95 | 656.6 | 623.77 | 0.003846 | 10.636 | 0.780537 |
| Chambre- (f) | -18 | 95 | 125.078 | 118.824 | 7.2910^{-4} | -16.29 | 0.72279 |

$$P_v = \varphi \times P_v^s \quad (3.7)$$

$$\Gamma = 0.622 \times \frac{P_v}{P - P_v} \text{ en } kg_{eau}/kg_{gas} \quad (3.8)$$

P = Pression atmosphérique = 101500 Pa

L'enthalpie spécifique peut être déterminée par le diagramme de l'air humide DAH en **annexe A.III.7** ou par :

$$h = (1.005 + 1.884\Gamma)\theta + 2502.3\Gamma \text{ en } kJ/kgas \quad (3.9)$$

θ en °C

Le volume spécifique peut être déterminé par le diagramme de l'air humide DAH en **annexe A.III.7**

Ou par :

$$v_h = 462(0.622 + \Gamma) \frac{T}{P} \text{ en } m^3/kgas \quad (3.10)$$

Pour la température négative $-18^\circ C$ on peut utiliser la relation empirique suivante [6] :

$$p_v^s = 4.689 \left(1.486 + \frac{\theta}{100} \right)^{12.3} \text{ pour } -20^\circ C \leq \theta \leq 0^\circ C \quad (3.11)$$

o **Chambre positive**

$$V = 4.25 \times 2.3066 \times 2.32755 = 22.817 \text{ m}^3$$

D'après l'équation (3.6) on a :

$$Q_{re+} = 20.565 \times \frac{22.817}{0.9354} \cdot (138.057 - 10.636) \text{ en } kJ$$

$$Q_{re+} = 63.9191 \text{ kJ} = 230.1 \text{ MJ/j}$$

o **Chambre négative**

$$V = 4.25 \times 2.3066 \times 2.32755 = 22.817 \text{ m}^3$$

$$Q_{re-} = 15.352 \times \frac{22.817}{0.9354} \cdot (138.057 - (-16.29)) \text{ en } kJ$$

$$Q_{re-} = 57.7995 \text{ kJ} = 208.078 \text{ MJ/j}$$

III.4.1.4 Charges thermiques par ouverture des portes (Q_{op})

Dans le cas d'une chambre froide comportant une seule porte on calcule simplement la charge thermique par renouvellement d'air. Cependant si la chambre comporte plusieurs portes il faut calculer la charge thermique due à l'ouverture des portes. Dans notre cas on a une seule porte dans chaque chambre donc : $Q_{op} = 0$

III.4.2 CHARGES INTERNES

III.4.2.1 Charges thermiques indépendantes des denrées entreposées

III.4.2.1.1 Charges thermiques dues à l'éclairage

Le niveau d'éclairage moyen à atteindre dans les lieux de stockage est de 125 à 250 lux. On prévoit, en général, une puissance de 10 W/m². Donc il faut au minimum une puissance de

$$W = 10 \text{ W/m}^2 \times 10.84197 \text{ m}^2 = 108.4197 \text{ W.}$$

On prend pour chaque chambre deux (2) lampes à incandescence de puissance 100 W chacune.

D'après l'équation (2.10) on a :

$$Q_{ec} = 860W \cdot t \cdot n$$

$$W = 0.1 \text{ kW}$$

$$Q_{ec+} = Q_{ec-} = 860 \times 0.1 \times 24 \times 2 = 4.128 \text{ Kwh/j} = 14.8608 \text{ MJ/j}$$

III.4.2.1.2 Charges thermiques dues aux personnes

La charge thermique due aux personnes se calcule par la formule (2.12):

$$Q_{pe} = q_{th} \cdot t \cdot N \quad \text{en } kJ$$

o **Chambre positive**

Occupants : 4 personnes (travail actif)

$$q_{th} = 372 \text{ W/personne}$$

$$t = 8 \text{ h par jour}$$

$$Q_{pe+} = 8 \times 372 \times 4 \quad \text{en } Wh$$

$$Q_{pe+} = 11.904 \text{ kWh} = 42.8544 \text{ MJ/jour}$$

o **Chambre négative**

Occupants : 4 personnes (travail actif)

$$q_{th} = 407 \text{ W/personne}$$

$$t = 8 \text{ h par jour}$$

$$Q_{pe-} = 8 \times 407 \times 4 \quad Wh$$

$$Q_{pe-} = 13.024 kWh = 46.8864 MJ/j$$

III.4.2.2 Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées

III.4.2.2.1 Charges thermiques dues aux denrées entrant (Q_{de})

$$Q_{de} = (Q_{de1} + Q_{de2} + Q_{de3} + Q_{de4})$$

$$Q_{de1} = mc (\theta_e - \theta_c)$$

$$Q_{de2} = mL_c$$

$$Q_{de1} = mc'(\theta_c - \theta_f)$$

Donc on a :

$$Q_{de} = mc (\theta_e - \theta_c) + mL_c + mc'(\theta_c - \theta_f) + m_e c_e (\theta_e - \theta_f)$$

o **Chambre positive**

m = charge journalière

$$m = \frac{3593.673}{6} kg = 598.9455 Kg$$

$$c = 3.26 kJ/kg.K$$

$$\theta_e = 20^\circ \quad \text{et} \quad \theta_f = +1^\circ C$$

$$Q_{de1} = 598.9455 \times 3.26(20 - 1) = 37098.6843 kJ/jour$$

$$Q_{de2} = Q_{de3} = 0$$

Q_{de4} : sera pris forfaitairement égal à 8% de Q_{de}

$$Q_{de4} = 2967.8947 kJ/jour$$

$$Q_{de+} = 37098.6843 \times 1.08 kJ/jour$$

$$Q_{de+} = 40066.57904 kJ/jour$$

o **Chambre négative**

m = charge journalière

$$m = \frac{3992.97}{6} \text{ kg} = 665.495 \text{ Kg}$$

$$c = 3.26 \text{ kJ/kg.K}$$

$$c' = 1.74 \text{ kJ/kg.K}$$

$$L_c = 245 \text{ kJ/kg}$$

$$\theta_e = 20^\circ \text{C}$$

$$\theta_e = -2.2^\circ \text{C}$$

$$\theta_f = -18^\circ \text{C}$$

$$Q_{de1-} = 665.495 \times 3.26(20 - (-2.2)) = 48163.20414 \text{ kJ/jour}$$

$$Q_{de2-} = 665.495 \times 245 = 163046.275 \text{ kJ/jour}$$

$$Q_{de3-} = 3.26 \times 665.495 \times ((-2.2) - (-18)) = 34278.316 \text{ kJ/jour}$$

Q_{de4-} : sera pris forfaitairement égal à 8% de Q_{de1}

$$Q_{de4-} = 48163.20414 \times 0.08 \text{ kJ/jour}$$

$$Q_{de4-} = 3853.05633 \text{ kJ/jour}$$

$$Q_{de-} = 3853.05633 + 34278.316 + 163046.275 + 48163.20414$$

$$Q_{de-} = 249340.8515 \text{ kJ/jour}$$

III.4.2.2.2 Charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs (Q_{vent})

$$Q_{vent} = P \cdot n \cdot t$$

P = puissance unitaire des moteurs des ventilateurs.

$$P = \Delta p \times \dot{q}_v \quad (3.12)$$

$$\Delta p = p_i - p_a$$

(3.13)

$p_i = p_v + p_{as}$: Pression à l'intérieur de la chambre, déterminée par les conditions intérieures.

$$p_v = \varphi \cdot p_v^s$$

$$p_{as} = \frac{r \cdot T}{v_f}$$

$$r = 287 \text{ SI}$$

$p_a = 101500 \text{ Pa}$: Pression atmosphérique

$$\dot{q}_v = \frac{570.43}{3600} = 0.15845 \text{ m}^3/\text{s}$$

o **Chambre positive**

$$p_v = 623.77 \text{ Pa}$$

$$p_{as} = \frac{287 \times (273+1)}{0.780537} = 100748.58 \text{ Pa}$$

$$p_i = 100748.58 + 623.77 = 101372.3572 \text{ Pa}$$

$$\Delta p = 101500 - 101372.3572 = 127.64281 \text{ Pa}$$

$$n = 1 \quad \text{et} \quad t = 16 \text{ h/jour}$$

$$Q_{vent+} = 16 \times 1 \times 127.64281 \times 0.15845 = 323.6 \text{ Wh} = 1164.96 \text{ kJ/jour}$$

o **Chambre négative**

$$p_v = 118.824 \text{ Pa}$$

$$p_{as} = \frac{287 \times (273 - 18)}{0.72279} = 101253.4761 \text{ Pa}$$

$$p_i = 101253.4761 + 118.824 = 101372.3001 \text{ Pa}$$

$$\Delta p = 101500 - 101372.3001 = 127.6988 \text{ Pa}$$

$$n = 1 \quad \text{et} \quad t = 18 \text{ h/jour}$$

$$Q_{vent-} = 18 \times 1 \times 127.6999 \times 0.15845 = 364.213 \text{ Wh} = 1311.166 \text{ kJ/j}$$

III.4.3 PUISSANCE FRIGORIFIQUE

○ Chambre froide positive

Tableau III.7 : Les différentes charges sur la chambre positive

| | | |
|----|--------------------------------------|----------------------------|
| 1 | Denrées à refroidir et contenant | 40066.57904 <i>kJ/jour</i> |
| 2 | Conduction sans apports solaires | 48812.27 <i>kJ/jour</i> |
| 3 | Compléments apports solaires | 57851.7189 <i>kJ/jour</i> |
| 4 | Respiration | 0 |
| 5 | Renouvellement d'air | 230100 <i>kJ/j</i> |
| 6 | Personnel | 42854.4 <i>kJ/jour</i> |
| 7 | Eclairage | 14860.8 <i>kJ/j</i> |
| 8 | Moteur ventilateur de brassage d'air | 1164.96 <i>kJ/jour</i> |
| 9 | Facteur de sécurité (5%) | 21785.5364 <i>kJ/jour</i> |
| 10 | Charge quotidienne | 457496.2643 <i>kJ/jour</i> |

Durée de fonctionnement du compresseur : 16 heures par 24 heures

Puissance frigorifique : \dot{Q}_{o+}

$$\dot{Q}_{o+} = \frac{\text{Charge quotidienne}}{\text{Durée de fonctionnement du compresseur}} = \frac{457496.2643}{16 \times 3600}$$

$$\dot{Q}_{o+} = 7.9426 \text{ kW}$$

o **Chambre froide négative**

Tableau III.8 : Les différentes charges sur la chambre négative

| | | |
|----|--------------------------------------|----------------------------|
| 1 | Denrées à refroidir et contenant | 249340.8515 <i>kJ/jour</i> |
| 2 | Conduction sans apports solaires | 73878.04 <i>kJ/jour</i> |
| 3 | Compléments apports solaires | 80958.08 <i>kJ/jour</i> |
| 4 | Respiration | 0 |
| 5 | Renouvellement d'air | 208078 <i>kJ/jour</i> |
| 6 | Personnel | 46886.4 <i>kJ/jour</i> |
| 7 | Eclairage | 14860.8 <i>kJ/jour</i> |
| 8 | Moteur ventilateur de brassage d'air | 1311.166 <i>kJ/jour</i> |
| 9 | Facteur de sécurité (5%) | 33765.66688 <i>kJ/jour</i> |
| 10 | Charge quotidienne | 709079.0044 <i>kJ/jour</i> |

Durée de fonctionnement du compresseur : 18 heures par 24 heures

Puissance frigorifique : \dot{Q}_{o-}

$$\dot{Q}_{o-} = \frac{\text{Charge quotidienne}}{\text{Durée de fonctionnement du compresseur}} = \frac{709079.0044}{18 \times 3600} \quad \dot{Q}_{o-} = 10.942 \text{ kW}$$

Les puissances frigorifiques étant connues il faut maintenant, dimensionner les installations frigorifiques destinées à absorber cette puissance dans les conditions climatiques les plus défavorables. Ainsi l'étude de ces systèmes frigorifiques est l'objet de la partie IV qui suit.

PARTIE IV

DIMENSIONNEMENT DES SYSTEMES FRIGORIFIQUES

L'étude thermique nous a permis de déterminer la puissance frigorifique de l'installation. Il devient donc possible d'étudier le système de production de froid à mettre en place. Mais auparavant nous allons élucider les notions de chaleur et de froid.

▪ **La chaleur**

La chaleur est une forme d'énergie. C'est la sensation perçue par nos organes de sens lorsque nous sommes placés devant le feu ou un corps incandescent. La chaleur se manifeste également lors du passage du courant électrique dans une résistance, lors de la compression brusque d'un gaz, lors de certaines réactions chimiques, etc.

▪ **Le froid**

C'est la sensation que fait éprouver l'absence, la perte ou la diminution de la chaleur. Le froid est à la chaleur ce que l'obscurité est à la lumière. Le froid est un terme négatif. Il indique simplement l'absence ou la diminution de la chaleur.

IV.1 PRODUCTION DE FROID

IV.1.1 Généralités sur les moyens de production de froid

Il existe trois modes principaux de production de froid.

Mélange réfrigérant,

Détente d'un gaz comprimé,

Evaporation d'un liquide pur.

Mélanges réfrigérants

La dissolution de certains sels dans certains liquides nécessitant une absorption de chaleur, cette dissolution sera productrice de froid.

Détente d'un gaz comprimé

La compression d'un gaz élevant sa température, réciproquement la détente d'un gaz comprimé abaissera la température du gaz détendu ; c'est sur ce principe que sont basées les machines permettant la liquéfaction des composant de l'air (azote, oxygène, néon, etc).

Evaporation d'un liquide pur

L'évaporation d'un liquide se fait par apport de chaleur, refroidissant ainsi le milieu dans lequel il se trouve. C'est le seul moyen utilisé pour les besoins industriels en réfrigération, congélation et conditionnement d'air.

IV.1.2 LA MACHINE DE PRODUCTION DE FROID

Notre choix porte sur **une machine à évaporation et compression d'un gaz liquéfiable**. Car cette machine est la plus utilisée dans les processus industriels de production de froid. Son principe de fonctionnement est décliné ci-dessous.

L'évaporation d'un liquide appelé fluide frigorigène produit le froid. Pratiquement on récupère les vapeurs évaporées et par compression et refroidissement, on le fait revenir à l'état liquide pour qu'il puisse s'évaporer à nouveau.

Les parties essentielles d'une telle machine sont : L'évaporateur, le compresseur, le condenseur, le détenteur et les organes annexes

Voir annexe A IV.1.

o L'évaporation

La chambre froide est l'espace isolé dans lequel la basse température est maintenue. La chaleur entre dans cette chambre froide :

- par rayonnement
- par conduction, à travers l'isolation
- par convection

Cet apport de chaleur est fait sous forme de chaleur sensible et provoque l'ébullition du liquide réfrigérant dans l'évaporateur ; elle est absorbée par le fluide frigorigène sous forme de chaleur latente de vaporisation.

L'évaporateur est donc la partie la plus importante de l'installation frigorifique car c'est là que se passe le refroidissement.

Le passage du flux thermique du milieu à refroidir vers le fluide frigorigène dépend :

- du coefficient global de transmission de chaleur de l'évaporateur
- de la surface de l'évaporateur
- de la différence de température entre l'évaporateur et le milieu à refroidir.

L'évaporateur consiste généralement en une tuyauterie plongée dans la chambre froide que l'on cherche à refroidir. Les évaporateurs peuvent être classés en deux groupes :

- évaporateur « noyé »
- évaporateur à régime interne ou détente directe

Selon le critère de la fonction dévolue, on peut classer l'évaporateur en quatre classes

- évaporateur refroidisseur d'air
- évaporateur refroidisseur de liquide
- évaporateur de contact
- évaporateur spéciaux : étagères réfrigérantes, plaques et eutectiques.

○ **Le compresseur**

Les vapeurs formées pendant l'évaporation sont aspirées par le compresseur, qui les refoule au condenseur. La quantité de chaleur contenue dans cette vapeur augmente ainsi que sa température du fait même de cette compression. La pression augmente en même temps que la température. En évacuant la vapeur du fluide frigorigène à mesure de sa formation, le compresseur maintient dans l'évaporateur la pression requise.

D'autre part, il augmente la pression de la vapeur de fluide frigorigène à un niveau suffisamment élevé pour permettre au condenseur de remplir sa fonction de condensation. Les compresseurs sont classés en deux catégories en fonction de la façon dont le fluide frigorigènes est comprimé.

- Les compresseurs volumétriques, dans lesquels le fluide est comprimé par la variation de volume d'une capacité dans laquelle il a été préalablement aspiré. On distingue :
 - les compresseurs alternatifs à piston
 - les compresseurs rotatifs à palettes ou lobes
 - les compresseurs à vis
 - les compresseurs à spirale
 - les compresseurs à membrane
- Les compresseur roto dynamiques, parmi lesquels on a :
 - les compresseurs centrifuges dans lesquels la compression est due à l'effet de la force centrifuge.
 - les compresseurs à éjecteurs

○ **La condensation**

Pour que la condensation puisse avoir lieu, le compresseur doit permettre à la vapeur de fluide frigorigène d'atteindre une pression suffisante pour que la température de saturation soit supérieure à celle du milieu matériel à refroidir.

La vapeur comprimée abandonne sa chaleur (qui va toujours du corps le plus chaud vers le corps le plus froid) et elle se condense dans le condenseur.

Lors de la condensation du fluide frigorigène, le milieu de condensation (de refroidissement) doit absorber (sous forme sensible) la chaleur latente de condensation correspondante à la température de condensation du fluide frigorigène.

Le condenseur est un échangeur de chaleur comportant trois zones :

une zone de désurchauffe : évacuation de la chaleur de surchauffe du compresseur et l'équivalent thermique du travail de compression.

une zone de condensation ou liquéfaction du fluide frigorigène : le fluide passe de l'état gazeux à l'état liquide par évacuation de chaleur latente.

une zone de sous-refroidissement: la température du fluide tombe jusqu'à une valeur inférieure à la température de condensation, la pression reste constante dans toutes les trois zones.

Les types de condenseur les plus utilisés sont :

- condenseurs refroidis par air à convection forcée
 - condensateurs évaporatifs : à convection forcée ou convection naturelle
 - condenseur refroidis par eau : à calandre et serpent, à double tube, multitubulaire à calandre.
- **La détente**

Le détendeur a pour fonction de régler le débit de circulation du fluide frigorigène dans le circuit : la quantité de fluide admise à l'évaporateur en un temps donné doit être exactement égale à la quantité qui peut se vaporiser et qui correspond à la chaleur absorbée. S'il en est ainsi, le détendeur assure le maintien dans l'évaporateur et dans le condenseur des pressions et températures les plus avantageuses pour l'installation considérée et pour les conditions extérieures données.

IV.1.3 LES FLUIDES FRIGORIFIQUES

Un système de réfrigération constitué par l'évaporateur, le compresseur, le condenseur, le détendeur, etc., est seulement une unité mécanique dont le rôle est de faciliter le changement d'état du fluide frigorigène, ce qui a pour effet d'absorber de la chaleur à l'évaporateur et d'en rejeter au condenseur. C'est le fluide frigorigène qui permet ce transfert.

IV.1.3.1 Critère de choix d'un fluide frigorigène

Le choix d'un fluide frigorigène est basé sur différents critères :

- critères thermodynamiques,
- critère de sécurité (sécurité des personnes et des biens en cas de dégagement intempestif du fluide dans l'atmosphère),
- critère technique (influent sur la faisabilité et la fiabilité du système frigorifique et sur l'interaction entre le fluide et les composants du système.),
- critère d'action sur l'environnement,
- critère économique (toujours présent au cœur des problèmes techniques).

Un fluide frigorigène idéal doit présenter les caractéristiques suivantes :

- chaleur de vaporisation élevée,
- point d'ébullition, sous la pression atmosphérique, suffisamment bas,
- faible rapport de compression (c'est-à-dire faible rapport entre la pression de refoulement et celle d'aspiration),
- température critique très élevée,
- être sans action sur les lubrifiants,
- composition chimique stable dans les conditions de fonctionnement de la machine frigorifique,
- sans action sur les métaux et sur les joints,
- non inflammable, non explosif en mélange avec l'air,
- sans action sur la santé du personnel,
- sans action sur les denrées à conserver,
- sans odeur,
- fuite facile à détecter,
- pas d'affinité pour les constituants de l'atmosphère,
- être d'un coût abordable et d'un approvisionnement facile.

IV.1.3.2 Les fluides frigorigènes les plus répandus

Le **Tableau IV.1** donne les fluides frigorigènes les plus répandus et leurs propriétés.

Tableau IV.1 : Les fluides frigorigènes les plus répandus et leurs propriétés [2]

| Fluides frigorigènes | Formule chimique | Température d'ébullition | Observations |
|----------------------|---------------------------------|--------------------------|---|
| R717 (ammoniac) | NH ₃ | -33.3 | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Très courant dans les installations industrielles ▪ Production frigorifique importante ▪ Attaque le cuivre et ses alliages ▪ Toxique ▪ Stable jusqu'à 150°C |
| R11 | CCL ₃ F | +23.8 | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Incolore à odeur très faiblement éthérée ▪ Neutre vis-à-vis des métaux usuels ▪ Bon marché, utilisé en conditionnement d'air sur système à grande puissance équipé de turbocompresseur. ▪ Arrêt de production à partir de 1995 |
| R12 | CCl ₂ F ₂ | -29.8 | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Incolore à odeur presque nulle ▪ Extrêmement courant ▪ Utilisé dans toutes les installations industrielles, commerciales et réfrigérateurs ménagers ▪ Pas d'action sur les métaux utilisés sur les systèmes frigorifiques ▪ Stable jusqu'à 120°C ▪ Production nulle à partir de 1995 pour la CEE |

| | | | |
|-------|--|-------|--|
| R22 | CH ₂ ClF | -40.8 | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Incolore à odeur légèrement étherée ▪ Largement utilisé en conditionnement d'air ▪ Neutre vis-à-vis des métaux usuels ▪ Se décompose à 150°C |
| R502 | R22+R115 | -45.6 | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Mélange azéotrope R22 (48.8%) et R115 (51.2%) ▪ Incolore à odeur très légèrement ▪ Utilisé dans les vitrines réfrigérées, les congélateurs, les installations de surgélation des aliments ▪ Se décompose à des températures voisines de 150°C |
| R13 | CCl ₃ F | -81.4 | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Incolore à odeur étherée ▪ Utilisé pour l'obtention de basses températures (-80°C à -100°C), sur les installations en cascade. ▪ Se décompose à 160°C ▪ Production nulle à partir de 1995 pour la CEE |
| R13B1 | CF ₃ Br | -57.8 | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Même utilisation que R13 ▪ Lyophilisation alimentaire (température de -40°C à -70°C) |
| R114 | C ₂ Cl ₂ F ₄ | +3.5 | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Utilisé dans les installations de climatisation et pompes à chaleur industrielles |
| R142b | C ₂ H ₃ ClF ₂ | -9.25 | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Utilisé dans les installations de pompes à chaleur industrielles (jusqu'à 100°C en température de condensation) |

IV.1.3.3 Caractéristiques thermodynamiques du fluide

IV.1.3.3.1 Température d'ébullition (θ_{eb})

On s'arrangera pour que, dans la mesure du possible, la température d'évaporation soit supérieure à la température d'ébullition normale θ_{eb} . De cette façon, si le critère est respecté, la totalité du circuit est en surpression vis-à-vis de l'extérieur et l'on ne risque pas l'introduction d'air et d'eau.

IV.1.3.3.2 Température critique (θ_{cr})

La température de condensation θ_k doit toujours être inférieure à la température critique θ_k ($\frac{\theta_k}{\theta_{cr}} < 0.8$). Le rendement du cycle de la machine se dégrade lorsque l'on se rapproche de la température critique. Plus la température critique est basse, plus l'efficacité du système frigorifique décroît.

IV.1.3.3.3 Pressions du cycle frigorifique

La pression de condensation ne doit pas excéder 20 à 25 bars. Inversement, la pression d'évaporation P_o ne doit pas être trop basse.

Pour garder une bonne efficacité au compresseur, le taux de compression $\tau = P_k/P_o$ doit resté limité. Les taux de compression importants entraînent l'échauffement du fluide, donne un mauvais rendement et la consommation énergétique augmente. Le taux de compression varie avec le fluide frigorigène pour les mêmes températures de condensation et d'évaporation.

IV.1.3.3.4 Volume massique à l'aspiration du compresseur

S'il est élevé, il conduit à des débits volumes aspirés importants, d'où la nécessité de recourir à des compresseurs plus importants, donc plus chers.

IV.2 DIMENSIONNEMENT DES DIFFERENTS ELEMENTS DES DEUX SYSTEMES FRIGORIFIQUES

Toute machine frigorifique à compression de vapeur avec changement de phase est constituée d'un compresseur, d'un condenseur, d'un détendeur, d'un évaporateur, d'un réseau de tuyauteries et enfin des organes de commande et de régulation. Cet ensemble est appelé installation frigorifique (**AnnexeAIV.1**). Le bon fonctionnement de cette installation dépend entièrement du dimensionnement de ces éléments.

Le fluide frigorigène subit au cours de son évolution dans les différentes parties de la machine, un cycle qui peut être représenté dans un diagramme enthalpique.

IV.2.1 Schéma de l'installation frigorifique

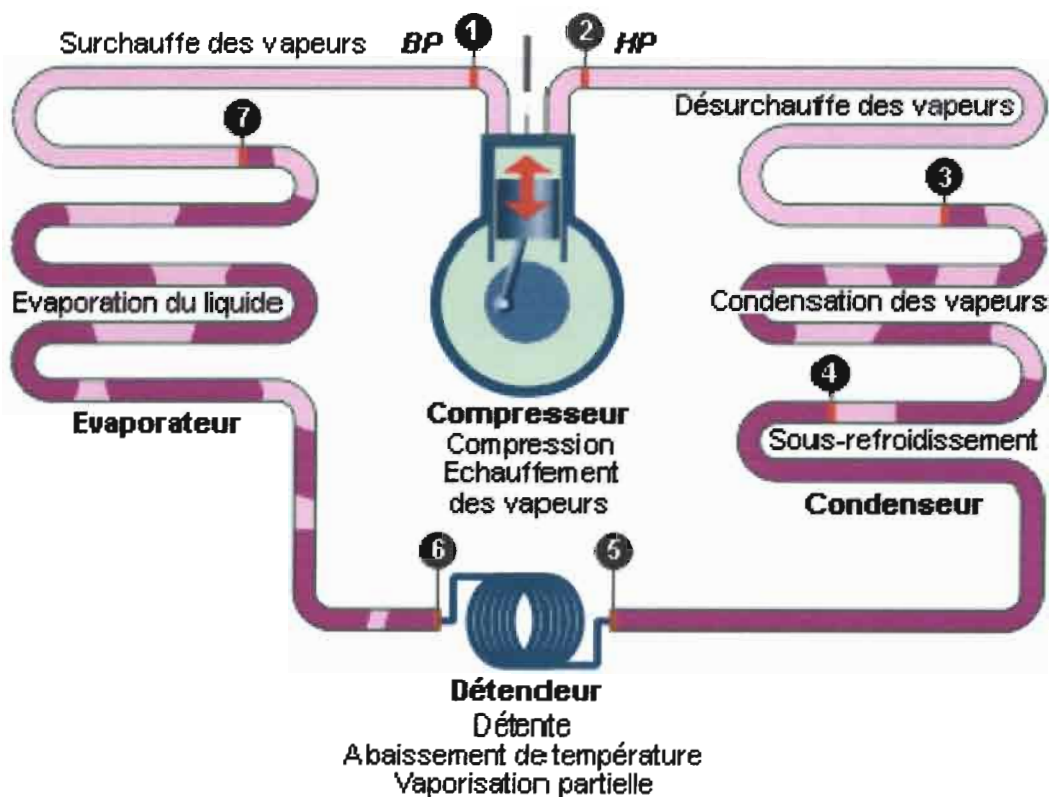


Figure IV.1 : Cycle frigorifique élémentaire

○ **Définition des différents points du cycle**

- 1- Aspiration des vapeurs dans le compresseur
- 2- Refoulement des vapeurs
- 3- Début condensation- fin désurchauffe
- 4- Fin condensation- début sous-refroidissement
- 5- Fin sous refroidissement – entrée dans le détendeur
- 6- Début évaporation
- 7- Fin évaporation
- 1'- Sortie évaporateur (point non matérialisé sur la **Figure IV.1**)

○ **Les transformations thermodynamiques subies par le fluide au cours du cycle sont :**

- 1 \longrightarrow 2 : compression
- 2 \longrightarrow 3 : désurchauffe
- 3 \longrightarrow 4 : condensation
- 4 \longrightarrow 5 : sous refroidissement
- 5 \longrightarrow 6 : détente
- 6 \longrightarrow 7 : vaporisation
- 7 \longrightarrow 1' : surchauffe dans l'évaporateur
- 1' \longrightarrow 1 : surchauffe dans la tuyauterie d'aspiration

IV.2.2 Le dimensionnement du système de production frigorifique de la chambre positive

IV.2.2.1 Conditions et hypothèses de fonctionnement de la machine

o Conditions de fonctionnement :

Fluide frigorigène : R22

Production frigorifique nette : $\dot{Q}_o = 7.9426 \text{ kW}$

Température d'évaporation : $\theta_o = -10^\circ\text{C}$

Température de condensation : $\theta_k = +40^\circ\text{C}$

La vapeur subit une surchauffe dans l'évaporateur $S = 8^\circ\text{K}$:

La surchauffe dans l'évaporateur est la différence de température entre la température du fluide frigorigène θ_s mesurée à la sortie de l'évaporateur et la température d'évaporation θ_o de la dernière goutte de liquide.

La vapeur subit une surchauffe dans la tuyauterie d'aspiration $S = 2^\circ\text{K}$

La surchauffe dans la tuyauterie est la différence de température entre la température du fluide frigorigène θ_1 mesurée à l'entrée du compresseur et la température à la sortie de l'évaporateur θ_s .

Le liquide subit un sous refroidissement $SR = 2^\circ\text{K}$.

Le sous refroidissement est la différence de température entre la température de condensation θ_k et la température du fluide liquide θ_l mesurée à la sortie du condenseur.

o Hypothèses pour le cycle réel.

- La compression est une transformation polytropique.
- Les pertes de charge dans les tuyauteries sont négligées.
- La détente est isenthalpe

IV.2.2.2 Tracé du cycle frigorifique

D'après le diagramme enthalpique h-lgp en annexe AIV.2

Pour $\theta_o = -10^{\circ}C \Rightarrow P_o = 3.66 \text{ bars}$

Pour $\theta_k = +40^{\circ}C \Rightarrow P_k = 15.5 \text{ bars}$

o **Taux de compression τ**

$$\tau = \frac{P_k}{P_o} = \frac{15.5}{3.66} = 4.3 \tag{4.1}$$

o **L'exposant polytropique**

La compression étant supposée polytropique pour se rapprocher du cas réel. On la caractérise par un « exposant polytropique » tel que :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_k}{P_o}\right)^{\frac{k-1}{k}} \tag{4.2}$$

k est donné par le tableau suivant pour le R22 en fonction de τ .

Tableau IV.2 : Coefficient du R22 en fonction du taux de compression [4].

| | | | | | | | | | |
|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| τ | 2.0 | 3.0 | 4.0 | 5.0 | 6.0 | 7.0 | 8.0 | 9.0 | 10.0 |
| k | 1.325 | 1.258 | 1.240 | 1.234 | 1.232 | 1.230 | 1.228 | 1.226 | 1.225 |

Coefficient du R22 en fonction du taux de compression.

Pour $\tau = 4.3$, on trouve par interpolation à l'aide du Tableau IV.2 :

$k = 1.238$

o **Température à la sortie de l'évaporateur $\theta_{1'}$**

$\theta_{1'} = S + \theta_o = +8^{\circ}C - 10^{\circ}C = -2^{\circ}C$

$\theta_{1'} = -2^{\circ}C$

o **Température entrée compresseur θ_1**

$\theta_1 = S + \theta_{1'} = +2^{\circ}C - 2^{\circ}C = 0^{\circ}C$

$\theta_1 = 0^{\circ}C$

○ **Température de fin de compression θ_2**

$$T = 273 + \theta$$

$$T_1 = 273 + 0^\circ\text{C} = 273 \text{ K}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_k}{P_o}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_2 = 273 \times \left(\frac{15.5}{3.66}\right)^{\frac{1.238-1}{1.238}}$$

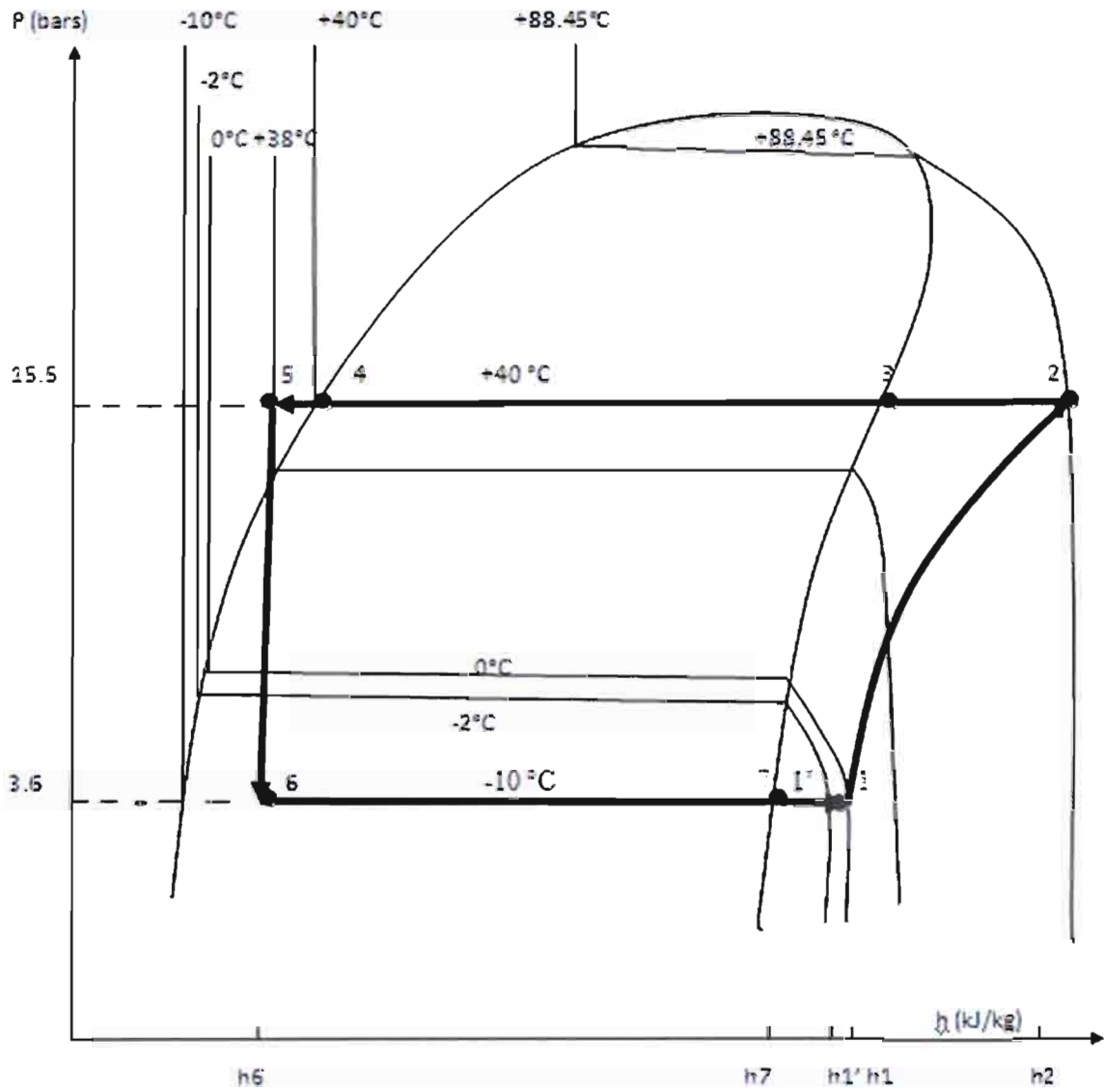
$$T_2 = 361.453 \text{ K} \quad \theta_2 = 88.45^\circ \text{C}$$

Le diagramme enthalpique h-logp en **annexe AIV.2** nous permet de déterminer les caractéristiques du fluide aux différents points du cycle.

Tableau IV.3 : les caractéristiques des différents points du cycle

| Points | θ ($^\circ\text{C}$) | p (bars) | h (kJ/kg) | v (m ³ /kg) |
|--------|-------------------------------|------------|-------------|--------------------------|
| 1 | 0 | 3.6 | 408 | 0.07 |
| 2 | +88.45 | 15.5 | 460 | 0.0200 |
| 3 | +40 | 15.5 | 420 | 0.015 |
| 4 | +40 | 15.5 | 250 | - |
| 5 | +38 | 15.5 | 248 | 0.000837 |
| 6 | -10 | 3.6 | 248 | 0.01875 |
| 7 | -10 | 3.6 | 400 | 0.066 |
| 1' | -2 | 3.6 | 406 | 0.068 |

A partir de ces données on représente le cycle dans un diagramme p-h comme suit :



Cycle frigorifique

Figure IV.2 : Représentation du cycle frigorifique de la machine

IV.2.2.3 Calcul et sélection des différentes parties de la machine

IV.2.2.3.1 Détermination du compresseur [2]

- **Débit masse à déplacer (q_m)**

$$q_m = \frac{\dot{Q}_o}{h_{1'} - h_6} = \frac{7.9426 \text{ kW}}{(406 - 248) \text{ kJ/kg}} \quad (4.3)$$

$$q_m = 180.97 \text{ kg/h} = 0.05 \text{ kg/s}$$

- **Débit volume que doit aspirer le compresseur**

$$q_{vr} = q_m \cdot v_1 = 0.07 \times 0.05 \quad (4.4)$$

$$q_{vr} = 3.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

- **Débit théorique du compresseur (ou volume horaire balayé par les pistons)**

$$q_{vth} = \frac{q_{vr}}{\eta_v} \quad (4.5)$$

η_v : Rendement volumétrique, il est donné par la formule empirique suivante

$$\eta_v = 1 - 0.05 \times \frac{P_k}{P_o} = 1 - 0.05 \times \frac{15.5}{3.66} \quad (4.6)$$

$$\eta_v = 0.7847$$

$$q_{vth} = \frac{3.5 \cdot 10^{-3}}{0.7847}$$

$$q_{vth} = 4.46 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

- **Dimensions du compresseur**

Le débit théorique s'exprime également comme suit [4] :

$$q_{vth} = \frac{\pi d^2}{4} \times l \times n_{eff} \times Z \times \frac{N}{60} \times 10^{-9} \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.7)$$

d : Diamètre du piston en mm

l : course du piston en mm

n_{eff} : Nombre d'effets du compresseur

Z : Nombre de cylindres

N : Vitesse de rotation en trs/min

En prenant comme paramètres de conception :

Un compresseur à simple effet $n_{eff} = 1$, à un seul piston $Z = 1$ et tournant à une vitesse de 1430 trs/min.

$$\text{On aura : } q_{vth} = \frac{\pi d^3}{4} \times 1 \times 1 \times \frac{1430}{60} \times 10^{-9} \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.8)$$

A partir de la relation (4.8) on tire la relation (4.9) entre le diamètre du piston et la course :
 $d^2 \times l = 238.26 \cdot 10^3$. (4.9)

Pour maintenir les vitesses des gaz à des valeurs convenables lors de leur passage à travers les clapets, on prend $d/l = 1.3$ à 1.4 . On obtient les différentes possibilités suivantes :

Tableau IV.4 : les compresseurs possibles en fonction de d/l

| | | | |
|-----------|-------|--------|-------|
| d/l | 1.3 | 1.35 | 1.4 |
| d (mm) | 67.66 | 68.5 | 69.35 |
| l (mm) | 52 | 50.7 | 49.54 |
| U (m/s) | 2.478 | 2.4167 | 2.361 |

$$U = \frac{2lN}{60} \text{ en m/s}$$

On vérifie que la vitesse linéaire du piston U (m/s) est inférieure à la limite permise c'est-à-dire

$$U \leq 4 \text{ m/s} .$$

○ **Calcul de la puissance effective sur l'arbre du compresseur (P_{eff})**

$$P_{eff} = \frac{q_m(h_{2eff}-h_1)}{\eta_i \cdot \eta_m} = \frac{q_m(h_2-h_1)}{\eta_m} \quad (4.10)$$

h_{2eff} : Enthalpie théorique au refoulement du compresseur (transformation isentropique).

η_i : Rendement indiqué du compresseur sensiblement égal à η_v

$$\eta_i = \frac{h_{2eff}-h_1}{h_2-h_1} \quad (4.11)$$

η_m : Rendement mécanique du compresseur $\eta_m = 90\%$

$$P_{eff} = \frac{q_m(h_2-h_1)}{\eta_m} \quad (4.12)$$

$$P_{eff} = \frac{0.05(460-408)}{0.9}$$

$$P_{eff} = 2.89 \text{ kW}$$

○ **Puissance du moteur d'entraînement(P_m)**

$$P_m = 1.1 \text{ à } 1.3 P_{eff} \quad (4.13)$$

On adopte une surpuissance de :

$$P_m = 1.3 P_{eff} = 1.3 \times 2.89 \text{ kW}$$

$$P_m = 3.76 \text{ kW}$$

○ **Calcul des conduites**

La section interne d'une conduite est donnée par la formule suivante

$$A_i = \frac{q_m \cdot v_i}{w_i} \text{ en } m^2 \quad (4.14)$$

q_m : débit masse du fluide dans la conduite en kg/s

v_i : volume massique du fluide dans la conduite m³/kg

w_i : vitesse du fluide dans la conduite en m/s.

- Aspiration : $5 \leq w_i \leq 8 \text{ m/s}$
 Refoulement : $8 \leq w_i \leq 12 \text{ m/s}$
 Conduite liquide : $0.5 \leq w_i \leq 1 \text{ m/s}$

On calcule A_i et on choisit dans le tableau des dimensions normalisées en prenant les dimensions correspondant à la valeur immédiatement supérieure à A_i .

d_i : Diamètre intérieur normalisé de la conduite en mm (série pouce)

d_e : Diamètre extérieur normalisé de la conduite en mm (série pouce)

Tableau IV.5 : Dimensions normalisées des conduites « série pouce » en cuivre [7].

| d_e en pouces | $d_i \times d_e$ (mm) | A_{inorm} (m^2) | Masse au mètre (kg/m) |
|-----------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| 1/4" | 5.08x6.35 | 0.20268310^{-4} | 0.101 |
| 3/8" | 8.00x9.525 | 0.50265510^{-4} | 0.187 |
| 1/2" | 10.92x12.700 | 0.9365610^{-4} | 0.295 |
| 5/8" | 13.84x15.875 | 1.5043910^{-4} | 0.424 |
| 3/4" | 16.92x19.05 | 2.2484910^{-4} | 0.538 |
| 7/8" | 19.94x22.225 | 3.1227710^{-4} | 0.677 |
| 1 1/8" | 26.03x28.575 | 5.3215510^{-4} | 0.975 |
| 1 3/8" | 32.13x34.925 | 8.107955 | 1.315 |

Les calculs sont consignés dans le **Tableau IV.6** suivant :

Tableau IV.6 Dimensions des conduites du système frigorifique

| Conduite | q_m | v_i | w_i | A_i | matériau | $d_i \times d_e$ | w_{ir} |
|-------------|-------|---------------------|-------|------------------------|----------|------------------|----------|
| aspiration | 0.05 | 0.07 | 8 | $4.37 \cdot 10^{-4}$ | cuivre | 26.03x28.575 | 6.577 |
| Refoulement | 0.05 | 0.0200 | 12 | 0.833310^{-4} | cuivre | 10.92x12.70 | 10.677 |
| liquide | 0.05 | $8.3 \cdot 10^{-4}$ | 0.5 | $0.2075 \cdot 10^{-4}$ | cuivre | 8.00x9.525 | 0.8256 |

Après avoir choisi les dimensions normalisées, on recalcule la vitesse w_{ir} et on vérifie que les vitesses sont dans les limites permises.

$$w_{ir} = \frac{q_m \cdot v_i}{A_{inorm}} \quad (4.15)$$

IV.2.2.3.2 Détermination de l'évaporateur

La surface d'échange thermique S_{ev} de l'évaporateur est donnée par la formule suivante [2]:

$$S_{ev} = \frac{\dot{Q}_o}{K_{ev} \cdot \Delta\theta} \quad (4.16)$$

\dot{Q}_o : Puissance frigorifique de l'évaporateur

$\Delta\theta$: la différence de température entre la température moyenne du milieu à refroidir et la température d'évaporation du fluide frigorigène.

$$\Delta\theta = \theta_m - \theta_o = +1 - (-10)$$

$$\Delta\theta = +11 \text{ } ^\circ\text{C}$$

K_{ev} : Le coefficient global de transmission thermique de l'évaporateur en $W/m^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Si les dimensions de l'évaporateur sont connues on peut calculer K_{ev} .

Dans cette phase de détermination des dimensions de l'évaporateur, on choisit la valeur de K_{ev} dans les abaques ou dans les limites admissibles.

On adopte dans notre cas un évaporateur refroidisseur de gaz à circulation d'air avec des tubes à ailettes

$$K_{ev} = 47 \text{ } W/m^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Surface totale d'échange des évaporateurs d'après la formule (4.16) :

$$S_{ev} = \frac{\dot{Q}_o}{K_{ev} \cdot \Delta\theta} = \frac{7.9426}{11 \times 24} \times 10^3$$

$$S_{ev} = 30 \text{ } m^2$$

IV.2.2.3.3 Détermination du condenseur

- Calcul de la puissance calorifique cédée au condenseur $\dot{\Phi}_K$ [2]

$$\dot{\Phi}_K = q_m(h_2 - h_5) \text{ en kW} \quad (4.17)$$

$$\dot{\Phi}_K = 0.05 \times (460 - 248) \text{ en kW}$$

$$\dot{\Phi}_K = 10.6 \text{ kW}$$

- Détermination de la surface d'échange thermique S_K

$$S_K = \frac{\dot{\Phi}_K}{K_K \cdot (\theta_K - \theta_2)} \quad (4.18)$$

K_K : Coefficient global d'échange thermique du condenseur variant de 20 à 30 W/m²°C.

$$K_K = 30 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$S_K = \frac{10.6 \cdot 10^3}{30 \cdot (88.45 - 40)} = 7.3 \text{ m}^2$$

$$S_K = 7.3 \text{ m}^2$$

IV.2.2.3.4 Détermination du détendeur

La sélection du détendeur s'effectue chez le fabricant en fonction :

- de la puissance frigorifique $\dot{Q}_o = 7.9426 \text{ kW}$
- du débit volumique liquide $\dot{v}_{liq} = \dot{m} \cdot v_5 = 0.05 \times 8.3 \cdot 10^{-4} = 0.415 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

La chute de pression que doit créer le détendeur est Δp donnée par (4.19)

$$\Delta p = p_k - p_0 = 15.5 - 3.66 \quad (4.19)$$

$$\Delta p = 11.84 \text{ bars}$$

IV.2.2.4 Détermination Du coefficient de performance [2]

- **Calcul du coefficient de performance frigorifique de la machine réelle**

$$\varepsilon_f = \frac{\dot{Q}_o}{P_{eff}} = \frac{7.9426}{3.76} \quad (4.20)$$

$$\varepsilon_f = 2.1$$

- **Calcul du coefficient de performance calorifique de la machine réelle**

$$\varepsilon_c = \frac{\dot{Q}_K}{P_{eff}} = \frac{10.6}{3.76} \quad (4.21)$$

$$\varepsilon_c = 3.32$$

- **Calcul du coefficient de performance de la machine idéale**

$$\varepsilon_f = \frac{T_o}{T_K - T_o} = \frac{263}{50} \quad (4.22)$$

$$\varepsilon_f = 5.26$$

$$\varepsilon_c = \frac{T_K}{T_K - T_o} = \frac{313}{50} \quad (4.23)$$

$$\varepsilon_c = 6.2$$

IV.2.3 Le dimensionnement du système de production frigorifique de la chambre négative

Certaines définitions, formules et données définies précédemment seront utilisées dans cette section.

IV.2.3.1 Conditions et hypothèses de fonctionnement

▪ **Conditions de fonctionnement :**

Fluide frigorigène : R22

Production frigorifique : $\dot{Q}_o = 10.942 \text{ kW}$

Température d'évaporation : $\theta_o = -24^\circ\text{C}$

Température de condensation : $\theta_k = +40^\circ\text{C}$

La vapeur subit une surchauffe dans l'évaporateur $S = 7^\circ\text{K}$

La vapeur subit une surchauffe dans l'évaporateur $S = 2^\circ\text{K}$

Le liquide subit un sous refroidissement $SR = 4^\circ\text{K}$.

▪ **Hypothèses pour le cycle réel**

On admet les mêmes hypothèses que pour la chambre positive.

IV.2.3.2 Tracé du cycle frigorifique

D'après le diagramme enthalpique h-lgp en **annexe AIV.2**

Pour $\theta_o = -24^\circ\text{C} \Leftrightarrow P_o = 2.1 \text{ bars}$

Pour $\theta_k = +40^\circ\text{C} \Leftrightarrow P_k = 15.5 \text{ bars}$

○ **Taux de compression τ**

$$\tau = \frac{P_k}{P_o} = \frac{15.5}{2.1} = 7.38$$

○ **L'exposant polytropique**

L'exposant polytropique défini dans la partie chambre positive est donnée par le **Tableau IV.2**

Pour $\tau = 7.38$, on trouve par interpolation :

$$k = 1.22924$$

○ **Température à la sortie de l'évaporateur $\theta_{1'}$**

$$\theta_{1'} = S + \theta_0 = +7^\circ C - 24^\circ C = -17^\circ C$$

$$\theta_{1'} = -17^\circ C$$

○ **Température entrée compresseur θ_1**

$$\theta_1 = S + \theta_{1'} = +2^\circ C - 17^\circ C = -15^\circ C$$

$$\theta_1 = -15^\circ C$$

○ **Température de fin de compression θ_2**

$$T = 273 + \theta$$

$$T_1 = 273 - 15 = 258 K$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_2 = 258 \times \left(\frac{15.5}{2.1}\right)^{\frac{1.22924-1}{1.22924}}$$

$$T_2 = 374.55 K \quad \theta_2 = 101.55^\circ C$$

Le diagramme enthalpique h-lgp en **annexe AIV.2** nous permet de déterminer les caractéristiques du fluide aux différents points du cycle

Tableau IV.7 les caractéristiques des différents points du cycle

| Points | θ (°C) | p (bars) | h (kJ/kg) | v (m ³ /kg) |
|--------|---------------|------------|-------------|--------------------------|
| 1 | -15 | 2.1 | 404 | 0.1125 |
| 2 | +101.55 | 15.5 | 474 | 0.02083 |
| 3 | +40 | 15.5 | 420 | 0.015 |
| 4 | +40 | 15.5 | 250 | - |
| 5 | +36 | 15.5 | 246 | 0.000837 |
| 6 | -24 | 2.1 | 246 | 0.036 |
| 7 | -24 | 2.1 | 396 | 0.1107 |
| 1' | -17 | 2.1 | 404 | 0.111 |

A partir de ces données on représente le cycle dans le diagramme p-h **Figure IV.3**

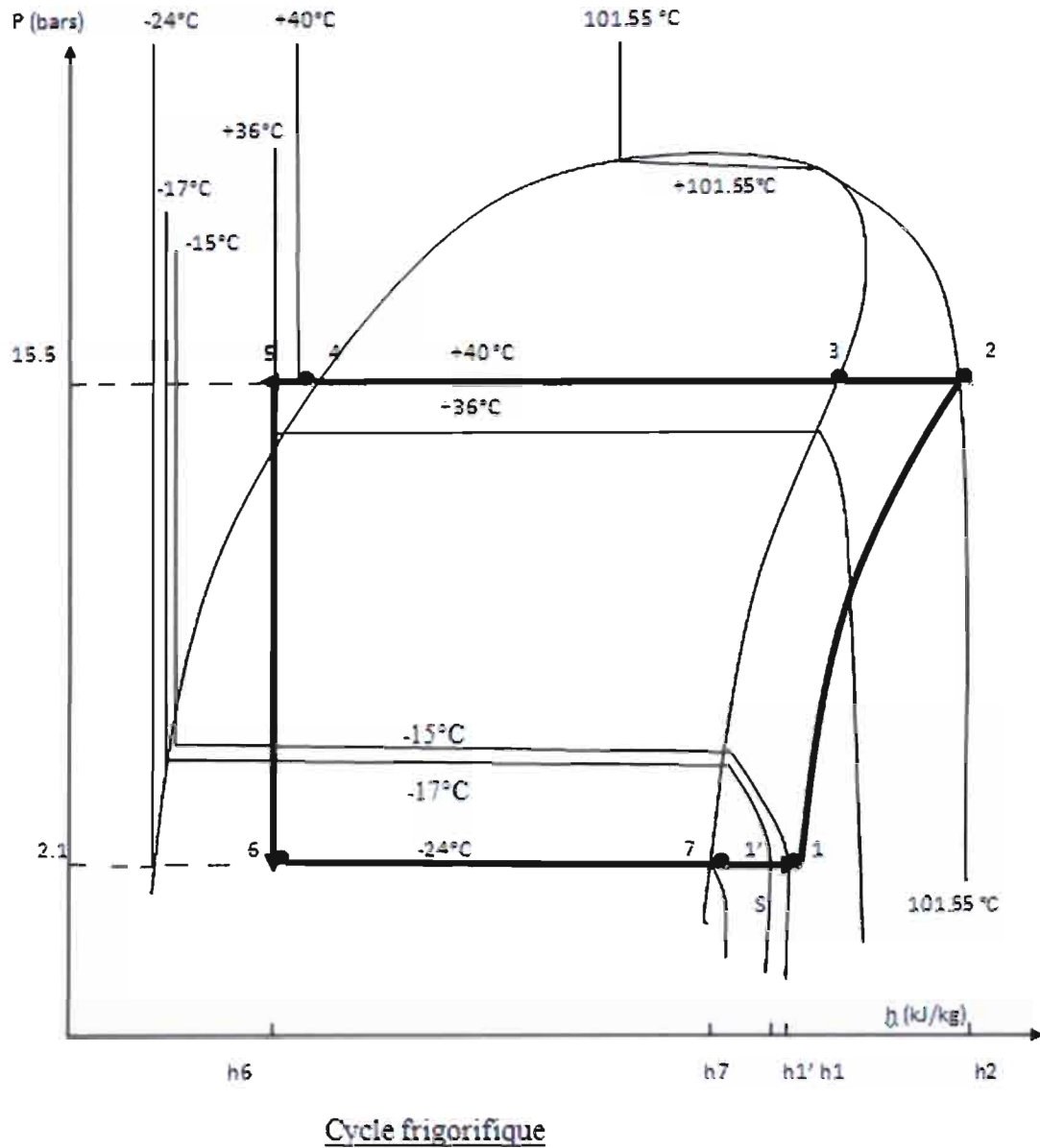


Figure IV.3 Représentation du cycle frigorifique de la machine

IV.2.3.3 Calcul et sélection des différentes parties de la machine

IV.2.3.3.1 Détermination du compresseur

- Débit masse à déplacer (q_m)

$$q_m = \frac{\dot{Q}_o}{h_{1'} - h_6} = \frac{10.942 \text{ kW}}{(404 - 246) \text{ kJ/kg}}$$

$$q_m = 249.31 \text{ kg/h} = 0.06925 \text{ kg/s}$$

- Débit volume que doit aspirer le compresseur

$$q_{vr} = q_m \cdot v_1 = 0.1125 \times 0.06925$$

$$q_{vr} = 7.79 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

- Débit théorique du compresseur (ou volume horaire balayé par les pistons)

$$q_{vth} = \frac{q_{vr}}{\eta_v}$$

$$\eta_v = 1 - 0.05 \times \frac{P_k}{P_o} = 1 - 0.05 \times \frac{15.5}{2.1}$$

$$\eta_v = 0.63$$

$$q_{vth} = \frac{7.79 \cdot 10^{-3}}{0.63}$$

$$q_{vth} = 12.346 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

- Dimensions du compresseur

Le débit théorique s'exprime également par la formule (4.7) avec tous les paramètres précédemment définis :

$$q_{vth} = \frac{\pi d^2}{4} \times l \times n_{eff} \times Z \times \frac{N}{60} \times 10^{-9} \text{ m}^3/\text{s}$$

En prenant comme paramètres de conception :

Un compresseur à simple effet $n_{eff} = 1$, à deux pistons $Z = 2$ et tournant à une vitesse de 1430 trs/min.

$$\text{On aura : } q_{vth} = \frac{\pi d^3}{4} \times l \times 1 \times 2 \times \frac{1430}{60} \times 10^{-9} \text{ m}^3/\text{s}$$

A partir de cette dernière relation on tire une relation entre le diamètre du piston et la course :

$$d^2 \times l = 329.78 \cdot 10^3$$

Pour maintenir les vitesses des gaz à des valeurs convenables lors de leur passage à travers les clapets, on prend $d/l = 1.3$ à 1.4

On obtient les différentes possibilités suivantes :

Tableau IV.8 les compresseurs possibles en fonction de d/l

| | | | |
|-----------|------|-------|-------|
| d/l | 1.3 | 1.35 | 1.4 |
| d (mm) | 75.4 | 76.36 | 77.3 |
| l (mm) | 58 | 56.56 | 55.2 |
| U (m/s) | 2.76 | 2.696 | 2.631 |

$$U = \frac{2lN}{60} \text{ en m/s}$$

On vérifie que la vitesse linéaire du piston U (m/s) est inférieure à la limite permise c'est-à-

Dire $U \leq 4 \text{ m/s}$.

○ **Calcul de la puissance effective sur l'arbre du compresseur (P_{eff})**

$$P_{eff} = \frac{q_m(h_{2eff} - h_1)}{\eta_i \cdot \eta_m} = \frac{q_m(h_2 - h_1)}{\eta_m}$$

$$\eta_m = 90\%$$

$$P_{eff} = \frac{0.06925(474 - 404)}{0.9}$$

$$P_{eff} = 5.386 \text{ kW}$$

○ **Puissance du moteur d'entraînement (P_m)**

$$P_m = 1.1 \text{ à } 1.3 P_{eff}$$

$$P_m = 1.3 P_{eff} = 1.3 \times 5.386 \text{ kW}$$

$$P_m = 7 \text{ kW}$$

○ **Calcul des conduites**

Les formules restent les mêmes que celles énoncées dans la **partie IV.2.2.3.1** pour les chambres positives. Les calculs sont consignés dans le **Tableau IV.9** :

Tableau IV.9 : Dimensions des conduites du système frigorifique

| Conduite | q_m | v_i | w_i | A_i | matériau | $d_i \times d_e$ | w_{ir} |
|-------------|---------|---------------------|-------|-----------------------|----------|------------------|----------|
| aspiration | 0.06925 | 0.1125 | 8 | $9.34 \cdot 10^{-4}$ | cuiivre | 32.13x34.925 | 9.6 |
| Refoulement | 0.06925 | 0.02083 | 12 | 1.20210^{-4} | cuiivre | 13.84x15.875 | 9.588 |
| liquide | 0.06925 | $8.3 \cdot 10^{-4}$ | 0.5 | $0.575 \cdot 10^{-4}$ | cuiivre | 10.92x12.700 | 0.614 |

IV.2.3.3.2 Détermination de l'évaporateur

$$S_{ev} = \frac{\dot{Q}_o}{K_{ev} \cdot \Delta\theta} = \frac{10.942}{6 \times 24} \times 10^3$$

$$K_{ev} = 24 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\Delta\theta = \theta_m - \theta_o = -18 - (-24)$$

$$S_{ev} = 76 \text{ m}^2$$

IV.2.3.3.3 Détermination du condenseur

○ **Calcul de la puissance calorifique cédée au condenseur $\dot{\Phi}_K$**

$$\dot{\Phi}_K = q_m (h_2 - h_5) \text{ en kW}$$

$$\dot{\Phi}_K = 0.06925 \times (474 - 246) \text{ en kW}$$

$$\dot{\Phi}_K = 15.789 \text{ kW}$$

○ **Détermination de la surface d'échange thermique S_K**

Condenseur à air avec une vitesse d'air variant de 2m/s à 4 m/s

$$K_K = 30 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ \text{K}$$

$$S_K = \frac{\dot{\Phi}_K}{K_K \cdot (\theta_K - \theta_2)}$$

$$S_K = \frac{15.78910^3}{30 \cdot (101.55 - 40)} = 8.55 \text{ m}^2$$

IV.2.3.3.4 Détermination du détendeur [2]

La sélection du détendeur s'effectue chez le fabricant en fonction :

- de la puissance frigorifique $\dot{Q}_o = 10.942 \text{ kW}$
- du débit volumique liquide $\dot{v}_{liq} = \dot{m} \cdot v_5 = 0.06925 \times 8.3 \cdot 10^{-4} = 0.575 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

La chute de pression que doit créer le détendeur est Δp

$$\Delta p = p_k - p_0 = 15.5 - 2.1$$

$$\Delta p = 13.4 \text{ bars}$$

IV.2.2.4 Détermination du coefficient de performance [2]

○ **Calcul du coefficient de performance frigorifique de la machine réelle**

D'après (4.20)

$$\varepsilon_f = \frac{\dot{Q}_o}{P_{eff}} = \frac{10.942}{5.386}$$

$$\varepsilon_f = 2.03$$

○ **Calcul du coefficient de performance calorifique de la machine réelle**

D'après (4.21)

$$\varepsilon_c = \frac{\dot{Q}_K}{P_{eff}} = \frac{15.789}{5.386} \qquad \varepsilon_c = 2.93$$

○ **Calcul du coefficient de performance de la machine idéale**

D'après (4.22) :

$$\varepsilon_f = \frac{T_o}{T_K - T_o} = \frac{249}{64}$$

$$\varepsilon_f = 3.89$$

D'après (4.23)

$$\varepsilon_c = \frac{T_K}{T_K - T_o} = \frac{313}{64}$$

$$\varepsilon_c = 4.89$$

IV.2.4 LES ORGANES ANNEXES (voir le document U.S.RECO : Annexe AIV.1) [7]

Qu'il soit pour la chambre positive ou la chambre négative, toute installation frigorifique a besoin de ces organes pour s'assurer un bon fonctionnement. Ces organes sont choisis en fonction de la puissance frigorifique de l'installation et du fluide frigorigène utilisé. On distingue :

○ **le séparateur d'huile**

L'huile de lubrification du compresseur étant néfaste sur le condenseur et l'évaporateur, il convient de séparer cette huile des fluides frigorigènes dès la sortie des vapeurs comprimées par un séparateur d'huile Ses dimensions dépendent de la puissance frigorifique et de la nature du fluide frigorifique.

○ **le réservoir de liquide**

Pour les grandes installations, on a besoin d'un réservoir de liquide pour contenir le liquide sortant du condenseur.

○ **bouteille d'aspiration ou bouteille anti-coups de liquide**

Elle est placée à la tuyauterie d'aspiration du compresseur pour empêcher l'aspiration accidentelle de liquide dans le compresseur.

○ **les filtres**

Leur fonction générale est de retenir la limaille, des parcelles de métal ou de petites quantités d'impuretés ; Ils sont montés sur les tuyauteries d'aspiration ou de liquide

Filtre d'aspiration (filtrage de l'ordre de 10 microns)

Filtre à huile (filtrage 12 microns)

○ **voyant de liquide**

Il indique l'état physique du fluide frigorigène en circulation dans une installation.

○ **échangeur de chaleur**

Il permet d'améliorer le rendement de la machine en sous refroidissant le liquide admis au détendeur .En contre partie la surchauffe des vapeurs admises au compresseur est importante.

○ **déshydrateur**

Il permet de maintenir la quantité d'eau dans le fluide frigorigène en dessous d'une valeur maximale qui dépend de la nature du fluide frigorigène, pour le R22 à 60 ppm, quantité d'eau exprimée en « parties par million ».

○ **éliminateurs de vibration :**

En tuyauterie métallique flexible onduleux en cuivre, recouvert de tresses de fil en acier inox, ils réduisent les vibrations des conduites du circuit frigorifique.

Tableau IV.10 RECAPITULATION

| Equipements | Chambre positive | Chambre négative |
|-----------------------|--|---|
| Compresseur | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Débit masse $q_m = 0.05$ kg/s ▪ Vitesse $N = 1430$ trs/min ▪ Nombre de cylindres $Z = 1$ ▪ Simple effet ▪ Diamètre piston $d = 68.5$ mm ▪ Course $l = 50.7$ mm ▪ Puissance du moteur $P_m = 3.76$ KW | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Débit masse $q_m = 0.06925$ kg/s ▪ Vitesse $N = 1430$ trs/min ▪ Nombre de cylindres : $Z = 2$ ▪ Simple effet ▪ Diamètre piston $d = 76.36$ mm ▪ Course $l = 56.56$ mm ▪ Puissance moteur $P_m = 7$ kW |
| Conduites (cuivre) | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Aspiration (mm) : 26.03x28.575 ▪ Refoulement (mm) : 10.92x12.7 ▪ Liquide (mm) : 8.00x9.525 | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Aspiration (mm) : 32.13x34.925 ▪ Refoulement (mm) : 13.84x15.875 ▪ Liquide (mm) : 10.92x12.7 |
| Evaporateur | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Evaporateur refroidisseurs de gaz à tubes ailettes ▪ Surface totale d'échange $S_{ev} = 30$ m² | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Evaporateur refroidisseurs de gaz à tubes ailettés ▪ Surface totale $S_{ev} = 76$ m² |
| Condenseur | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Condenseur à air ▪ Vitesse de l'air : 2 à 4 m/s ▪ Surface totale d'échange $S_K = 7.3$ m² | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Condenseur à air ▪ Vitesse de l'air : 2 à 4 m/s ▪ Surface totale $S_K = 8.55$ m² |
| Détendeur | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Perte de pression $\Delta p = 11.84$ bars ▪ Défini par le fabricant | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Perte de pression $\Delta p = 13.4$ bars ▪ Défini par le fabricant |

PARTIE V

ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DU GENERATEUR HYBRIDE PHOTOVOLTAIQUE- EOLIEN

L'étude thermique et le dimensionnement du système frigorifique, ayant permis de déterminer la puissance électrique nécessaire pour les deux chambres. Il faut maintenant déterminer le générateur à mettre en place pour fournir cette énergie en qualité et en quantité suffisantes.

Vu le coût élevé de l'énergie dans nos pays d'une part, et la fréquence des coupures due entre autre à une demande croissante et à la vétusté des moyens de production d'autre part, nous opterons pour un générateur hybride utilisant les énergies renouvelables, le photovoltaïque et l'énergie éolienne notamment.

Au Sénégal, on a un ensoleillement suffisant pendant toute la journée ; par contre la vitesse du vent est relativement faible. Cette faiblesse de la vitesse du vent rend souvent les dimensions des éoliennes aberrantes et par conséquent l'investissement. C'est pourquoi le générateur photovoltaïque sera le système privilégié et sera dimensionné pour assurer une alimentation optimale même si la vitesse du vent est nulle. En tout état de cause le système hybride photovoltaïque/ éolien doit fournir une énergie totale E_T (Wh/jour) donnée par :

$$E_T = E_{PV} + E_{eol}$$

$$E_{PV} = f \cdot E_T$$

$$E_{eol} = (1 - f)E_T$$

f , représente la fraction de la charge alimentée par la source photovoltaïque, et $(1 - f)$ celle alimentée par l'éolienne. La valeur limite $f = 0$ correspond à une utilisation 100% du système éolien. Pour $f = 1$, on a une utilisation 100% du système photovoltaïque.

Enfin le caractère aléatoire des énergies renouvelables sera compensé par une connexion éventuelle au réseau de la SENELEC. La connexion au réseau public permettra de suppléer les panneaux photovoltaïques et le générateur éolien en cas de forte demande ou de panne.

Mais auparavant, nous allons faire l'étude et le dimensionnement des deux systèmes générateurs qui doivent fournir la puissance électrique adéquate pour assurer un bon fonctionnement des équipements même en temps défavorable.

V.1 LE GENERATEUR PHOTOVOLTAIQUE

La détermination du système générateur photovoltaïque à mettre en place pour assurer un fonctionnement adéquat n'est pas facile étant donné que l'énergie en question est fonction des aléas climatiques et du temps. C'est pourquoi la réussite d'un tel projet réside d'une part dans la détermination adéquate des éléments de chaque système pris individuellement et d'autre part le système en couplage dans sa globalité pour assurer à chaque instant une puissance suffisante même en temps défavorable et tout ceci à des coûts acceptables afin que le projet soit économiquement viable .

Cependant avant d'aborder la phase dimensionnement, il nous faut juste étudier les notions et les paramètres relatifs à la production d'énergie photovoltaïque à partir du rayonnement solaire.

V.1.1 Notion de rayonnement solaire

▪ Le Soleil

Le soleil est une gigantesque sphère dont la masse est de $2 \cdot 10^{30}$ kg et composée essentiellement de l'hydrogène et de l'hélium. Son rayon est de 698 000 km (100 fois celui de la terre).

Le soleil est le siège de réactions thermonucléaires se ramenant toujours à la transformation de l'hydrogène en hélium avec libération d'énergie. Chaque seconde 564.106 tonnes d'hydrogène est transformée en 560.106 tonnes d'Hélium, la différence de 4 millions de tonnes est dissipée sous forme d'énergie suivant la relation $E = mc^2$ soit une énergie totale de $3.6 \cdot 10^{21}$ kW. La proportion de cette énergie qui atteint la terre est de $1.78 \cdot 10^{17}$ W. Cette énergie est émise de manière isotrope sous forme de rayonnement solaire.

La puissance E reçue sur une surface de 1m^2 normale à la direction du soleil et placée hors atmosphère, varie au cours de l'année et sa valeur moyenne est appelée constante solaire E_o et elle vaut approximativement 1360 W/m^2 .

En première approximation E varie avec le numéro du jour j suivant la relation [10]:

$$E = E_o [1 + 0.033 \times \cos (0.984j)] \quad (5.1)$$

▪ **Composition spectrale du rayonnement solaire**

Le Soleil est assimilable à un Corps Noir dont la répartition spectrale est proche de celle d'un Corps Noir à la température de 5762 K.

La répartition en longueur d'onde du rayonnement électromagnétique du Soleil est représentée dans le graphe suivant :

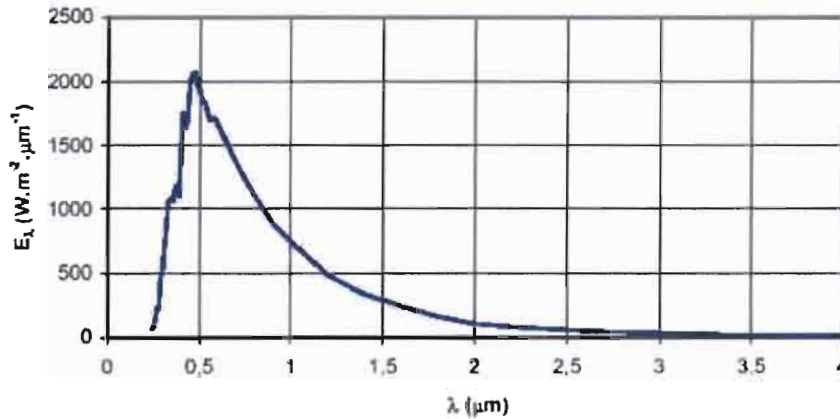


Figure V.1 : Répartition spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère [10]

8% de l'énergie se situe dans l'ultraviolet $0.2 - 0.4 \mu$

48% de l'énergie se situe dans le visible $0.4 - 0.8 \mu$

44% de l'énergie se situe dans l'infrarouge $\lambda > 0.8 \mu$

V.1.2 Mouvement de la Terre et du Soleil

▪ **Le mouvement de la Terre**

La Terre tourne autour du soleil suivant une trajectoire elliptique, dont le soleil occupe l'un des foyers (première loi de Kepler). Le plan de cette ellipse s'appelle l'elliptique. La distance de la Terre au Soleil varie de $\pm 1.7\%$ par rapport à la distance moyenne qui est de $149.675 \cdot 10^6$ Km.

La vitesse de déplacement de la Terre sur sa trajectoire est variable et ceci a une incidence sur la définition du temps.

La Terre tourne également sur elle-même autour d'un axe appelé l'axe des pôles. Le plan perpendiculaire à l'axe des pôles et passant par le centre de la Terre est appelé l'équateur. Les mouvements de la Terre autour de son axe et autour du Soleil sont schématisés sur la figure suivante.

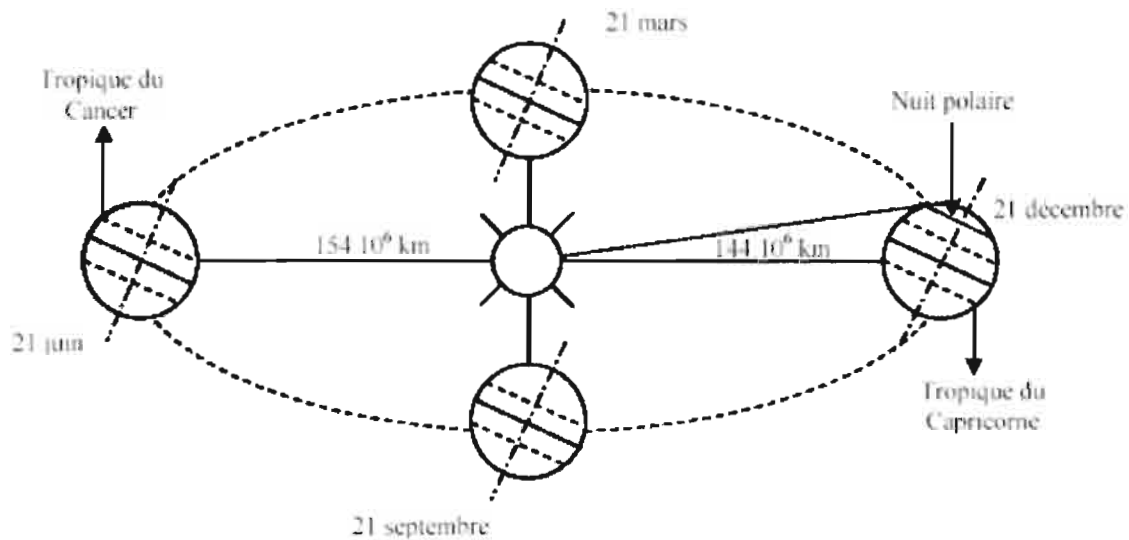


Figure V.2 : Schématisation du mouvement de la Terre autour du Soleil [10]

L'équateur et l'elliptique font entre eux un angle que l'on appelle l'**inclinaison i** , qui vaut $23^{\circ}27'$.

L'angle que fait la direction du soleil (vu du centre de la Terre) avec l'équateur est appelé **déclinaison δ** . La déclinaison peut être positive (en été pour l'hémisphère Nord) ou négative (en hiver pour l'hémisphère Nord). Le point de l'elliptique 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'elliptique où elle est maximale négative ($-23^{\circ}27'$) est appelé solstice d'hivers. Il se situe aux environs du 22 Décembre. Les points de l'elliptique où elle est nulle sont appelés les équinoxes : 22 Mars et 21 Septembre.

La loi de variation de la déclinaison δ au cours de l'année en fonction du numéro j du jour de l'année est [10] :

$$\delta = 23.45^\circ \sin[0.986(j + 284)] \quad (5.2)$$

Avec $1 \leq j \leq 366$, $j=1$ 1^{er} janvier

▪ **Mouvement apparent du Soleil**

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 V.3**. Au midi solaire, l'angle que fait la direction du Soleil avec la verticale du lieu est égal à $(L - d)$.

La durée du jour est de 12h aux équinoxes, elle est inférieure à 12h entre le 21 septembre et le 21 mars, supérieure à 12h entre le 21 mars et le 21 septembre.

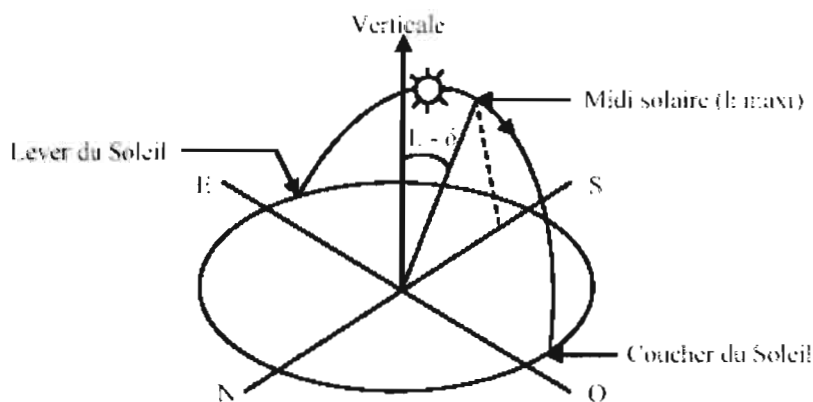


Figure V.3 : Mouvement apparent du Soleil observé d'un point de latitude L [10]

Le repérage du Soleil s'effectue par l'intermédiaire de deux angles :

- **l'azimut a** : c'est l'angle que fait la direction de la projection du Soleil sur le plan horizontal avec la direction Sud, cet angle étant orienté positivement vers l'Ouest.
- **la hauteur h du Soleil** : c'est l'angle que fait la direction du Soleil avec sa projection sur un plan horizontal.

Ces deux angles sont représentés sur la **Figure V.4**

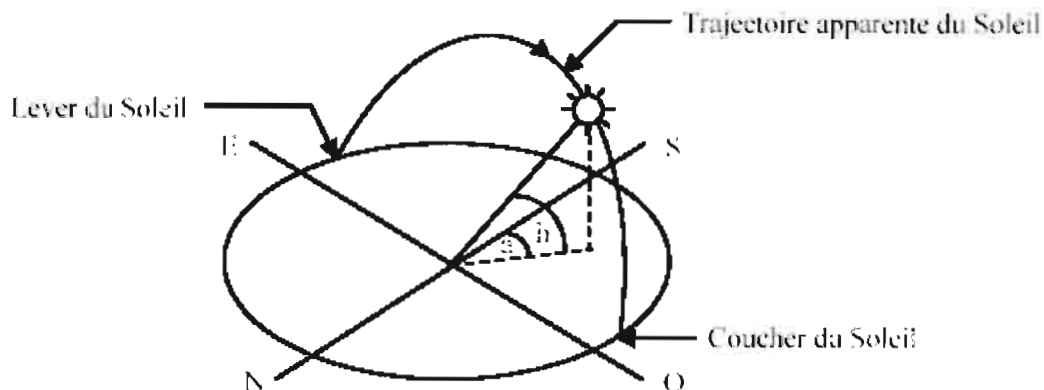


Figure V.4 : Repérage de la position du soleil [10]

Ces deux angles sont fonction de :

- **la latitude L** du lieu
- **la date j** (numéro du jour de l'année)
- **l'heure solaire TS** dans la journée

La latitude L et la date j servent à déterminer la trajectoire du Soleil dans le ciel et l'heure TS donne sa position instantanée sur cette trajectoire.

On définit le jour comme le temps mis par la Terre pour effectuer un tour sur elle-même. Un jour a été divisé en 24h et on a défini l'heure solaire TS en fixant $TS = 12h$ lorsque la hauteur du Soleil est maximale (le Soleil est à son « zénith »).

On définit également l'**angle horaire** ω par [10] :

$$\omega = 15(TS - 12) \quad (5.3)$$

ω est compté positivement l'après-midi.

Les relations (5.4) et (5.5) permettent de déterminer respectivement la hauteur du soleil h et l'azimut a [10]:

$$\sin h = \sin(\varphi) \sin \delta + \cos(L) \cos(\delta) \cos(\omega) \quad (5.4)$$

$$\sin(a) = \frac{\cos(\delta) \sin(\omega)}{\cos(h)} \quad (5.5)$$

▪ **Durée du jour**

Le module ω_1 de l'angle horaire au lever du Soleil s'obtient en écrivant $\sin(h) = 0$ dans la formule (5.4), ce qui conduit à [10] :

$$\cos(\omega_1) = -\tan(L) \tan(\delta) \quad (5.6)$$

L'heure solaire au lever du jour a donc pour valeur [10] :

$$(TS)_1 = 12 - \frac{\omega_1}{15} \quad (5.7)$$

L'angle horaire ω_c au coucher du Soleil est l'opposé de l'angle horaire à son lever, nous avons $\omega_c = -\omega_1$. Et la durée du jour vaut [10] :

$$d = 12 \frac{\omega_1}{15} \quad (5.8)$$

V.1.3 Les composantes au sol du rayonnement solaire

▪ **Rayonnement solaire direct**

C'est le rayonnement qui vient directement du soleil ; soit I son intensité (puissance par unité de surface). Sur une surface dont la normale fait un angle φ avec les rayons solaires, l'intensité est égale à $I \cos \varphi$. Pour une surface plane horizontale, l'intensité est égale à $I \sin \varphi$.

▪ **Le rayonnement solaire diffus**

C'est la partie du rayonnement solaire provenant de la voûte céleste (fraction du rayonnement solaire direct diffusé dans toutes les directions dans l'atmosphère). On note son intensité D .

▪ **Rayonnement global horizontal**

Le rayonnement global horizontal est la somme des composantes directe et diffuse [12].

$$G = I_{sinh} + D \tag{5.9}$$

En ciel clair, la composante directe prédomine et lorsque le ciel est couvert, il n'ya pas de composante directs et $G=D$.

▪ **Rayonnement global incliné**

C'est la somme de la composante directe, de la composante diffuse et une partie du rayonnement réfléchi par le sol, appelé albédo.

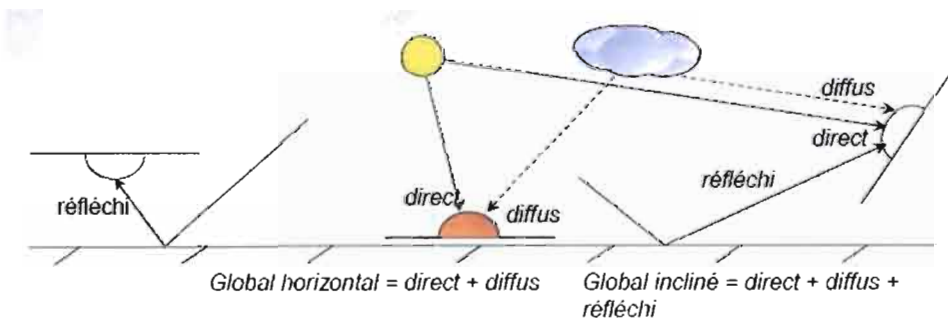


Figure V.5 : Les différentes composantes du rayonnement dans l'atmosphère

▪ **L'irradiation journalière**

La donnée de l'irradiation journalière permet de connaître :

- la valeur de l'énergie reçue (en moyenne) quotidiennement par un module solaire, ce qui permet de déterminer l'énergie électrique produite dans la journée par le module solaire
- la répartition de cette énergie reçue par le module dans la journée, en fonction de l'heure, ce qui permet de dimensionner de façon adéquate les modules en fonction du moment le plus défavorable.

Au Sénégal l'ensoleillement moyen journalier varie entre 5 et 7 kWh/m²/jour.

V.1.4 DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DU SYSTEME PHOTOVOLTAÏQUE

L'énergie photovoltaïque est obtenue par transformation directe de l'énergie électromagnétique (rayonnement solaire) en énergie électrique de type continu.

L'élément de base dans cette transformation est la cellule. Plusieurs cellules sont regroupées dans un module et plusieurs modules sont groupés dans un panneau et l'ensemble des panneaux forment le champ photovoltaïque.

La cellule est l'ensemble formé par un semi-conducteur de type n et un semi-conducteur de type p en contact. Au voisinage de l'interface apparait un champ électrique qui maintient la séparation des charges positives (les trous) et les charge négatives les (électrons).

Lorsque la cellule est exposée aux rayons lumineux, seuls les photons dont l'énergie est supérieure ou égale à la largeur de la bande interdite E_g peuvent créer un photocourant. Lorsque l'énergie du photon $h\nu$ est supérieure à E_g , l'excès d'énergie $h\nu - E_g$ est transformé en chaleur.

V.1.4.1 Les différents éléments du système

Un système photovoltaïque est constitué du champ photovoltaïque, d'une armoire électrique contenant un régulateur de charge et décharge de la batterie accumulatrice, si la charge nécessite un courant alternatif, on utilise un onduleur qui va transformer le courant continu en courant alternatif au standard du réseau (230V, 50Hz).

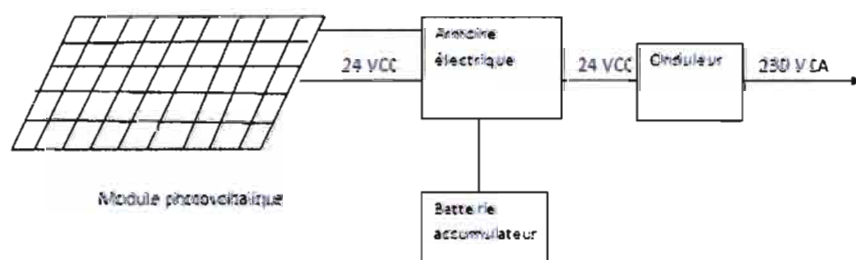


Figure V.6 : Schématisation d'un système photovoltaïque [11]

V.1.4.2 Procédure de dimensionnement

Le générateur photovoltaïque doit être dimensionné pour :

- Apporter l'énergie journallement nécessaire pour faire fonctionner les appareils électriques pendant la période la plus défavorable
- Passer les périodes de mauvais temps (faible éclaircment)

Le dimensionnement suit les étapes suivantes :

- estimation des besoins énergétiques journaliers
- calcul du champ de modules photovoltaïques, pour fournir cette énergie journalière avec l'ensoleillement du moi le plus défavorable
- calcul des convertisseurs (onduleurs, batteries) pour passer la puissance maximale sans contrainte

V.1.4.3 Les besoins énergétiques journaliers

La détermination des besoins énergétiques journaliers est l'étape fondamentale du dimensionnement des modules. Cependant elle ne sera pas facile dans la mesure où certains éléments (résistance de dégivrage, ventilateurs de condenseur, ventilateur de brassage, lampes), qui participent au fonctionnement des systèmes, ne peuvent pas être estimés proprement à cette étape de la conception. Ainsi on adoptera une majoration de 20 % pour tenir compte de toutes ces charges.

Les puissances électriques des moteurs d'entraînement des compresseurs chambre positive et chambre négative sont :

$$P_{m+} = 3.76 \text{ kW}$$

$$P_{m-} = 7 \text{ kW}$$

Durée de marche du compresseur chambre positive : 16 heures par jour

Durée de marche du compresseur chambre négative : 18 heures par jour

Les besoins énergétiques journaliers sont

$$E_j = (3.75 \times 16 + 7 \times 18) \times 1.2 = 223.2 \text{ kWh/jour}$$

V.1.4.4 Dimensionnement des modules photovoltaïques

Les modules photovoltaïques ont pour rôle de fournir l'énergie journalière désirée avec l'irradiation journalière du moment. Le **tableau V.1** donne l'irradiation moyenne mensuelle sur un plan horizontal au Sénégal

Tableau V.1 : L'irradiation moyenne mensuelle sur un plan horizontal

| Mois | Jan. | Fev. | Mars. | Avr. | Mai | Juin | Juil. | Aout | Sept. | Oct. | Nov. | Dec. |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Igm | 157.5 | 170.6 | 209.9 | 208.6 | 212.6 | 191.2 | 173.7 | 166.9 | 163.9 | 175.7 | 154.7 | 144.7 |
| Er/jour | 5.25 | 5.69 | 6.99 | 6.95 | 7.05 | 6.37 | 5.79 | 5.56 | 5.46 | 5.86 | 5.75 | 4.81 |

Les modules étant inclinés, il faut trouver la composante $G(\beta)$ de cette irradiation journalière moyenne sur le plan des modules par la formule suivante [10] :

$$G(\beta) = \frac{D}{2} [(1 + \cos(\beta)) + \rho(1 - \cos(\beta))] + S \frac{\sin(h+\beta)}{\sin(h)} \quad (5.10)$$

β : l'angle d'inclinaison du plan des panneaux, pris égal à la latitude du lieu, pour notre cas l'orientation optimale est $\beta = L = 14^\circ$.

ρ : Facteur de réflexion du sol vis-à-vis du rayonnement solaire, sa valeur est donnée dans l'**annexe AV.1**, on adopte la valeur $\rho = 0.2$ (terre sableuse).

h : L'élévation du soleil avec $h = \frac{\pi}{2} + \delta - L$.

D : l'irradiation diffuse journalière moyenne donnée par la relation suivante :

$$D = \{0.775 + 0.00606. (\omega_1 - 90^\circ) - [0.505 + 0.0455. (\omega_1 - 90^\circ)]. \cos(115. K_T - 103^\circ)\}. G \quad (5.11)$$

$$K_T = \frac{G}{G_o}$$

G_o : L'irradiation journalière sur un plan horizontal placé au dessus de l'atmosphère

$$G_o = \frac{G}{0.29 \times \cos(L) + 0.52 \sigma} \quad (5.12)$$

en zone tropicale

σ : Taux d'insolation, c'est-à-dire le rapport entre la durée effective (SS) et la durée maximale d'insolation SS_o

$$\sigma = \frac{SS}{SS_o} \quad (5.13)$$

Pour un site dégagé la durée maximale d'insolation SS_o est pris égale à la durée du jour calculée par la formule

$$SS_o = 12 - \frac{\omega_1}{15} \quad (5.14)$$

La durée effective d'ensoleillement pour le mois de Décembre (le mois le plus défavorable) est 7.1 h.

La connaissance de D et de G permet d'en déduire l'irradiation directe sur une surface horizontale S par :

$$S = G - D \quad (5.15)$$

Les différents calculs sont présentés sous forme de tableau avec : $\beta = 14^\circ$ et $\rho = 0.2$

Tableau V.2 : Irradiation globale journalière sur un plan incliné de $\beta= 14^\circ$

| δ | Jour | h | ω | G | SSo | σ | Go | KT | D | S | ρ | G(β) |
|----------|------|--------|----------|------|--------|----------|---------|---------|-------|-------|--------|--------------|
| -22,0 | 335 | 53,961 | 1,672 | 4,81 | 11,889 | 0,59721 | 2,84726 | 1,68934 | 3,977 | 0,833 | 0,2 | 4,885 |
| -22,2 | 336 | 53,826 | 1,673 | 4,81 | 11,888 | 0,59722 | 2,84726 | 1,68934 | 3,979 | 0,831 | 0,2 | 4,885 |
| -22,3 | 337 | 53,698 | 1,673 | 4,81 | 11,888 | 0,59722 | 2,84727 | 1,68934 | 3,980 | 0,830 | 0,2 | 4,886 |
| -22,4 | 338 | 53,577 | 1,674 | 4,81 | 11,888 | 0,59722 | 2,84727 | 1,68933 | 3,981 | 0,829 | 0,2 | 4,886 |
| -22,5 | 339 | 53,462 | 1,674 | 4,81 | 11,888 | 0,59722 | 2,84728 | 1,68933 | 3,982 | 0,828 | 0,2 | 4,887 |
| -22,6 | 340 | 53,354 | 1,675 | 4,81 | 11,888 | 0,59722 | 2,84728 | 1,68933 | 3,983 | 0,827 | 0,2 | 4,887 |
| -22,7 | 341 | 53,253 | 1,675 | 4,81 | 11,888 | 0,59723 | 2,84729 | 1,68933 | 3,984 | 0,826 | 0,2 | 4,887 |
| -22,8 | 342 | 53,158 | 1,676 | 4,81 | 11,888 | 0,59723 | 2,84729 | 1,68932 | 3,985 | 0,825 | 0,2 | 4,888 |
| -22,9 | 343 | 53,070 | 1,676 | 4,81 | 11,888 | 0,59723 | 2,84730 | 1,68932 | 3,986 | 0,824 | 0,2 | 4,888 |
| -23,0 | 344 | 52,989 | 1,677 | 4,81 | 11,888 | 0,59723 | 2,84730 | 1,68932 | 3,987 | 0,823 | 0,2 | 4,888 |
| -23,1 | 345 | 52,915 | 1,677 | 4,81 | 11,888 | 0,59723 | 2,84730 | 1,68932 | 3,988 | 0,822 | 0,2 | 4,889 |
| -23,2 | 346 | 52,847 | 1,678 | 4,81 | 11,888 | 0,59723 | 2,84731 | 1,68932 | 3,988 | 0,822 | 0,2 | 4,889 |
| -23,2 | 347 | 52,787 | 1,678 | 4,81 | 11,888 | 0,59723 | 2,84731 | 1,68931 | 3,989 | 0,821 | 0,2 | 4,889 |
| -23,3 | 348 | 52,733 | 1,678 | 4,81 | 11,888 | 0,59723 | 2,84731 | 1,68931 | 3,989 | 0,821 | 0,2 | 4,889 |
| -23,3 | 349 | 52,686 | 1,678 | 4,81 | 11,888 | 0,59724 | 2,84731 | 1,68931 | 3,990 | 0,820 | 0,2 | 4,890 |
| -23,4 | 350 | 52,646 | 1,679 | 4,81 | 11,888 | 0,59724 | 2,84731 | 1,68931 | 3,990 | 0,820 | 0,2 | 4,890 |
| -23,4 | 351 | 52,613 | 1,679 | 4,81 | 11,888 | 0,59724 | 2,84732 | 1,68931 | 3,991 | 0,819 | 0,2 | 4,890 |
| -23,4 | 352 | 52,587 | 1,679 | 4,81 | 11,888 | 0,59724 | 2,84732 | 1,68931 | 3,991 | 0,819 | 0,2 | 4,890 |
| -23,4 | 353 | 52,568 | 1,679 | 4,81 | 11,888 | 0,59724 | 2,84732 | 1,68931 | 3,991 | 0,819 | 0,2 | 4,890 |
| -23,4 | 354 | 52,556 | 1,679 | 4,81 | 11,888 | 0,59724 | 2,84732 | 1,68931 | 3,991 | 0,819 | 0,2 | 4,890 |
| -23,4 | 355 | 52,550 | 1,679 | 4,81 | 11,888 | 0,59724 | 2,84732 | 1,68931 | 3,991 | 0,819 | 0,2 | 4,890 |
| -23,4 | 356 | 52,552 | 1,679 | 4,81 | 11,888 | 0,59724 | 2,84732 | 1,68931 | 3,991 | 0,819 | 0,2 | 4,890 |
| -23,4 | 357 | 52,560 | 1,679 | 4,81 | 11,888 | 0,59724 | 2,84732 | 1,68931 | 3,991 | 0,819 | 0,2 | 4,890 |
| -23,4 | 358 | 52,576 | 1,679 | 4,81 | 11,888 | 0,59724 | 2,84732 | 1,68931 | 3,991 | 0,819 | 0,2 | 4,890 |
| -23,4 | 359 | 52,598 | 1,679 | 4,81 | 11,888 | 0,59724 | 2,84732 | 1,68931 | 3,991 | 0,819 | 0,2 | 4,890 |
| -23,4 | 360 | 52,628 | 1,679 | 4,81 | 11,888 | 0,59724 | 2,84732 | 1,68931 | 3,990 | 0,820 | 0,2 | 4,890 |

| | | | | | | | | | | | | |
|-------|-----|--------|-------|------|--------|---------|---------|---------|-------|-------|-----|-------|
| -23,3 | 361 | 52,664 | 1,679 | 4,81 | 11,888 | 0,59724 | 2,84731 | 1,68931 | 3,990 | 0,820 | 0,2 | 4,890 |
| -23,3 | 362 | 52,707 | 1,678 | 4,81 | 11,888 | 0,59724 | 2,84731 | 1,68931 | 3,990 | 0,820 | 0,2 | 4,890 |
| -23,2 | 363 | 52,757 | 1,678 | 4,81 | 11,888 | 0,59723 | 2,84731 | 1,68931 | 3,989 | 0,821 | 0,2 | 4,889 |
| -23,2 | 364 | 52,814 | 1,678 | 4,81 | 11,888 | 0,59723 | 2,84731 | 1,68932 | 3,989 | 0,821 | 0,2 | 4,889 |
| -23,1 | 365 | 52,878 | 1,677 | 4,81 | 11,888 | 0,59723 | 2,84730 | 1,68932 | 3,988 | 0,822 | 0,2 | 4,889 |

La valeur moyenne de $G(\beta)$ pour le mois de décembre est : 4.889 kWh/jour. A partir de cette valeur nous pouvons calculer les caractéristiques suivantes :

▪ **La température moyenne d'opération des cellules (T_c)**

$$T_c = T_a + \frac{G(\beta)}{7.1} \frac{NOCT-20}{800} \quad (5.16)$$

T_a : Température ambiante en ($^{\circ}C$)

NOCT : Température nominale d'opération des modules

▪ **Le rendement moyen des modules (η_m)**

$$\eta_m = \eta_o \left[1 - \frac{\gamma(T_c - 25)}{100} \right] \quad (5.17)$$

η_o : Le rendement des modules sous STC « Standard test conditions »

γ : La variation du rendement des modules en ($\%/^{\circ}C$)

▪ **Nombre de cellules en série N_{ms} :**

$$N_{ms} = \frac{V_{ec}}{V_m} \quad (5.18)$$

V_{ec} : Tension nominale d'entrée du convertisseur

V_m : Tension nominale des modules

▪ **Nombre de branches parallèles N_{bp}**

$$N_{bp} = INT \left[FS \cdot \frac{Ec/j}{G(\beta) \cdot \eta_m \cdot \eta_c \cdot S_{cel} \cdot N_{ms}} \right] \quad (5.19)$$

INT : Partie entière de l'expression entre parenthèses

FS : Facteur de sécurité généralement pris égale à 1.1

S_{cel} : Surface d'un module ;

▪ **Surface totale du générateur A**

$$A = N_{ms} \cdot N_{bp} \cdot S_{cel} \quad (5.20)$$

N_{ms} , N_{bp} et S_{cel} définis précédemment.

La taille du système étant de 223.2 kWh/jour. On peut calculer ses paramètres maintenant :

Nous allons prendre des modules BP 3160 qui sont utilisés principalement dans les résidences ou les buildings et l'industrie, à cause de leur bon rendement de 14.5%. Leurs caractéristiques sont consignées sur le tableau en **annexe AV.2**.

$$T_c = 20 + \frac{4.889 \times 1000}{7.1} \frac{47-20}{800} = 43.24 \text{ } ^\circ C$$

Connaissant T_c on calcule η_m

$$\eta_m = 14.5 \times \left[1 - \frac{0.05(43.24-25)}{100} \right] = 14.37 \%$$

En prenant un convertisseur de type GCI de Bp solar dont les tensions d'entrées varient de 275 à 550 VDC, le nombre de modules à mettre en série est :

$$N_{ms} = \frac{V_{ec}}{V_m} = \frac{550}{35.1} = 16 \quad \text{Modules en série.}$$

Par conséquent, nous obtenons pour le nombre de branches en parallèles

$$N_{bp} = INT \left[1.1 \left(\frac{223.2}{4.889 \times 0.1437 \times 0.95 \times 1.5625 \times 16} \right) \right] = 15 \quad \text{Branches en parallèles}$$

Ce qui correspond à une surface totale de :

$$A = 15 \times 16 \times 1.5625 = 375 \text{ m}^2$$

V.1.4.5 Choix des onduleurs DC/AC

Notre choix portera sur les onduleurs connexion réseau de type GCI 3500 de Bp solar. En effet, ce type de convertisseur est spécialement conçu pour la connexion au réseau de distribution. Il permet le raccordement d'une ou de deux branches de modules DC et une sortie AC. Ils ont un rendement maximum supérieur à 93%. Il offre aussi la possibilité de lecture des paramètres de fonctionnement tension et courant des panneaux, tension et fréquence de distribution, courant et puissance de sortie, rendement et l'état de l'onduleur pour la télé contrôle. Ce type protège aussi le système contre les sur/sous fréquence ainsi que les sur/sous tension. La taille de la charge étant 13 kW (majoration de 20 %) et que la gamme d'onduleurs GCI 3500 disponible ne délivrant pas une puissance supérieure à 2.200 kW, il est nécessaire de mettre en parallèle plusieurs sous générateurs constitués du même nombre de modules en série mais d'un nombre de branches parallèles qui dépend du courant maximum admissible par le convertisseur. En effet, la tension et le courant à l'entrée des bornes de l'onduleur sont respectivement :

$$V_{ec} = N_{ms} \cdot V_m$$

$$I_{ec} = N_{bp} \cdot I_m$$

Sachant que le courant maximal admissible par le convertisseur est de :

$$I_{ecmax} = \frac{2200}{275} = 8 \text{ A} \text{ et que le courant maximum délivré par un module est de}$$

$$I_{mmax} = \frac{160}{35.1} = 4.55 \text{ A, nous pouvons mettre 2 branches de 16 modules en série par sous générateur.}$$

En calculant le nombre optimal d'onduleurs à placer en parallèle par la formule (5.21) suivant, nous pouvons en déduire le nombre de sous générateurs.

$$N_{ond} = \frac{P_c}{\eta_c \cdot P_{ond}} \tag{5.21}$$

P_c : Puissance consommée (W)

η_c : Rendement du convertisseur

P_{ond} : Puissance d'un onduleur (W)

$$N_{ond} = \frac{13000}{0.95 \times 2200} = 7 \quad \text{Onduleurs en parallèles}$$

V.1.4.6 Choix des batteries accumulateurs

Les batteries sont destinées à secourir en cas de coupure d'électricité,

Elles sont chargées par le générateur et restituent l'énergie stockée à travers les onduleurs en cas de coupure d'électricité. La charge totale à secourir est de 223.2 kWh/jour.

En prenant une autonomie de 2 jours pour tenir compte d'éventuelles coupures de longues durées, nous pouvons calculer la capacité totale du parc des batteries de secours par :

$$C = \frac{N_j \cdot E_{sj}}{d_p \cdot V_{bp}} \quad (5.22)$$

N_j : Nombre de jours d'autonomie des batteries (en jours)

E_{sj} : Charge totale à secourir (en Wh/jour)

d_p : Coefficient de décharge profonde

V_{bp} : La tension nominale d'entrée des batteries (en V) D'après la formule (5.22) on a :

$$C = \frac{2 \times 223.2 \times 1000}{0.7 \times 48} = 13285.7 \text{ Ah}$$

V.1.4.7 Calcul des câbles de connexion

Dans le dimensionnement des conducteurs d'une installation photovoltaïque, on doit faire de sorte que les pertes ohmiques soient minimales ou, ce qui revient au même on devra optimiser la section du conducteur de sorte que la chute de tension qui se produira entre les extrémités soient minimales. Si on tient compte de la tension du système dans le cas de conducteurs en cuivre la section nécessaire sera calculée suivant la formule suivante :

$$S = \frac{2L \cdot I}{56 \cdot (V_A - V_B)} \quad (5.23)$$

S : Section du conducteur (mm^2)

L : Longueur du câble (m)

I : Intensité maximal admissible (A)

$V_A - V_B$: Chute de tension maximale (%)

Etant donné que la section des câbles calculée doit être telle que les chutes maximales de tension entre eux, par rapport à la tension de travail soient inférieures aux limites recommandées suivantes :

V.2 ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DU GENERATEUR EOLIEN

Avec la diminution du stock mondial d'hydrocarbures, la demande énergétique sans cesse croissante, la crainte d'une pollution de plus en plus envahissante, l'énergie éolienne revient au premier plan de l'actualité.

Dans ce qui suit nous aborderons l'étude des paramètres qui entrent dans la production d'énergie éolienne pour dimensionner les différentes parties de l'éolienne. L'éolienne sera dimensionnée pour fournir une puissance standard de 1 kW. En fonction des dimensions que doit prendre l'éolienne, on décidera ensuite du nombre d'aérogénérateurs de cette même puissance individuelle à installer pour la recharge des batteries accumultrices.

V.2.1 Le vent

L'action des différences de pressions atmosphériques continuellement variables sur la terre, provoque le déplacement de l'air en permanence. Le courant correspondant à ce déplacement constitue le vent.

Le vent se caractérise par sa direction et sa vitesse. Il souffle des zones de hautes pressions vers les zones de basses pressions. La rotation de la terre influe sur sa direction en fonction de la latitude.

On repère la direction du vent à l'aide une girouette et sa vitesse est mesurée par un anémomètre.

Le vent est plus fort sur les océans que sur les continents. Il résulte que les zones les plus favorables pour la production d'énergie éolienne se situent sur les continents en proximité des côtes.

Le vent varie en vitesse et en direction au cours de l'année. Il subit également des fluctuations journalières dues à des effets convectifs. Ces variations induisent la brise marine.

Ligne champ photovoltaïque –batteries : 3%

Ligne champ photovoltaïque –convertisseur : 1%

Ligne principale : 3%

Ligne principale-appareils –batteries : 5%

Ligne principale-éclairage –batteries : 3%

Les sections des différents câbles peuvent être déterminées par (5.23) :

- Section de câble reliant les panneaux aux convertisseurs si on suppose une longueur maximale de 10 m.

$$S = \frac{2 \times 10 \times 4}{56.1} = 1.43 \text{ mm}^2$$

Soit un câble de section 2.5 mm²

- Section des câbles reliant le champ PV aux batteries si on admet une longueur maximum de 20 m

$$S = \frac{2 \times 20 \times 4}{56.3} = 0.952 \text{ mm}^2$$

Soit une section de câble de 1.5 mm²

- Section des câbles reliant les onduleurs au tableau de distribution si on admet une longueur maximale de 20 m

$$S = \frac{2 \times 20 \times 4}{56.3} = 0.952 \text{ mm}^2$$

La vitesse du vent varie en fonction de l'altitude suivant la relation [13] :

$$\frac{v}{v_o} = \left(\frac{H}{H_o}\right)^n \quad (5.24)$$

V : vitesse à l'altitude H

V_o : vitesse à l'altitude H_o , en pratique on prend $H_o = 10m$ et $0.1 \leq n \leq 0.4$

On aura intérêt à placer le moteur éolien le plus haut possible .

V.2.2 Notion d'aérodynamique

Les éoliennes sont classées en deux catégories :

- les éoliennes à axe vertical
- les éoliennes à axe horizontal

Les éoliennes à axe horizontal constitueront l'objet de notre étude dans ce suit.

Albert BETZ (1919) considère un moteur éolien placé dans un air animé à l'infini amont d'une vitesse V_1 et à l'infini aval d'une vitesse $V_2 < V_1$.

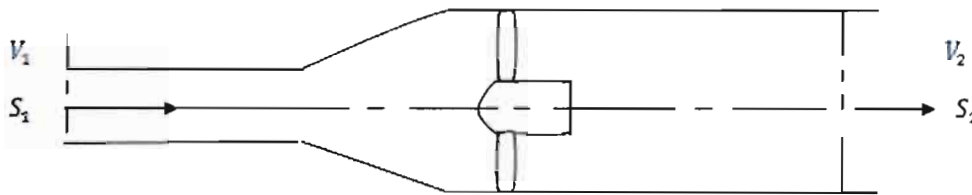


Figure V.7 : Schématisation du moteur éolien [13]

En désignant par V la vitesse à la traversée des pales, on a d'après l'équation de continuité :

$$\rho_1 S_1 V_1 = \rho S V = \rho_2 S_2 V_2 \quad (5.25)$$

En considérant l'air incompressible $\rho_1 = \rho = \rho_2$ on obtient :

$$S_1 V_1 = S V = S_2 V_2 \quad (5.26)$$

La force exercée par les pales sur l'air est donnée, d'après Euler par [13] :

$$F = \rho Q(V_1 - V_2) = \rho S V(V_1 - V_2) \quad (5.27)$$

Q le débit et ρ la masse volumique de l'air = 1.25 kg/m³

La puissance absorbée par la force F est [13] :

$$P = \rho S V^2(V_1 - V_2) \quad (5.28)$$

Cette puissance est égale à la variation de l'énergie cinétique ΔE_C :

$$\frac{1}{2} \rho S V(V_1^2 - V_2^2) = \rho S V^2(V_1 - V_2) \quad (5.29)$$

De la relation (5.29) on tire :

$$V = \frac{V_1 + V_2}{2} \quad (5.30)$$

Ce qui donne d'après (5.27) et (5.30) :

$$F = \frac{1}{2} \rho S(V_1^2 - V_2^2) \quad (5.31)$$

$$P = \frac{1}{4} \rho S(V_1^2 - V_2^2)(V_1 + V_2) \quad (5.32)$$

Etudions la variation de P en fonction de V_2 , pour cela on calcule $\frac{dP}{dV_2}$

$$\frac{dP}{dV_2} = \frac{1}{4} \rho S(V_1^2 - 2V_2V_1 - 3V_2^2) = 0 \quad (5.33)$$

On a deux solutions $V_2 = -V_1$ (aucun sens physique) et $V_2 = \frac{1}{3}V_1$ (correspond à P_{max})

$$P_{max} = \frac{8}{27} \rho S V_1^3 \quad \rho = 1.25 \text{ kg/m}^3 \quad (5.34)$$

$$P_{max} = 0.37 S V_1^3 \text{ Est la formule de BETZ} \quad (5.35)$$

$$P_{max} = \frac{8}{9} \left(\frac{1}{3} \rho S V_1^3 \right) = \frac{8}{9} \left(\frac{1}{2} \rho S_1 V_1^3 \right) = \frac{8}{9} E_{max} \quad (5.36)$$

La puissance maximale est toujours inférieure à l'énergie maximale E_{max} susceptible d'être recueillie.

La variation de la pression Δp à la traversée des pales est donnée par :

$$F = \frac{1}{2} \rho S (V_1^2 - V_2^2) = S \Delta p \quad (5.37)$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho (V_1^2 - V_2^2) \quad (5.38)$$

V.2.3 Aérodynamique de l'aile de l'éolienne : définition et caractéristiques géométriques

L'élément principal de l'éolienne est l'aile. Il faut bien comprendre son fonctionnement pour pouvoir dimensionner de façon optimale ses principales dimensions.

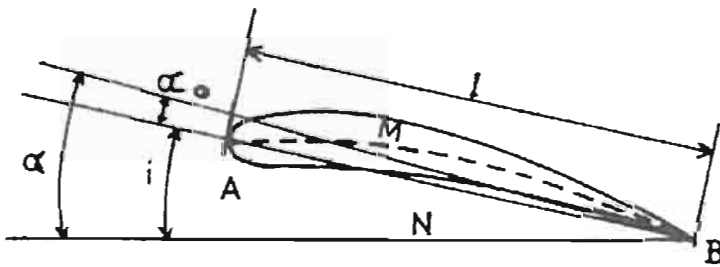


Figure V.8 : Représentation de l'aile [13]

▪ Définition

- Bord d'attaque : les points les plus éloignés de B
- Bord de fuite : les points les plus proches de B
- AB : corde du profil
- Angles d'incidence du profil : c'est l'angle i formé par la corde de ce profil et la direction de la vitesse relative
- Angle de portance nulle : c'est l'angle α_0 pour lequel la portance d'un profil est nulle
- Angle de portance : c'est l'angle α de la vitesse relative avec la direction de portance nulle . $i = \alpha + \alpha_0$ et $\alpha = i - \alpha_0$.
- largeur du profil

▪ **Action de l'air sur l'aile en mouvement**

L'action de l'air sur l'aile se traduit par une force résultante F oblique donnée par :

$$F = \frac{1}{2} C_r \rho V^2 S \quad (5.39)$$

ρ : Masse volumique de l'air

C_r : Un coefficient sans dimension appelé coefficient aérodynamique total

S : Surface caractéristique du corps.

En projetant F sur les axes suivant V on a F_x et perpendiculairement à V on obtient F_z :

$$F_x = \frac{1}{2} C_x \rho V^2 S \quad \text{et} \quad F_z = \frac{1}{2} C_z \rho V^2 S \quad (5.40)$$

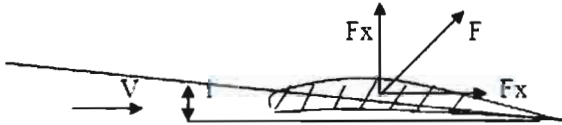


Figure V.9 Action sur l'aile

D'après Pythagore :

$$F_x^2 + F_z^2 = F^2 \quad \text{D'où} \quad C_x^2 + C_z^2 = C_r^2$$

Le coefficient de moment C_m est donné par

$$M = \frac{1}{2} C_m \rho V^2 S l \quad (5.41)$$

M : moment de la résultante par rapport au bord d'attaque et l la largeur

C_x et C_z : donnés par les polaires d'ailes en fonction de i (Figure V.10)

Le coefficient de la portance par la trainée est appelée finesse

$$f = \frac{C_z}{C_x} = \text{tg}\theta \quad (5.42)$$

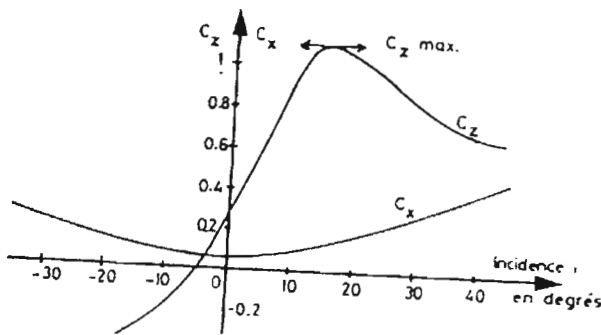


Figure V.10 Variation de C_x et C_z en fonction de

V.2.4 Aérodynamique de l'hélice : définition et caractéristiques géométriques

L'hélice est constitué d'un certains nombre de pales.

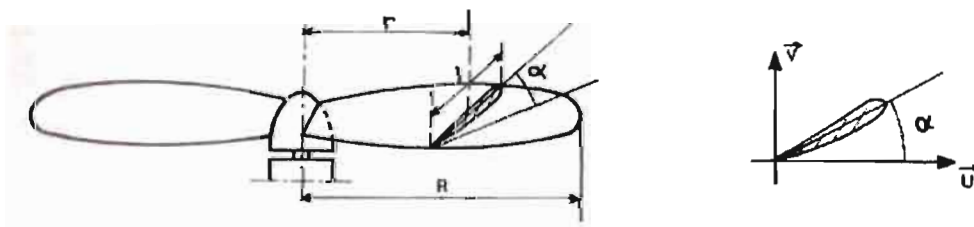


Figure V.11 Caractéristiques géométriques de l'hélice [13]

▪ Définition

- Axe de l'hélice : axe de rotation de l'hélice
- Diamètre de l'hélice : diamètre du cercle balayé par les pales.
- Axe d'une pale : l'axe longitudinal autour duquel on peut faire varier l'inclinaison de la pale par rapport au plan de rotation de l'hélice ,
- Profil d'une pale : la section de la pale par un cylindre ayant pour axe, l'axe de l'hélice. Le profil de la pale varie avec la distance à l'axe de l'hélice r .
- Angle de calage d'un profil : c'est l'angle α que fait la corde du profil avec le plan de rotation de l'hélice.

- Pas d'une hélice : le pas d'une section ou d'un profil situé à la distance r de l'axe est égal H dont avancerait pour une rotation de un tour une hélice à pas constant se vissant exactement dans l'air.

$$H = 2\pi r t g \alpha \quad (5.43)$$

▪ Action de l'air sur l'élément de pale

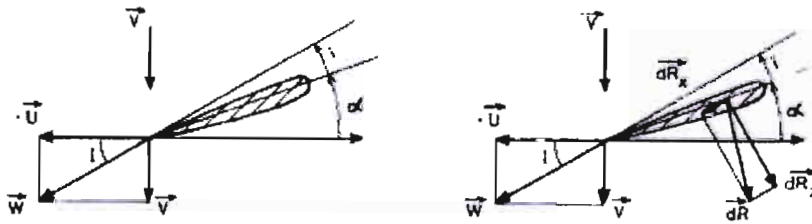


Figure V.12 : Action de l'air sur l'élément de pale [13]

On isole la section d'une pale (**Figure V.12**).

$$\vec{W} = \vec{V} - \vec{U} \quad (5.44)$$

$U = 2\pi r N$ vitesse tangentielle de l'hélice

$i = I - \alpha$ i est l'angle d'incidence

I est l'angle entre W et le plan de rotation de l'hélice. En considérant l'élément de la pale de largeur dr à la distance r de l'axe de l'hélice. La force aérodynamique dR s'exerçant sur cet élément se décompose en dR_x et dR_z suivant la direction de W et l'orthogonale.

dR_x est la portance et dR_z est la trainée.

En projetant dR suivant la direction de V dirigée selon l'axe de l'hélice, on obtient dF

$$dF = dR_z \cos I + dR_x \sin I \quad (5.45)$$

Calculons le moment dM de la force dR par rapport à l'axe de l'hélice.

$$dM = r(dR_z \sin I - dR_x \cos I) \quad (5.46)$$

$$\text{Or } dR_x = \frac{1}{2} C_x \rho W^2 dS \text{ et } dR_z = \frac{1}{2} C_z \rho W^2 dS$$

dS est la surface de l'élément de pale.

$$dF = \frac{1}{2} \rho W^2 dS (C_x \sin l + C_z \cos l) \quad (5.47)$$

$$dM = \frac{1}{2} \rho W^2 r dS (C_z \sin l - C_x \cos l) \quad (5.48)$$

On définit la puissance élémentaire par la formule (5.49)

$$dP = \omega dM = \frac{1}{2} \rho \omega W^2 r dS (C_z \sin l - C_x \cos l) \quad (5.49)$$

avec C_z et C_x donnés par la polaire (**Figure V10**)

La poussée axiale totale F exercée par le vent sur l'éolienne et le couple moteur C produit s'obtiennent en additionnant respectivement toutes les forces dF et tous les couples.

La puissance totale fournie par le vent est :

$$P = \sum dF \cdot V = FV \quad (5.50)$$

La puissance utile sur l'arbre :

$$P_u = M\omega \quad (5.51)$$

Le rendement de l'hélice est donc

$$\eta = \frac{P_u}{P} = \frac{M\omega}{FV} \quad (5.52)$$

En pratique on définit les coefficients de poussée axiale C_F , de moment C_m et de puissance C_p

$$C_F = \frac{2F}{\rho V^2 S} \quad C_m = \frac{2M}{\rho V^2 S R} \quad C_p = \frac{2M}{\rho V^3 S} \quad (5.53)$$

C_p et C_m sont donnés en fonction λ_o (vitesse spécifique)

$$\lambda_o = \frac{U_o}{V}$$

Avec :

$U_o = R\omega$: vitesse du bout de la pale

V : vitesse du vent

$$C_p = C_m \cdot \lambda_o \quad (5.54)$$

V.2.5 Dimensionnement de l'éolienne

Pour le choix de l'éolienne, on prend une éolienne rapide dont les données de base sont :

- Nombre de pales : 3 (pour une éolienne rapide le nombre de pales varie de 2 à 4)
- Puissance de chaque aérogénérateur : 1 kW
- Vitesse spécifique $\lambda_o = 7$ (vitesse spécifique optimale pour une éolienne rapide)
- Fréquence du réseau de la SENELEC : $f = 50 \text{ Hz}$
- Vitesse de rotation de l'alternateur : $N = 1500 \text{ tr/mn}$
- Rendement global (alternateur+ multiplicateur) : $\eta = 80\%$
- Vitesse moyenne du vent sur les plages : 5 m/s

V.2.5.1 Calcul du diamètre de l'éolienne

En admettant que l'alternateur et le système de multiplication aient un rendement de 80%, la puissance qui devra être fournie sur l'arbre par vent de 5m/s devra être égale à P.

$$P = \frac{1}{0.8} = 1.25 \text{ kW} \quad (5.55)$$

En appliquant la relation $P_{max} = 0.2D^2V^3$

Ce qui donne la puissance maximale susceptible d'être fournie par une éolienne rapide, on obtient le diamètre [13] :

$$D = \sqrt{\frac{P}{0.2V^3}} = \sqrt{\frac{1000}{0.2 \times 125}} = 6.32 \text{ m} \quad (5.56)$$

V.2.5.2 Valeur de la vitesse de rotation

Le rendement doit être maximal pour $\lambda_o = 7$ ce qui correspond à une vitesse [13]:

$$N = \frac{\lambda_o V}{\pi D} = \frac{7 \times 5}{\pi \times 6.23} = 1.79 \text{ tr/s} = 107.3 \text{ tr/min} \quad (5.57)$$

V2.5.3 Rapport de multiplication

L'alternateur devant tourner à une vitesse de 1500 tr/min, nous adopterons, pour le rapport de multiplication de la vitesse de rotation entre l'éolienne et le générateur, la valeur :

$$k = \frac{1500}{107.3} = 14 \quad (5.58)$$

V2.5.4 Calcul des pales

La partie la plus essentielle d'une éolienne est constituées par les pales. C'est pourquoi leur dimensionnement pose le problème de l'étude aérodynamique de la pale, le choix du profil, la largeur du profil, le calage et le nombre de pales.

Pour construire l'hélice, il faut fixer la largeur du profil des pales en fonction de leur distance à l'axe de rotation ainsi que l'angle de calage.

On désigne par :

- p : le nombre de pales de l'éolienne, dans notre cas $p = 3$
- l : la largeur de la pale en m
- R : rayon de l'hélice en m
- α : l'angle de calage du profil en $^\circ$
- i : angle d'incidence du profil en $^\circ$
- λ_0 : vitesse spécifique à $r = R$ ($\lambda_0 = 7$)
- λ : vitesse spécifique à r ($\frac{\lambda}{\lambda_0} = \frac{r}{R}$)
- I : l'angle d'inclinaison en $^\circ$
- Cz : coefficient de portance
- Cx : coefficient de trainée
- k : un coefficient lié aux vitesses $k = \frac{V_2}{V_1}$

Les relations donnant les angles d'inclinaison I et la quantité $Czpl/r$ en fonction de ces paramètres sont respectivement [13] :

$$Cotgl = \lambda_e = \lambda \frac{1+h}{1+k} \quad (5.59)$$

$$\frac{Czpl}{r} = \frac{8\pi(1-k)}{(1+k)\lambda_e\sqrt{1+\lambda_e^2}} \quad (5.60)$$

Les relations précédentes permettent de calculer $Czpl/r$ et I pour être dans les conditions optimales de fonctionnement. La connaissance de ces quantités permet de fixer à chaque instant la largeur des pales et l'angle de calage du profil ($\alpha = I - i$).

Les quantités λ_e , k , h , C_p , $Czpl/r$ et I sont données dans l'**annexe AV.3** pour les valeurs de λ variant de 0.1 à 10.

Nous adopterons pour la construction des pales, le **profil NACA 23015**. La variation des coefficients de portance et de trainée de ce profil en fonction de l'incidence sont données par les relations suivantes [13] :

$$C_z(i) = 0.1 + 0.11i \text{ pour } i < 10^\circ \quad (5.61)$$

$$C_z(i) = 1.5 - 0.0188(i - 14)^2 \text{ pour } 10^\circ < i < 15^\circ \quad (5.62)$$

$$C_x(i) = 0.007 + 0.0055(C_z(i) - 0.2)^2 \text{ pour } i < 10^\circ \quad (5.63)$$

$$C_x(i) = 0.0125 + 0.16(C_z(i) - 1.1)^2 \text{ pour } i > 10^\circ \quad (5.64)$$

L'incidence optimale pour ce type de profil est de l'ordre de 6° .

Nous choisirons comme loi de variation de l'angle d'incidence en fonction de la distance de l'axe, l'expression [13]:

$$i = 12.75 - 7.5 \frac{r}{R} \quad (5.65)$$

L'angle d'incidence varie donc de 5.25° à l'extrémité de la pale ($r = R$), à 12° à la distance $r=0.1R$ de l'axe. De cette façon, on est assuré d'avoir un rendement convenable du fait que les incidences choisies se situent dans la partie montante de la polaire.

La détermination des angles d'inclinaison I , de la quantité $Czpl/r$ et de la largeur $l(m)$ a été effectuée dans le **Tableau V.3**.

Tableau V.3 Calcul de la largeur des pales

| r/R | λ_0 | λ | I° | i° | α | Cz | $Czpl/r$ | l en m |
|-------|-------------|-----------|-----------|-----------|----------|-------|----------|-----------|
| 0,1 | 7 | 0,7 | 36,672 | 12 | 24,672 | 1,425 | 4,975 | 0,3677427 |
| 0,2 | 7 | 1,4 | 23,69 | 11,25 | 12,44 | 1,358 | 2,12 | 0,3288758 |
| 0,3 | 7 | 2,1 | 16,98 | 10,5 | 6,48 | 1,27 | 1,095 | 0,2724567 |
| 0,4 | 7 | 2,8 | 13,1 | 9,75 | 3,35 | 1,172 | 0,654 | 0,2351126 |
| 0,5 | 7 | 3,5 | 10,63 | 9 | 1,63 | 1,09 | 0,431 | 0,2082508 |
| 0,6 | 7 | 4,2 | 8,93 | 8,25 | 0,68 | 1,007 | 0,305 | 0,1914201 |
| 0,7 | 7 | 4,9 | 7,69 | 7,5 | 0,19 | 0,925 | 0,226 | 0,1801485 |
| 0,8 | 7 | 5,6 | 6,75 | 6,75 | 0 | 0,842 | 0,174 | 0,1741378 |
| 0,9 | 7 | 6,3 | 6,01 | 6 | 0,01 | 0,76 | 0,138 | 0,1721368 |
| 1 | 7 | 7 | 5,42 | 5,25 | 0,17 | 0,677 | 0,112 | 0,174259 |

L'examen du tableau montre que la largeur de la pale diminue de façon régulière et progressive de l'axe vers l'extrémité. Cependant, on peut noter que l'angle de calage passe par un minimum pour $r = 0.8R$, puis croit ensuite. Pour éviter cette anomalie et faciliter la construction, on prend entre $r = 0.8R$ et l'extrémité de la pale $\alpha = 0$, ce qui nous amène à remplacer les deux dernière lignes du tableau V.3 par les suivantes.

Tableau V.4 Rectification de la largeur des pales .

| r/R | λ_0 | λ | I° | i° | α | Cz | $Czpl/r$ | l en m |
|-------|-------------|-----------|-----------|-----------|----------|-------|----------|-----------|
| 0,9 | 7 | 6,3 | 6,01 | 6,01 | 0 | 0,761 | 0,138 | 0,1719106 |
| 1 | 7 | 7 | 5,42 | 5,42 | 0 | 0,696 | 0,112 | 0,1695019 |

V.2.5.5 Calcul du rendement des pales

D'après Prandtl, le rendement des pales dans les conditions optimales est donné par [13] :

$$\eta_p = \left(1 - \frac{0.93}{-p \times \sqrt{0.445 + \lambda_o^2}}\right)^2 = \left(1 - \frac{0.93}{3 \times \sqrt{0.445 + 49}}\right)^2 \quad (5.66)$$

$$\eta_p = 91\%$$

V.2.5.6 Détermination des coefficients de moment et de puissance sur l'hélice

La figure V.13 permet de déterminer les coefficients de moment C_m et de puissance C_p

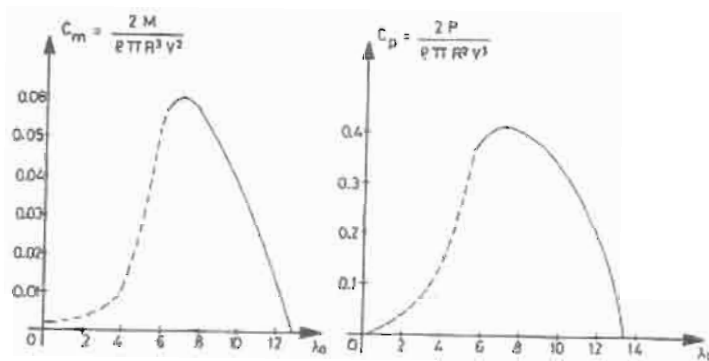


Figure V.13 : variation de C_m et C_p en fonction de λ_o

On a les caractéristiques suivantes :

$$C_m(\lambda_o) = 0.0636 \text{ et } C_p(\lambda_o) = 0.485$$

V.2.5.7 Dispositif d'orientation

Nous opterons :

- Soit pour un dispositif avec empennage

Le dimensionnement du système photovoltaïque et éolien nous a permis de déterminer les dimensions à donner à ces derniers pour assurer un fonctionnement optimal. Cependant il convient d'étudier la rentabilité économique et l'impact environnemental du générateur pour pouvoir juger de la pertinence de leur utilisation par rapport aux systèmes classiques.

PARTIE VI

ETUDE ECONOMIQUE ET ENVIRONNEMENTALE

VI.1 ETUDE ECONOMIQUE

L'analyse économique est indispensable pour quantifier la rentabilité du système afin de convaincre les investisseurs et les utilisateurs potentiels. A cette étape nous nous contenterons d'une analyse économique sommaire du système générateur vu la difficulté sur la détermination exacte des coûts inconnus tels que le coût d'aménagement et d'isolation du container, le coût d'acquisition du lieu d'implantation et le coût de main d'œuvre.

Afin de pouvoir juger de la compétitivité de l'énergie solaire PV et éolienne avec d'autres sources d'énergie et particulièrement la source de référence, il y a lieu d'évaluer un certain nombre de paramètres économiques et parmi les plus importants le coût du kWh produit par le système.

VI.1.1 Etude économique du système photovoltaïque

L'évaluation économique du système photovoltaïque passe par la détermination du coût de revient du kWh du système installé, il y a lieu d'identifier les différents coûts de durée de vie :

- **Coût initial C_{in}**

$$C_{in} = C_o + C_{PV} \cdot A + CF \cdot P_{VA} \cdot A \quad (6.1)$$

C_o : Coût divers (étude, transport, régulateur,...) = 15%(A.C_{PV})

C_{PV} : Coût du générateur PV installé (3000 FCFA /wc)

A : Taille du générateur PV (Wc)

P_{VA} : prix du VA onduleur installé (94 FCFA/Wh)

CF : facteur d'adaptation taille générateur et les onduleurs pris égal à 1,2

- **Coût d'opération et maintenance OM_{PV}**

$$OM_{PV} = OM_o \cdot M$$

OM_o : Coût de maintenance première année

La figure V.14 donne les dimensions caractéristiques de l'éolienne dans ce cas.

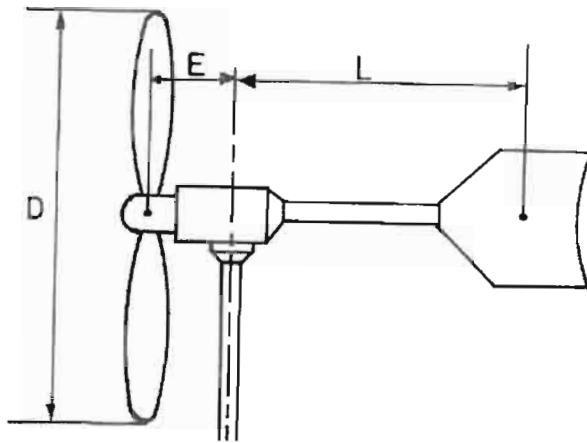


Figure V.14 : Empennage d'une éolienne [13]

Le diamètre D étant connu, en pratique on donne souvent à L [13]:

$$L = 0.6D = 3.792 \text{ m}$$

Pour une éolienne tripale la surface d'empennage s est donnée par :

$$s = 0.04 S = 0.04 \times \frac{\pi D^2}{4}$$

$$s = 0.4 \text{ m}^2$$

On prend en général :

$$E = \frac{L}{4} = 0.948 \text{ m}$$

- Soit pour un aérogénérateur à pales orientables disposées en dièdre avec hélice à l'aval du support, équipé d'un régulateur et d'un frein mécanique
- Soit pour un aérogénérateur à pales fixes disposés en dièdre également, avec hélice à l'aval du support, contrôlé par servomoteur électrique commandé par girouette, anémomètre et dynamo tachymétrique et équipé d'un frein mécanique et électrique

M : Facteur d'actualisation des coûts de maintenances

$$M = \frac{1+g_m}{k-g_m} \cdot \left[1 - \left(\frac{1+g_m}{1+k} \right)^N \right] \quad (6.2)$$

k : le taux d'escompte

g_m : Taux d'inflation des coûts de maintenance

N : durée de vie des (20ans pour le PV)

▪ **Coût de transport**

Le cout de transport est inclus dans C_o

▪ **Coût de remplacement des onduleurs**

$$O_{RV} = O_o \cdot R$$

O_o : coût initial des onduleurs (6.3)

R : Facteur d'actualisation du coût de remplacement des onduleurs

$$R = \left(\frac{1+g_r}{1+k} \right)^{\frac{N}{n+1}} \quad (6.4)$$

g_r : Taux d'inflation des coûts de remplacement

k : défini précédemment

n : durée de vie des onduleurs

▪ **Coût de durée de vie**

$$P_{PV} = C_{in} + OM_{PV} + O_{RPV} \quad (6.5)$$

O_{RPV} : Coût de remplacement des onduleurs

▪ **Coût du kWh_{PV}**

$$C_{kWhPV} = \frac{P_{PV}}{A.E_{PV}.N} \quad (6.6)$$

La taille de l'ensemble des générateurs installés est :

$$A (Wc) = \frac{5 \times 223.3 \text{ kWh/j}}{4.889 \times 4} = 57.092 \text{ kWc}$$

Le coût total des divers C_o est :

$$C_o = 0.15 \times 3000 \times 57092 (Wc) = 25\,691\,400 \text{ FCFA}$$

Ce qui permet de calculer le coût initial C_{in} par (6.1)

$$C_{in} = 25691400 + 57092 \times 3000 + 94 \times 223200 \times 1.2 = 222\,144\,360 \text{ FCFA}$$

Pour un facteur d'inflation g_m = 6%, le taux d'escompte k = 11% et la durée de vie de l'installation N = 20 ans, le facteur du coût d'opération et de maintenance est M peut être calculé par (6.2)

$$M = \frac{1+0.06}{0.11-0.06} \cdot \left[1 - \left(\frac{1+0.06}{1+0.11} \right)^{20} \right] = 12.76$$

On peut donc calculer le coût d'opération et de maintenance par (6.2)

$$OM_{pv} = 0.01 \times 222\,144\,360 \times 12.766 = 28\,358\,949 \text{ FCFA}$$

Pour une durée de vie des onduleurs n = 5 ans et g_r = 10%, le facteur de remplacement des onduleurs R (6.4) est :

$$R = \left(\frac{1+0.1}{1+0.11} \right)^{\frac{20}{5+1}} = 0.5$$

D'où le coût de remplacement des onduleurs est:

$$OR = PVA \times A \times R = 94 \times 223200 \times 0.4970 = 10\,427\,457.6 \text{ FCFA}$$

Par suite le coût de durée de vie est obtenu par (6.5)

$$P_{pv} = 222\,144\,360 + 28\,358\,949 + 10\,427\,457.6 = 260\,930\,766.6 \text{ FCFA}$$

Par conséquent le coût du kWh produit par le système photovoltaïque est (6.6):

$$C_{kWhPV} = \frac{P_{PV}}{A.E_{PV}.N}$$

$$A.E_{PV} = 223200 \times 365 = 81\,468\,000 \text{ Wh}$$

$$C_{kWhPV} = \frac{260\,930\,766.6}{20 \times 81\,468\,000} = 160 \text{ FCFA/kWh}$$

Le cout du kWh est donc 160 FCFA, largement supérieur au cout du kWh de la SENELEC qui est 94 FCFA .Le système photovoltaïque n'est pas financièrement rentable.

Mais l'étude d'un tel projet ne doit pas se limiter au calcul du coût du kWh. Pour pouvoir décider sur un tel projet il faut tenir compte d'autres critères tels que la valeur actuelle nette (VAN) du projet, du taux de rendement interne, le taux de rendement externe mais aussi de l'aspect positif des énergies renouvelables sur l'environnement.

VI.1.2 Etude économique du système éolien

Nous allons déterminer le cout du kWh éolien, pour voir si l'utilisation du système éolien est rentable. En supposant que nous avons installé des éoliennes de puissance 1 kW pour satisfaire les besoins électriques. La formule (6.7) donne le coût global actualisé du kWh :

$$CGA = \frac{I_u (K_a + K_{em})}{N_h} \quad (6.7)$$

N_h : nombre d'heures de fonctionnement annuelles équivalent à la puissance nominale. N_h est pratiquement proportionnel à la vitesse annuelle moyenne du vent sur le site. Pour une vitesse de 5 m/s on adopte $N_h =$ environ 1786.

I_u : investissement unitaire (700 000 FCFA/kW) pour une durée de vie de 15 ans.

K_a : coefficient d'actualisation (12%)

K : coefficient d'exploitation et entretien maintenance

K est égal aux dépenses annuelles rapportées à l'investissement initial (2%)

$$CGA = \frac{700000 (0.12 + 0.02)}{1786} = 55 \text{ FCFA/kWh}$$

Le cout du kWh éolien est inférieur au prix du kWh de la SENELEC qui est de 94 FCFA

Cependant, l'analyse économique ne doit pas se limiter au calcul du coût du kWh éolien. Il faut aussi étudier le critère de rentabilité pour un investisseur, le taux d'enrichissement relatif en capital (TEC) car ces deux critères sont aussi déterminants pour un tel projet

Le système éolien présente l'avantage d'avoir un coût en dessous du prix du kWh de la SENELEC. Cependant son utilisation est précaire à cause de la vitesse faible du vent cette vitesse peut souvent s'annuler sous certaines conditions climatiques. Ainsi l'utilisation du système photovoltaïque est plus sûr malgré son coût très élevé. Mais son avantage réside dans sa facilité de maintenance et son coût de maintenance presque inexistant une fois installée. Cependant les deux systèmes ont tous les deux des qualités sur le plan environnemental.

VI.2 ETUDE ENVIRONNEMENTALE

Au point de vue économique, les projets d'énergie photovoltaïque et éolienne ne sont pas toujours compétitifs par rapport aux solutions classiques d'électrification. Mais du point de vue environnemental, ils ont un impact positif :

- pas de dégagement de gaz nocifs tels que le CO₂, NO_x, SO_x .Ils ne contribuent pas par conséquent à l'augmentation des émissions de gaz à effet de serre.
- pas de coûts de sécurité pour la protection des installations comme c'est le cas des puits de pétrole ou des centrales nucléaires.
- ils concourent à gérer la raréfaction inéluctable des combustibles fossile (pétrole, gaz naturel,..)

Il y a lieu de citer d'autres avantages tout aussi importants que ceux précédents liés surtout au confort de l'utilisation :

- indépendance du système
- pas de bruits
- peu de maintenance (coût d'opération négligeable)
- pas de problème de transport

Vue l'importance de tels paramètres, on voit bien que pour décider d'un projet d'énergie renouvelable il faut tenir compte de la règle de décision suivante :

En considérant deux projets différents P1 et P2

P1 est préféré à P2 si

$$\frac{VAN1}{GES_{réd.}} > \frac{VAN2}{GES_{réd.}} \quad (6.8)$$

Avec :

$$GES = P_c \cdot \frac{c_o}{r+a} \quad (6.9)$$

P_c : prix de référence du carbone évité

r : taux d'actualisation

a : taux d'altération du carbone dans l'atmosphère

C_o : réduction sur un an

En actualisant on obtient :

$$GES = P_c \cdot \sum_{t=0}^{Te} \frac{C_t}{(1+r)^t} \quad (6.10)$$

C_t émission carbone en tonne ; T_e période de réduction

RECOMMANDATIONS

Ce présent travail n'est pas une étude exhaustive .Elle constitue une première phase de conception vu l'importance du projet. C'est pourquoi les autres points, qui n'ont pas pu être traités, non pas parce qu'ils sont moins importants, mais simplement par contrainte de temps, seront pris en charge dans la phase de réalisation concrète. Ainsi nos recommandations portent essentiellement sur :

- le choix des équipements frigorifiques annexes chez les constructeurs en tenant compte des dimensions que nous avons calculées.
- l'installation, contrainte de couplage des systèmes générateurs avec le réseau de la SENELEC éventuellement.
- l'estimation du coût global du projet
 - coût d'acquisition du container
 - coût de l'aménagement et isolation du container
 - coût de l'emplacement
 - coût total du matériel frigorifique (équipements+ main d'œuvre)
 - coût total de l'éolienne (matériels+main d'œuvre pour l'installation)
 - coût total du générateur photovoltaïque (matériels+main d'œuvre pour l'installation)
 - coût total de l'appareillage électrique (matériels+main d'œuvre pour l'installation)
 - coût de maintenance de l'installation
- l'estimation des économies de coût induites par le projet
- la rentabilité financière du projet
 - le taux d'imposition au Sénégal
 - le taux d'actualisation au Sénégal
 - le taux d'amortissement au Sénégal
 - la valeur actuelle nette du projet
 - le taux de rendement interne
 - le taux de rendement externe
- la rentabilité économique du projet (Rentabilité du projet pour la société)

C'est après avoir correctement déterminé tous ces éléments que l'on sera véritablement en mesure de se prononcer sur la rentabilité d'un tel projet en tenant bien sûr compte de son impact positif sur l'environnement .

CONCLUSION GENERALE

Né d'une prise de conscience des difficultés que rencontre la Pêche au Sénégal, ce projet nous a permis de mettre en application les connaissances acquises durant notre formation .Par ailleurs il constitue une interaction de plusieurs domaines de l'ingénierie tels que la Transmission de chaleur, le froid, la climatisation, les énergies renouvelables, la rentabilité des projets, etc.

En ce qui concerne l'objectif visé, il serait prématuré de dégager une conclusion générale sur la rentabilité et la faisabilité du projet. En effet une telle conclusion ne sera possible qu'après avoir étudié tous les paramètres pertinents pour l'analyse financière, économique et environnementale.

Néanmoins, on peut affirmer que l'orientation vers les énergies renouvelables notamment l'énergie photovoltaïque et l'énergie éolienne, est une alternative fiable et respectueuse de l'environnement face à la problématique de l'énergie.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Raynald LOISELLE
« *COURS 2.523 REFRIGERATION* »
Ecole Polytechnique de Montréal
- [2] Banda NDOYE
« *FROID ET CLIMATISATION* »
Notes de Cours, Ecole Polytechnique de Thiès
- [3] Gilbert MENGUY – Salif GAYE
« *TRANSFERT DE CHALEUR*
Cours et Problèmes »
Les Editions du C.U.T
- [4] Youssouf MANDIANG
« *ANALYSE DE FONCTIONNEMENT DES INSTALLATIONS
FRIGORIFIQUES – CALCUL DES CHAMBRES FROIDES, DES CONDENSEURS ET
EVAPORATEURS ELECTRICITE ET COMPOSANTS DU CIRCUIT ELECTRIQUE* »
ESP /UCAD – Dakar
- [5] Youssouf MANDIANG
« *TECHNOLOGIE DES MATERIELS FRIGORIFIQUES* »
ESP /UCAD – Dakar
- [6] L. MIRONNEAU
« *MANUEL DU FRIGORISTE* »
Tome II
- [7] Pierre RAPIN – Patrick JACQUARD
« *FORMULAIRE DU FROID* »
11^e édition, DUNOD

- [8] Pierre RAPIN
« *FORMULAIRE DU FROID* »
DUNOD
- [9] Technique de l'Ingénieur
TOME III l'Energie
- [10] Yves JANNOT
« *THERMIQUE SOLAIRE* »
Octobre 2003
- [11] Agence De l'Environnement et de la maitrise de l'Energie (ADEME)
« *FICHE 1 - PRODUCTION LOCALE D'ELECTRICITE PHOTOVOLTAIQUE* »
Département Energies Renouvelables
- [12] Pape M. NDIAYE
« *ENERGIES NOUVELLES ET RENOUVELABLES* »
Notes de Cours, Ecole Polytechnique de Thiès
- [13] Désiré Le GOURIERE
« *ENERGIE EOLIENNE Théorie, conception et calcul pratique des installations* »
Eyrolles

WEBLIOGRAPHIE

<http://www.google.fr>

<http://www.fao.org>

<http://www.meteo-senegal.net>

<http://www.marapa.org>

<http://www.futua-sciences.com>

<http://www.ubatc.be>

<http://www.rifii.org>

<http://www.bpsolar.com>

<http://www.cder.dz>

ANNEXES

Annexe A.II.1 : Ecart virtuel de température pour les toits

Table Cooling Load Temperature Differences for Calculating Cooling Load from Flat Roofs

222 $\Delta\theta_{ev}$ en °C pour les toits

| Roof No | Description of Construction | Mass, kg/m ² | K-value, W/m ² °C | Solar Time, h | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | Hour of | | | |
|---------------------------|---|-------------------------|------------------------------|---------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------------|-------------|-------------------|------------|
| | | | | 0100 | 0200 | 0300 | 0400 | 0500 | 0600 | 0700 | 0800 | 0900 | 1000 | 1100 | 1200 | 1300 | 1400 | 1500 | 1600 | 1700 | 1800 | 1900 | 2000 | 2100 | 2200 | 2300 | 2400 | Maxi- mm | Mini- mm | Maxi-Differ mm | Diff mm |
| Without Suspended Ceiling | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Steel sheet with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation | 34 (39) | 1.209 (0.704) | 0 | -1 | -2 | -2 | -1 | -2 | 3 | 11 | 19 | 27 | 34 | 40 | 43 | 44 | 43 | 39 | 33 | 25 | 17 | 10 | 7 | 5 | 3 | 1 | 14 | -3 | 44 | 47 |
| 2 | 25.4-mm wood with 25.4-mm insulation | 39 | 0.965 | 3 | 2 | 0 | -1 | -2 | -1 | 2 | 8 | 15 | 22 | 29 | 35 | 39 | 41 | 41 | 39 | 35 | 29 | 21 | 15 | 11 | 8 | 5 | 16 | -2 | 41 | 43 | |
| 3 | 101.6-mm l.w. concrete | 88 | 1.209 | 5 | 3 | 1 | 0 | -1 | -2 | 1 | 5 | 11 | 18 | 25 | 31 | 36 | 39 | 40 | 40 | 37 | 32 | 25 | 19 | 14 | 10 | 7 | 16 | -2 | 40 | 47 | |
| 4 | 50.8-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation | 142 | 1.170 (0.693) | 7 | 5 | 3 | 2 | 0 | -1 | 0 | 2 | 6 | 11 | 17 | 23 | 28 | 33 | 36 | 37 | 37 | 34 | 30 | 25 | 20 | 16 | 12 | 10 | 16 | -1 | 37 | 38 |
| 5 | 25.4-mm wood with 50.8-mm insulation | 44 | 0.619 | 2 | 0 | -2 | -3 | -4 | -4 | -4 | -2 | 3 | 9 | 15 | 22 | 27 | 32 | 35 | 36 | 35 | 32 | 27 | 20 | 14 | 10 | 6 | 3 | 16 | -4 | 36 | 40 |
| 6 | 152.4-mm l.w. concrete | 117 | 0.897 | 12 | 10 | 7 | 5 | 3 | 2 | 1 | 0 | 2 | 4 | 8 | 13 | 18 | 24 | 29 | 33 | 35 | 36 | 35 | 32 | 28 | 24 | 19 | 16 | 18 | 0 | 36 | 36 |
| 7 | 63.5-mm wood with 25.4-mm insulation | 63 | 0.738 | 16 | 13 | 11 | 9 | 7 | 6 | 4 | 3 | 4 | 5 | 8 | 11 | 15 | 19 | 23 | 27 | 29 | 31 | 31 | 30 | 27 | 25 | 22 | 19 | 19 | 3 | 31 | 38 |
| 8 | 203.2-mm l.w. concrete | 151 | 0.715 | 20 | 17 | 14 | 12 | 10 | 8 | 6 | 5 | 4 | 4 | 5 | 7 | 11 | 14 | 18 | 22 | 23 | 28 | 30 | 30 | 29 | 27 | 25 | 22 | 20 | 4 | 30 | 38 |
| 9 | 101.6-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation | 254 (254) | 1.136 (0.681) | 14 | 12 | 10 | 8 | 7 | 5 | 4 | 4 | 6 | 8 | 11 | 15 | 18 | 22 | 25 | 28 | 29 | 30 | 29 | 27 | 24 | 23 | 19 | 16 | 18 | 4 | 30 | 38 |
| 10 | 63.5-mm wood with 50.8-mm insulation | 63 | 0.528 | 18 | 15 | 13 | 11 | 9 | 8 | 6 | 5 | 5 | 5 | 7 | 10 | 13 | 17 | 21 | 24 | 27 | 28 | 29 | 29 | 27 | 25 | 23 | 20 | 19 | 5 | 29 | 34 |
| 11 | Roof terrace system | 366 | 0.602 | 19 | 17 | 15 | 14 | 12 | 11 | 9 | 8 | 7 | 8 | 8 | 10 | 12 | 15 | 18 | 20 | 22 | 24 | 25 | 26 | 25 | 24 | 22 | 21 | 20 | 7 | 26 | 19 |
| 12 | 152.4-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation | 366 (366) | 1.090 (0.664) | 18 | 16 | 14 | 12 | 11 | 10 | 9 | 8 | 8 | 9 | 10 | 12 | 15 | 17 | 20 | 22 | 24 | 25 | 25 | 25 | 24 | 22 | 20 | 19 | 19 | 8 | 25 | 17 |
| 13 | 101.6-mm wood with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation | 83 (88) | 0.602 (0.443) | 21 | 20 | 18 | 17 | 15 | 14 | 13 | 11 | 10 | 9 | 9 | 9 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 23 | 24 | 24 | 23 | 22 | 22 | 9 | 24 | 15 |
| With Suspended Ceiling | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Steel Sheet with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation | 44 (49) | 0.761 (0.522) | 1 | 0 | -1 | -2 | -3 | -3 | 0 | 5 | 13 | 20 | 28 | 35 | 40 | 43 | 43 | 41 | 37 | 31 | 23 | 15 | 10 | 7 | 5 | 3 | 15 | -3 | 43 | 46 |
| 2 | 25.4-mm wood with 25.4-mm insulation | 49 | 0.653 | 11 | 8 | 6 | 5 | 3 | 2 | 1 | 2 | 4 | 7 | 12 | 17 | 22 | 27 | 31 | 33 | 35 | 34 | 32 | 28 | 24 | 20 | 17 | 14 | 17 | 1 | 35 | 34 |
| 3 | 101.6-mm l.w. concrete | 97 | 0.761 | 10 | 8 | 6 | 4 | 2 | 1 | 0 | 0 | 2 | 6 | 10 | 16 | 21 | 27 | 31 | 34 | 36 | 36 | 34 | 30 | 26 | 21 | 17 | 13 | 17 | 0 | 36 | 36 |
| 4 | 50.8-mm h.w. concrete with 25.4-mm insulation | 146 | 0.744 | 16 | 14 | 13 | 11 | 10 | 8 | 7 | 7 | 8 | 9 | 11 | 14 | 17 | 19 | 22 | 24 | 25 | 26 | 26 | 25 | 23 | 21 | 20 | 18 | 18 | 7 | 26 | 19 |
| 5 | 25.4-mm wood with 50.8-mm insulation | 49 | 0.471 | 14 | 11 | 9 | 7 | 5 | 4 | 3 | 3 | 4 | 6 | 10 | 14 | 18 | 23 | 27 | 30 | 31 | 32 | 31 | 29 | 26 | 22 | 19 | 16 | 18 | 3 | 32 | 30 |
| 6 | 152.4-mm l.w. concrete | 127 | 0.619 | 18 | 15 | 13 | 11 | 9 | 7 | 6 | 4 | 4 | 6 | 9 | 12 | 16 | 20 | 24 | 27 | 29 | 30 | 30 | 28 | 26 | 23 | 20 | 20 | 4 | 30 | 28 | |
| 7 | 63.5-mm wood with 25.4-mm insulation | 73 | 0.545 | 19 | 18 | 16 | 14 | 13 | 12 | 10 | 9 | 8 | 8 | 9 | 10 | 12 | 14 | 17 | 19 | 21 | 23 | 24 | 25 | 24 | 23 | 22 | 21 | 20 | 8 | 25 | 17 |
| 8 | 203.2-mm l.w. concrete | 161 | 0.528 | 22 | 20 | 18 | 16 | 15 | 13 | 11 | 10 | 9 | 8 | 8 | 8 | 9 | 11 | 14 | 16 | 19 | 21 | 23 | 25 | 25 | 25 | 24 | 23 | 20 | 8 | 25 | 17 |
| 9 | 101.6-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation | 259 (264) | 0.727 (0.511) | 17 | 16 | 15 | 14 | 13 | 12 | 11 | 11 | 11 | 12 | 13 | 15 | 16 | 18 | 19 | 20 | 21 | 21 | 21 | 21 | 21 | 20 | 19 | 18 | 19 | 11 | 21 | 10 |
| 10 | 63.5-mm wood with 50.8-mm insulation | 73 | 0.409 | 19 | 18 | 17 | 16 | 14 | 13 | 12 | 11 | 10 | 10 | 11 | 12 | 14 | 16 | 18 | 19 | 21 | 22 | 23 | 23 | 22 | 22 | 21 | 21 | 10 | 23 | 13 | |
| 11 | Roof terrace system | 376 | 0.466 | 17 | 16 | 16 | 15 | 15 | 14 | 13 | 13 | 13 | 12 | 12 | 13 | 13 | 14 | 15 | 16 | 16 | 17 | 18 | 18 | 19 | 18 | 18 | 18 | 21 | 12 | 19 | 7 |
| 12 | 152.4-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation | 376 (376) | 0.710 (0.499) | 16 | 16 | 15 | 15 | 14 | 13 | 13 | 12 | 12 | 12 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 18 | 19 | 19 | 19 | 18 | 18 | 18 | 20 | 12 | 19 | 7 |
| 13 | 101.6-mm wood with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation | 93 (97) | 0.465 (0.363) | 20 | 19 | 19 | 18 | 17 | 16 | 15 | 14 | 14 | 13 | 12 | 12 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 16 | 18 | 19 | 20 | 20 | 20 | 20 | 23 | 12 | 20 | 8 |

Annexe A.II.2 : Ecart virtuel de température pour les murs

Table Cooling Load Temperature Differences for Calculating Cooling Load from Sunlit Walls

223 $\Delta\theta_{ev}$ en °C pour les murs

Solar Time, h

0100 0200 0300 0400 0500 0600 0700 0800 0900 1000 1100 1200 1300 1400 1500 1600 1700 1800 1900 2000 2100 2200 2300 2400

North Latitude

Wall Facing

| Wall Facing | 0100 | 0200 | 0300 | 0400 | 0500 | 0600 | 0700 | 0800 | 0900 | 1000 | 1100 | 1200 | 1300 | 1400 | 1500 | 1600 | 1700 | 1800 | 1900 | 2000 | 2100 | 2200 | 2300 | 2400 | H of Max- imum CLTD | Mini- mum CLTD | Max- imum CLTD | Diff- er- ence CLT | | |
|----------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------------------------|----------------------|----------------------|-----------------------------|----|----|
| Group A Walls | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| N | 8 | 8 | 8 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 8 | 8 | 2 | 6 | 8 | 2 | | |
| NE | 11 | 11 | 10 | 10 | 10 | 9 | 9 | 9 | 8 | 8 | 8 | 8 | 9 | 9 | 9 | 9 | 10 | 10 | 10 | 11 | 11 | 11 | 11 | 11 | 11 | 22 | 8 | 11 | 3 | |
| E | 14 | 13 | 13 | 13 | 12 | 12 | 11 | 11 | 10 | 10 | 10 | 10 | 11 | 11 | 12 | 12 | 13 | 13 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 22 | 10 | 14 | 4 | |
| SE | 13 | 13 | 13 | 12 | 12 | 11 | 11 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 11 | 11 | 12 | 12 | 13 | 13 | 13 | 13 | 13 | 13 | 13 | 22 | 10 | 13 | 3 | | |
| S | 11 | 11 | 11 | 11 | 10 | 10 | 9 | 9 | 9 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 9 | 9 | 10 | 10 | 10 | 11 | 11 | 11 | 23 | 8 | 11 | 3 | | |
| SW | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 13 | 12 | 12 | 11 | 11 | 10 | 10 | 10 | 9 | 9 | 10 | 10 | 10 | 11 | 12 | 13 | 13 | 14 | 14 | 24 | 9 | 14 | 5 | | |
| W | 15 | 15 | 15 | 14 | 14 | 14 | 13 | 13 | 12 | 12 | 11 | 11 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 11 | 11 | 12 | 13 | 14 | 14 | 15 | 1 | 10 | 15 | 5 | | |
| NW | 12 | 12 | 11 | 11 | 11 | 10 | 10 | 10 | 9 | 9 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 9 | 9 | 10 | 10 | 11 | 11 | 11 | 1 | 8 | 12 | 4 | | |
| Group B Walls | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| N | 8 | 8 | 8 | 7 | 7 | 6 | 6 | 6 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 6 | 6 | 7 | 7 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 24 | 5 | 8 | 3 | | |
| NE | 11 | 10 | 10 | 9 | 9 | 8 | 7 | 7 | 7 | 7 | 8 | 8 | 9 | 9 | 9 | 10 | 10 | 11 | 11 | 11 | 12 | 12 | 12 | 11 | 11 | 21 | 7 | 12 | 5 | |
| E | 13 | 13 | 12 | 11 | 10 | 10 | 9 | 8 | 8 | 8 | 8 | 9 | 10 | 12 | 13 | 13 | 14 | 14 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 14 | 14 | 20 | 8 | 15 | 7 | |
| SE | 13 | 12 | 12 | 11 | 10 | 10 | 9 | 8 | 8 | 8 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 21 | 8 | 14 | 6 | | |
| S | 12 | 11 | 11 | 10 | 9 | 9 | 8 | 7 | 7 | 6 | 6 | 6 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 11 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 23 | 6 | 12 | 6 | | |
| SW | 15 | 15 | 14 | 13 | 13 | 12 | 11 | 10 | 9 | 9 | 8 | 8 | 7 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 13 | 14 | 15 | 15 | 16 | 16 | 24 | 7 | 16 | 9 | | |
| W | 16 | 16 | 15 | 14 | 14 | 13 | 12 | 11 | 10 | 9 | 9 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 9 | 11 | 12 | 14 | 15 | 16 | 16 | 17 | 24 | 8 | 17 | 9 | | |
| NW | 13 | 12 | 12 | 11 | 11 | 10 | 9 | 9 | 8 | 7 | 7 | 7 | 6 | 6 | 7 | 7 | 8 | 8 | 9 | 11 | 12 | 13 | 13 | 13 | 24 | 6 | 13 | 7 | | |
| Group C Walls | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| N | 9 | 8 | 7 | 7 | 6 | 5 | 5 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 5 | 5 | 6 | 6 | 7 | 8 | 9 | 9 | 9 | 10 | 9 | 9 | 22 | 4 | 10 | 6 | |
| NE | 10 | 10 | 9 | 8 | 7 | 6 | 6 | 6 | 6 | 7 | 8 | 10 | 10 | 11 | 12 | 12 | 12 | 13 | 13 | 13 | 13 | 12 | 12 | 11 | 20 | 6 | 13 | 7 | | |
| E | 13 | 12 | 11 | 10 | 9 | 8 | 7 | 7 | 7 | 8 | 9 | 11 | 13 | 14 | 15 | 16 | 16 | 17 | 17 | 16 | 16 | 16 | 15 | 14 | 13 | 18 | 7 | 17 | 10 | |
| SE | 13 | 12 | 11 | 10 | 9 | 8 | 7 | 6 | 7 | 7 | 9 | 10 | 12 | 14 | 15 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 15 | 14 | 13 | 19 | 6 | 16 | 10 | |
| S | 12 | 11 | 10 | 9 | 8 | 7 | 6 | 6 | 5 | 5 | 5 | 5 | 6 | 6 | 8 | 9 | 11 | 12 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 20 | 5 | 14 | 9 | |
| SW | 16 | 15 | 14 | 13 | 13 | 12 | 11 | 10 | 9 | 8 | 7 | 7 | 6 | 6 | 6 | 7 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 18 | 18 | 18 | 17 | 22 | 6 | 18 | 11 |
| W | 17 | 16 | 15 | 14 | 12 | 11 | 10 | 9 | 8 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 8 | 9 | 11 | 13 | 16 | 18 | 19 | 20 | 19 | 18 | 22 | 7 | 20 | 11 | | |
| NW | 14 | 13 | 12 | 11 | 10 | 9 | 8 | 7 | 6 | 6 | 5 | 5 | 6 | 6 | 6 | 7 | 9 | 10 | 12 | 14 | 15 | 15 | 15 | 15 | 22 | 5 | 13 | 10 | | |
| Group D Walls | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| N | 8 | 7 | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 | 3 | 3 | 3 | 4 | 4 | 4 | 5 | 6 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 11 | 10 | 9 | 21 | 3 | 11 | 8 | | |
| NE | 9 | 8 | 7 | 6 | 5 | 4 | 4 | 4 | 4 | 6 | 8 | 10 | 11 | 12 | 13 | 13 | 13 | 14 | 14 | 14 | 13 | 13 | 12 | 11 | 10 | 19 | 4 | 14 | 10 | |
| E | 11 | 10 | 9 | 7 | 6 | 5 | 5 | 5 | 7 | 10 | 13 | 15 | 17 | 18 | 18 | 18 | 18 | 18 | 17 | 17 | 16 | 15 | 13 | 12 | 16 | 5 | 18 | 13 | 7 | |
| SE | 11 | 10 | 9 | 7 | 6 | 5 | 5 | 5 | 5 | 7 | 10 | 12 | 14 | 16 | 17 | 18 | 18 | 18 | 17 | 17 | 16 | 15 | 14 | 12 | 17 | 5 | 18 | 13 | 7 | |
| S | 11 | 10 | 8 | 7 | 6 | 5 | 4 | 4 | 3 | 3 | 4 | 5 | 7 | 9 | 11 | 13 | 15 | 16 | 16 | 16 | 16 | 15 | 14 | 13 | 12 | 19 | 3 | 16 | 13 | |
| SW | 15 | 14 | 12 | 10 | 9 | 8 | 6 | 5 | 5 | 4 | 4 | 5 | 7 | 9 | 13 | 15 | 18 | 20 | 21 | 21 | 20 | 19 | 17 | 21 | 4 | 21 | 17 | 11 | | |
| W | 17 | 15 | 13 | 12 | 10 | 9 | 7 | 6 | 5 | 5 | 5 | 5 | 6 | 6 | 8 | 10 | 13 | 17 | 20 | 22 | 23 | 22 | 21 | 19 | 21 | 5 | 23 | 18 | | |
| NW | 14 | 12 | 11 | 9 | 8 | 7 | 6 | 5 | 4 | 4 | 4 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 10 | 12 | 15 | 17 | 18 | 17 | 16 | 15 | 22 | 4 | 18 | 14 | | |
| Group E Walls | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| N | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 2 | 2 | 3 | 3 | 4 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 10 | 10 | 11 | 12 | 12 | 11 | 10 | 9 | 8 | 20 | 2 | 12 | 10 | |
| NE | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 3 | 5 | 8 | 11 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 15 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 11 | 9 | 8 | 16 | 2 | 15 | 13 | |
| E | 8 | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 | 3 | 6 | 10 | 15 | 18 | 20 | 21 | 21 | 20 | 19 | 18 | 18 | 17 | 15 | 14 | 12 | 11 | 9 | 13 | 3 | 21 | 18 | 11 | |
| SE | 8 | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 | 3 | 4 | 7 | 10 | 14 | 17 | 19 | 20 | 20 | 20 | 19 | 18 | 17 | 16 | 14 | 13 | 11 | 10 | 15 | 3 | 20 | 17 | 11 | |
| S | 8 | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 2 | 2 | 3 | 5 | 7 | 10 | 14 | 16 | 18 | 19 | 18 | 17 | 16 | 14 | 13 | 11 | 10 | 17 | 2 | 19 | 17 | 11 | |
| SW | 12 | 10 | 8 | 7 | 6 | 4 | 4 | 3 | 3 | 3 | 4 | 5 | 7 | 10 | 14 | 18 | 21 | 24 | 25 | 24 | 22 | 19 | 17 | 14 | 19 | 3 | 25 | 22 | 15 | |
| W | 14 | 12 | 10 | 8 | 6 | 5 | 4 | 3 | 3 | 4 | 4 | 5 | 6 | 8 | 11 | 15 | 20 | 24 | 27 | 27 | 25 | 22 | 19 | 16 | 20 | 3 | 27 | 24 | 18 | |
| NW | 11 | 9 | 8 | 6 | 5 | 4 | 3 | 3 | 3 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 9 | 11 | 14 | 18 | 21 | 21 | 20 | 18 | 15 | 13 | 20 | 3 | 21 | 18 | 11 | |
| Group F Walls | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| N | 5 | 4 | 3 | 2 | 1 | 1 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 9 | 11 | 12 | 12 | 13 | 13 | 13 | 11 | 9 | 7 | 6 | 19 | 1 | 13 | 12 | 7 | |
| NE | 5 | 4 | 3 | 2 | 1 | 1 | 3 | 8 | 13 | 16 | 17 | 16 | 16 | 15 | 15 | 15 | 15 | 14 | 13 | 12 | 10 | 9 | 7 | 6 | 11 | 1 | 17 | 16 | 10 | |
| E | 5 | 4 | 3 | 2 | 1 | 4 | 9 | 16 | 21 | 24 | 25 | 24 | 22 | 20 | 19 | 18 | 17 | 15 | 13 | 11 | 10 | 8 | 7 | 12 | 1 | 25 | 24 | 18 | 11 | |
| SE | 5 | 4 | 3 | 2 | 2 | 1 | 2 | 6 | 10 | 15 | 20 | 23 | 24 | 23 | 22 | 20 | 19 | 17 | 16 | 14 | 12 | 10 | 8 | 7 | 13 | 1 | 24 | 24 | 18 | |
| S | 5 | 4 | 3 | 2 | 2 | 1 | 1 | 2 | 4 | 7 | 11 | 15 | 19 | 21 | 22 | 21 | 19 | 17 | 15 | 12 | 10 | 8 | 7 | 16 | 1 | 22 | 21 | 17 | 11 | |
| SW | 8 | 6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1 | 1 | 2 | 3 | 4 | 6 | 10 | 14 | 20 | 24 | 28 | 30 | 29 | 25 | 20 | 16 | 13 | 10 | 18 | 1 | 30 | 29 | 22 | |
| W | 9 | 7 | 5 | 4 | 3 | 2 | 2 | 2 | 3 | 4 | 6 | 8 | 11 | 16 | 22 | 27 | 32 | 33 | 30 | 24 | 19 | 15 | 12 | 19 | 2 | 33 | 31 | 25 | 18 | |
| NW | 8 | 6 | 4 | 3 | 2 | 2 | 1 | 1 | 2 | 3 | 4 | 6 | 7 | 9 | 12 | 15 | 19 | 24 | 26 | 24 | 20 | 16 | 12 | 10 | 19 | 1 | 26 | 25 | 19 | 13 |
| Group G Walls | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| N | 2 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 | 4 | 5 | 5 | 7 | 8 | 10 | 12 | 13 | 13 | 14 | 14 | 13 | 12 | 8 | 6 | 5 | 4 | 3 | 18 | 0 | 15 | 19 | 13 | |
| NE | 2 | 1 | 1 | 0 | 0 | 5 | 15 | 20 | 22 | 20 | 16 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 14 | 12 | 10 | 8 | 6 | 5 | 4 | 3 | 9 | 0 | 22 | 22 | 16 | |
| E | 2 | 1 | 1 | 0 | 0 | 6 | 17 | 26 | 30 | 31 | 28 | 22 | 19 | 17 | 17 | 16 | 15 | 13 | 11 | 8 | 7 | 5 | 4 | 3 | 10 | 0 | 30 | 30 | 24 | |
| SE | 2 | 1 | 1 | 0 | 0 | 3 | 10 | 18 | 24 | 27 | 28 | 27 | 23 | 20 | 18 | 16 | 15 | 13 | 11 | 8 | 7 | 6 | 4 | 3 | 11 | 0 | 28 | 28 | 22 | |
| S | 2 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 | 3 | 7 | 12 | 17 | 22 | 25 | 26 | 24 | 21 | 17 | 14 | 11 | 8 | 7 | 5 | 4 | 3 | 14 | 0 | 26 | 26 | 20 | |
| SW | 3 | 2 | 2 | 1 | 0 | 0 | 1 | 3 | 4 | 6 | 9 | 14 | 21 | 28 | 33 | 35 | 34 | 29 | 20 | 13 | 10 | 7 | 6 | 4 | 16 | 0 | 35 | 35 | 29 | |
| W | 4 | 3 | 2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 3 | 5 | 6 | 8 | 10 | 15 | 23 | 31 | 37 | 40 | 37 | 27 | 16 | 11 | 8 | 6 | 5 | 17 | 1 | 40 | 40 | 34 | |
| NW | 3 | 2 | 1 | 1 | 0 | 0 | 1 | 3 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 15 | 20 | 26 | 31 | 31 | 23 | 14 | 10 | 7 | 5 | 4 | 18 | 0 | 31 | 31 | 25 | |

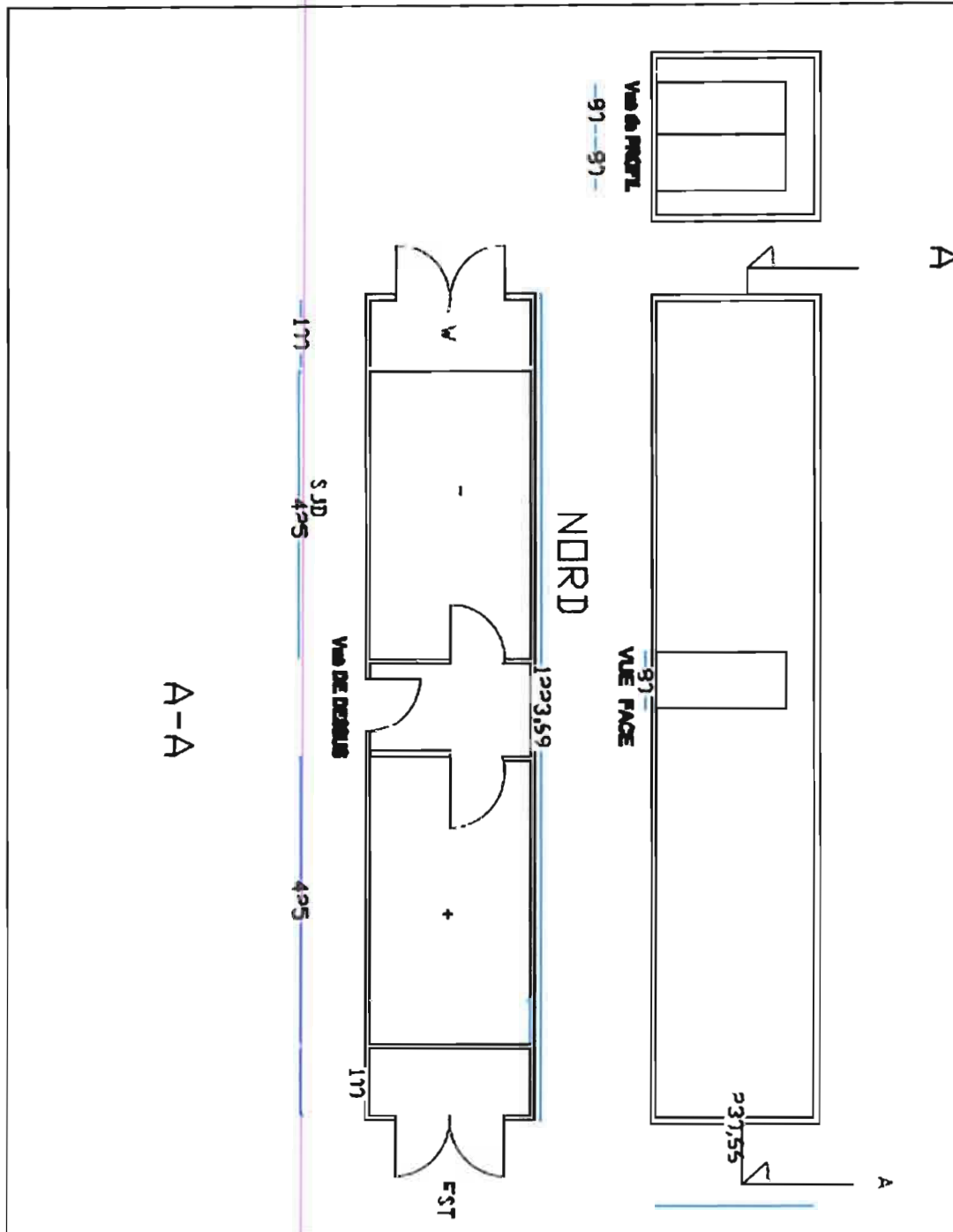
Annexe A.II.3 Le facteur correctif latitude-mois

Table CLTD Correction For Latitude and Month Appen to wans and roofs (with latitude)

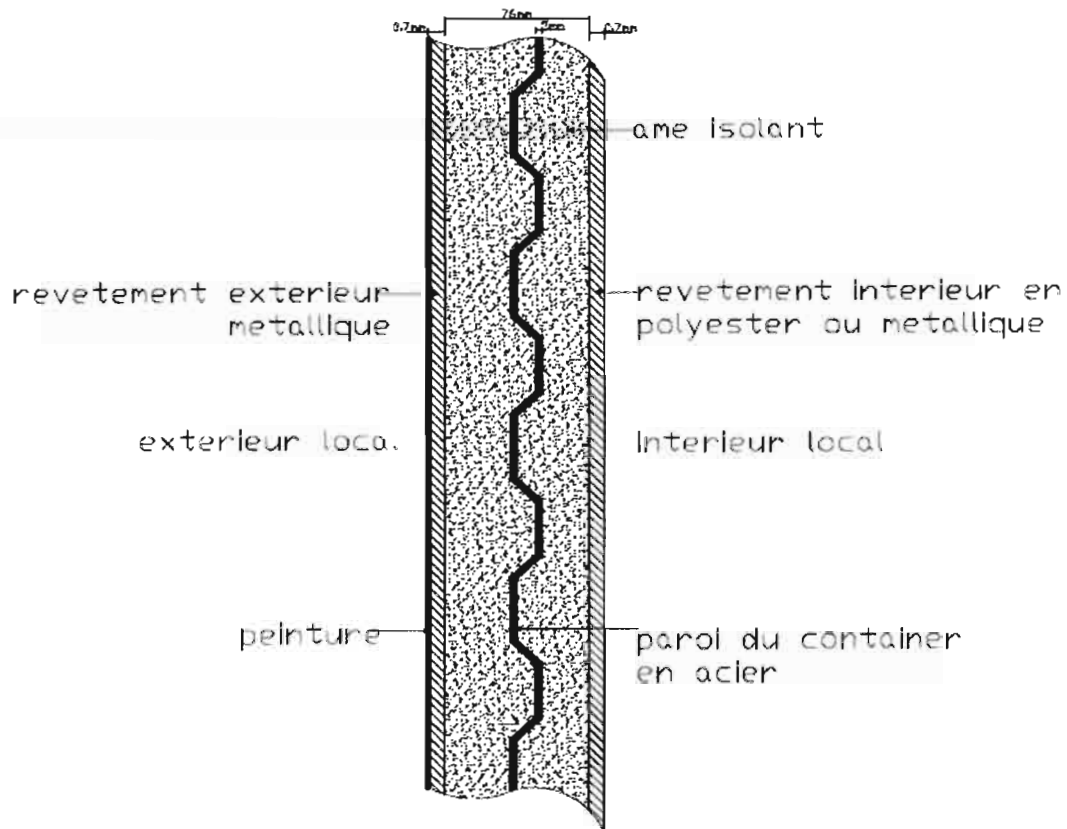
| Lat | Month | N | NNE | NE | ENE | E | ESE | SE | SSE | S | HOR |
|-----|----------|------|------|------|------|------|-------|------|------|------|-------|
| 0 | Dec | -1.6 | -2.7 | -2.7 | -2.7 | -1.1 | 0.0 | 1.6 | 3.3 | 5.0 | -0.5 |
| | Jan/Nov | -1.6 | -2.7 | -2.2 | -2.2 | -0.5 | 0.0 | 1.1 | 2.2 | 3.8 | -0.5 |
| | Feb/Oct | -1.6 | -1.1 | -1.1 | -1.1 | -0.5 | -0.5 | 0.0 | -0.5 | 3.8 | -0.0 |
| | Mar/Sept | -1.6 | 0.0 | 0.5 | -0.5 | -0.5 | -1.6 | -1.6 | -2.7 | -4.4 | 0.0 |
| | Apr/Aug | 2.7 | 2.2 | 1.6 | 0.0 | -1.1 | -2.7 | -3.3 | -4.4 | -4.4 | -1.1 |
| | May/Jul | 5.5 | 3.8 | 2.7 | 0.0 | -1.6 | -3.8 | -4.4 | -5.0 | -4.4 | -2.2 |
| | Jun | 6.6 | 5.0 | 2.7 | 0.0 | -1.6 | -3.8 | -5.0 | -5.5 | -4.4 | -2.7 |
| 8 | Dec | -2.2 | -3.3 | -3.3 | -3.3 | -1.6 | 0.0 | 2.2 | 4.4 | 6.6 | -2.7 |
| | Jan/Nov | -1.6 | -2.7 | -3.3 | -2.7 | -1.1 | 0.0 | 1.6 | 3.3 | 5.5 | -2.2 |
| | Feb/Oct | -1.6 | -2.2 | -1.6 | -1.6 | -0.5 | -0.5 | 0.5 | 1.1 | 2.2 | -0.5 |
| | Mar/Sept | -1.6 | -1.1 | -0.5 | -0.5 | -0.5 | -1.1 | -1.1 | -1.6 | -2.2 | 0.0 |
| | Apr/Aug | 1.1 | 1.1 | 1.1 | 0.0 | -0.5 | -2.2 | -2.7 | -3.8 | -3.8 | -0.5 |
| | May/Jul | 3.8 | 2.7 | 2.2 | 0.0 | -1.1 | -2.7 | -3.8 | -5.0 | -3.8 | -1.1 |
| | Jun | 5.0 | 3.3 | 2.2 | 0.0 | -1.1 | -3.3 | -4.4 | -5.0 | -3.8 | -1.1 |
| 16 | Dec | -2.2 | -3.3 | -4.4 | -4.4 | -2.2 | -0.5 | 2.2 | 5.0 | 7.2 | -5.0 |
| | Jan/Nov | -2.2 | -3.3 | -3.8 | -3.8 | -2.2 | -0.5 | 2.2 | 4.4 | 6.6 | -3.8 |
| | Feb/Oct | -1.6 | -2.7 | -2.7 | -2.2 | -1.1 | 0.0 | 1.1 | 2.7 | 3.8 | -2.2 |
| | Mar/Sept | -1.6 | -1.6 | -1.1 | -1.1 | -0.5 | -0.5 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | -0.5 |
| | Apr/Aug | -0.5 | 0.0 | -0.5 | -0.5 | -0.5 | -1.6 | -1.6 | -2.7 | -3.8 | -3.8 |
| | May/Jul | 2.2 | 1.6 | 1.6 | 0.0 | -0.5 | -2.2 | -2.7 | -3.8 | -3.8 | 0.0 |
| | Jun | 3.3 | 2.2 | 2.2 | 0.5 | -0.5 | -2.2 | -3.3 | -4.4 | -3.8 | 0.0 |
| 24 | Dec | -2.7 | -3.8 | -5.0 | -5.5 | -3.8 | -1.6 | 1.6 | 5.0 | 7.2 | -7.2 |
| | Jan/Nov | -2.2 | -3.3 | -4.4 | -5.0 | -3.3 | -1.6 | 1.6 | 5.0 | 7.2 | -6.1 |
| | Feb/Oct | -2.2 | -2.7 | -3.3 | -3.3 | -1.6 | -0.5 | 1.6 | 3.8 | 5.5 | -3.8 |
| | Mar/Sept | -1.6 | -2.2 | -1.6 | -1.6 | -0.5 | -0.5 | 0.5 | 1.1 | 2.2 | -1.6 |
| | Apr/Aug | -1.1 | -0.5 | 0.0 | -0.5 | -0.5 | -1.1 | -0.5 | -1.1 | -1.6 | 0.0 |
| | May/Jul | 0.5 | 1.1 | 1.1 | 0.0 | 0.0 | -1.6 | -1.6 | -2.7 | -3.3 | 0.5 |
| | Jun | 1.6 | 1.6 | 1.6 | 0.5 | 0.0 | -1.6 | -2.2 | -3.3 | -3.3 | 0.5 |
| 32 | Dec | -2.7 | -3.8 | -5.5 | -6.1 | -4.4 | -2.7 | 1.1 | 5.0 | 6.6 | -9.4 |
| | Jan/Nov | -2.7 | -3.8 | -5.0 | -6.1 | -4.4 | -2.2 | 1.1 | 5.0 | 6.6 | -8.1 |
| | Feb/Oct | -2.2 | -3.3 | -3.8 | -4.4 | -2.2 | -1.1 | 2.2 | 4.4 | 6.1 | -5.5 |
| | Mar/Sept | -1.6 | -2.2 | -2.2 | -2.2 | -1.1 | -0.5 | 1.6 | 2.7 | 3.8 | -2.7 |
| | Apr/Aug | -1.1 | -1.1 | -0.5 | -1.1 | 0.0 | -0.5 | 0.0 | 0.5 | 0.5 | -0.5 |
| | May/Jul | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.0 | 0.0 | -0.5 | -0.5 | -1.6 | -1.6 | 0.5 |
| | Jun | 0.5 | 1.1 | 1.1 | 0.5 | 0.0 | -1.1 | -1.1 | -2.2 | -2.2 | 1.1 |
| 40 | Dec | -3.3 | -4.4 | -5.5 | -7.2 | -5.5 | -3.8 | 0.0 | 3.8 | 5.5 | -11.1 |
| | Jan/Nov | -2.7 | -3.8 | -5.5 | -6.6 | -5.0 | -3.3 | 0.5 | 4.4 | 6.1 | -10.0 |
| | Feb/Oct | -2.7 | -3.8 | -4.4 | -5.0 | -3.3 | -1.6 | 1.6 | 4.4 | 6.6 | -7.2 |
| | Mar/Sept | -2.2 | -2.7 | -2.7 | -3.3 | -1.6 | 0.5 | 2.2 | 3.8 | 5.5 | -4.4 |
| | Apr/Aug | -1.1 | -1.6 | -1.1 | -1.1 | 0.0 | 0.0 | 1.1 | 1.6 | 2.2 | -1.1 |
| | May/Jul | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.5 | 0.5 |
| | Jun | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.0 | 0.5 | 0.0 | 0.0 | -0.5 | -0.5 | 0.5 |
| 48 | Dec | -3.3 | -4.4 | -6.1 | -7.7 | -7.2 | -5.5 | -1.6 | 1.1 | 3.3 | -11.1 |
| | Jan/Nov | -3.3 | -4.4 | -6.1 | -7.2 | -6.1 | -4.4 | -0.5 | 2.7 | 4.4 | -10.0 |
| | Feb/Oct | -2.7 | -3.8 | -5.5 | -6.1 | -4.4 | -2.7 | 0.5 | 4.4 | 6.1 | -10.0 |
| | Mar/Sept | -2.2 | -3.3 | -3.3 | -3.8 | -2.2 | -0.5 | 2.2 | 4.4 | 6.1 | -6.1 |
| | Apr/Aug | -1.6 | -1.6 | -1.6 | -1.6 | -0.5 | 0.0 | 2.2 | 3.3 | 3.8 | -2.2 |
| | May/Jul | 0.0 | -0.5 | 0.0 | 0.0 | 0.5 | 0.5 | 1.6 | 1.6 | 2.2 | 2.2 |
| | Jun | 0.5 | 0.5 | 1.1 | 0.5 | 1.1 | 0.5 | 1.1 | 1.1 | 1.6 | 1.1 |
| 56 | Dec | -3.8 | -5.0 | -6.6 | -8.8 | -8.8 | -7.7 | -5.0 | -2.7 | -1.6 | -11.1 |
| | Jan/Nov | -3.3 | -4.4 | -6.1 | -8.3 | -7.7 | -6.6 | -3.3 | -0.5 | 1.1 | -11.1 |
| | Feb/Oct | -3.3 | -4.4 | -5.5 | -6.6 | -5.5 | -3.8 | 0.0 | 3.3 | 5.0 | -12.2 |
| | Mar/Sept | -2.7 | -3.3 | -3.8 | -4.4 | -2.7 | -1.1 | 2.2 | 4.4 | 6.6 | -4.4 |
| | Apr/Aug | -1.6 | -2.2 | -2.2 | -2.2 | -0.5 | 0.5 | 2.7 | 3.8 | 5.0 | -4.4 |
| | May/Jul | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 1.1 | 1.1 | 2.7 | 3.3 | 3.8 | -1.1 |
| | Jun | 1.1 | 0.5 | 1.1 | 0.5 | 1.6 | 1.6 | 2.2 | 2.7 | 3.3 | 0.0 |
| 64 | Dec | -3.8 | -5.0 | -6.6 | -8.8 | -9.4 | -10.0 | -8.8 | -7.7 | -6.6 | -11.1 |
| | Jan/Nov | -3.8 | -5.0 | -6.6 | -8.8 | -8.8 | -8.8 | -7.2 | -5.5 | -4.4 | -11.1 |
| | Feb/Oct | -3.3 | -4.4 | -6.1 | -7.7 | -7.2 | -5.5 | -2.2 | 0.5 | 2.2 | -11.1 |
| | Mar/Sept | -2.7 | -3.8 | -5.0 | -5.5 | -3.8 | -2.2 | 1.1 | 3.8 | 6.1 | -11.1 |
| | Apr/Aug | -1.6 | -2.2 | -2.2 | -2.2 | -0.5 | 0.5 | 2.7 | 5.0 | 6.1 | -6.1 |
| | May/Jul | 0.5 | 0.0 | 0.5 | 0.0 | 1.6 | 2.2 | 3.3 | 4.4 | 5.5 | -2.2 |
| | Jun | 1.1 | 1.1 | 1.1 | 1.1 | 2.2 | 2.2 | 3.3 | 3.8 | 5.0 | 0.0 |

1) The correction is applied directly to the CLTD for a wall or roof as given in Tables 222 and 223.
 2) The CLTD correction given in this table is not applicable to Table 221 (Cooling Load temperature Differences for Conduction through Glass).

Annexe AIII.1 : Aménagement du container

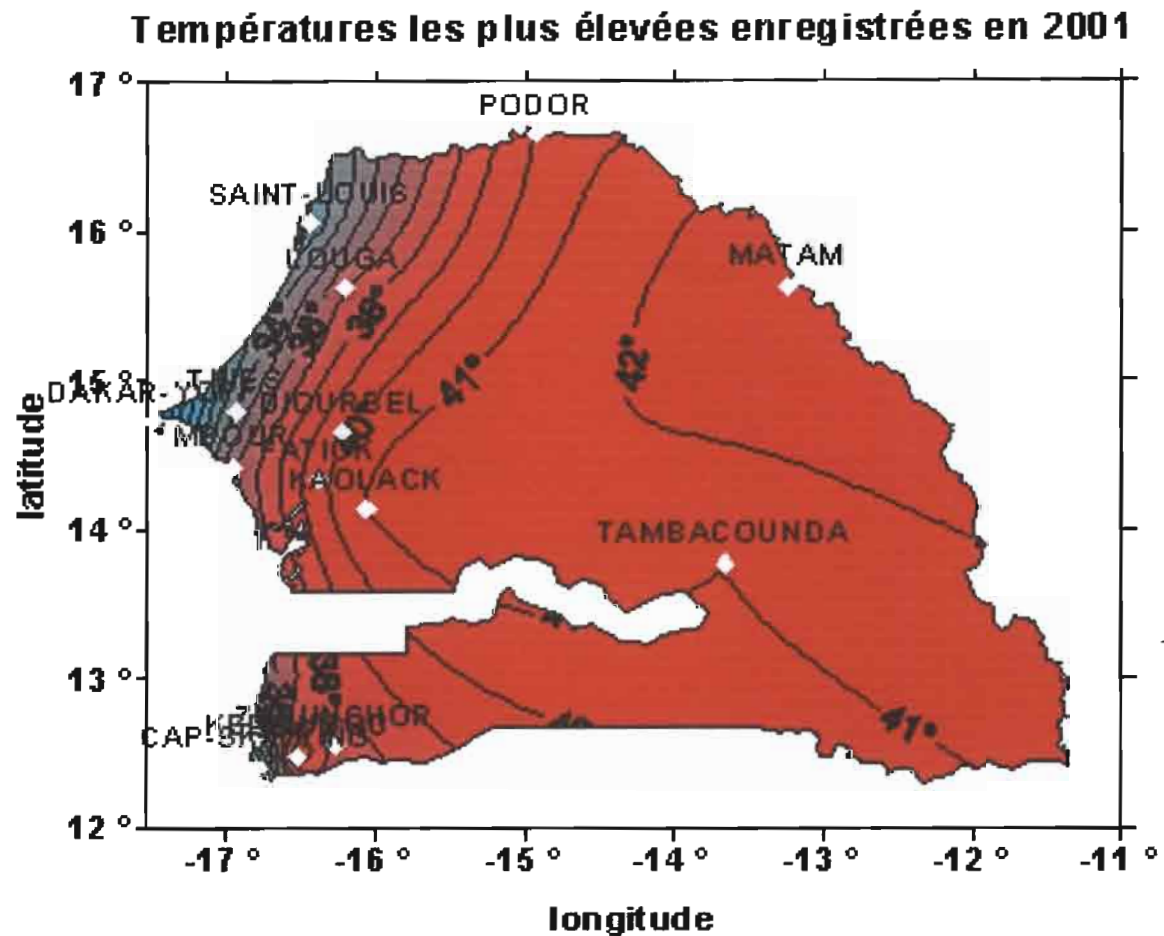


Annexe AIII.2 : Construction en sandwich des parois



**Construction en sandwich
paroi du container**

Annexe AIII.3 : Températures maximales au Sénégal en 2001



Annexe A.III.4.3 : Densité d'entreposage de différents produits

| Marchandise concernée | $d, \text{kg/m}^3$ | Conditionnement |
|--------------------------------|--------------------|-----------------|
| Poisson, en saumure | 350 | tonneaux |
| harengs | 800 | tonneaux |
| morue salée | 600 | caisses |
| sardines | 900 | tonneaux |
| Pommes | 350 | caisses |
| Pommes de terre | 400 | sacs |
| | 700 | en vrac |
| Pruneaux | 600 | caisses |
| | 800 | en vrac |
| Raisins secs | 600 | caisses |
| Raves | 600 | en vrac |
| Rhum | 550 | fûts |
| Riz | 700 | sacs |
| Saindoux | 550 | seaux |
| Soja, graines de | 800 | sacs |
| Sucre | 750 | sacs |
| Sulf | 500 | tonneaux |
| Tabac | 250 | balles |
| | 350 | tonneaux |
| Tripes | 500 | tonneaux |
| Viande réfrigérée, sur pendoir | 350 | en vrac |
| salée | 650 | boîtes |
| séchée | 650 | balles |
| Viande congelée | | |
| de bœuf | 300 | en vrac |
| de mouton | 300 | en vrac |
| de porc | 350 | en vrac |
| Vin | 400 | tonneaux |
| | 650 | cubeitaires |

Annexe A.III.5 Coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide en fonction du type d'entreposage de marchandises

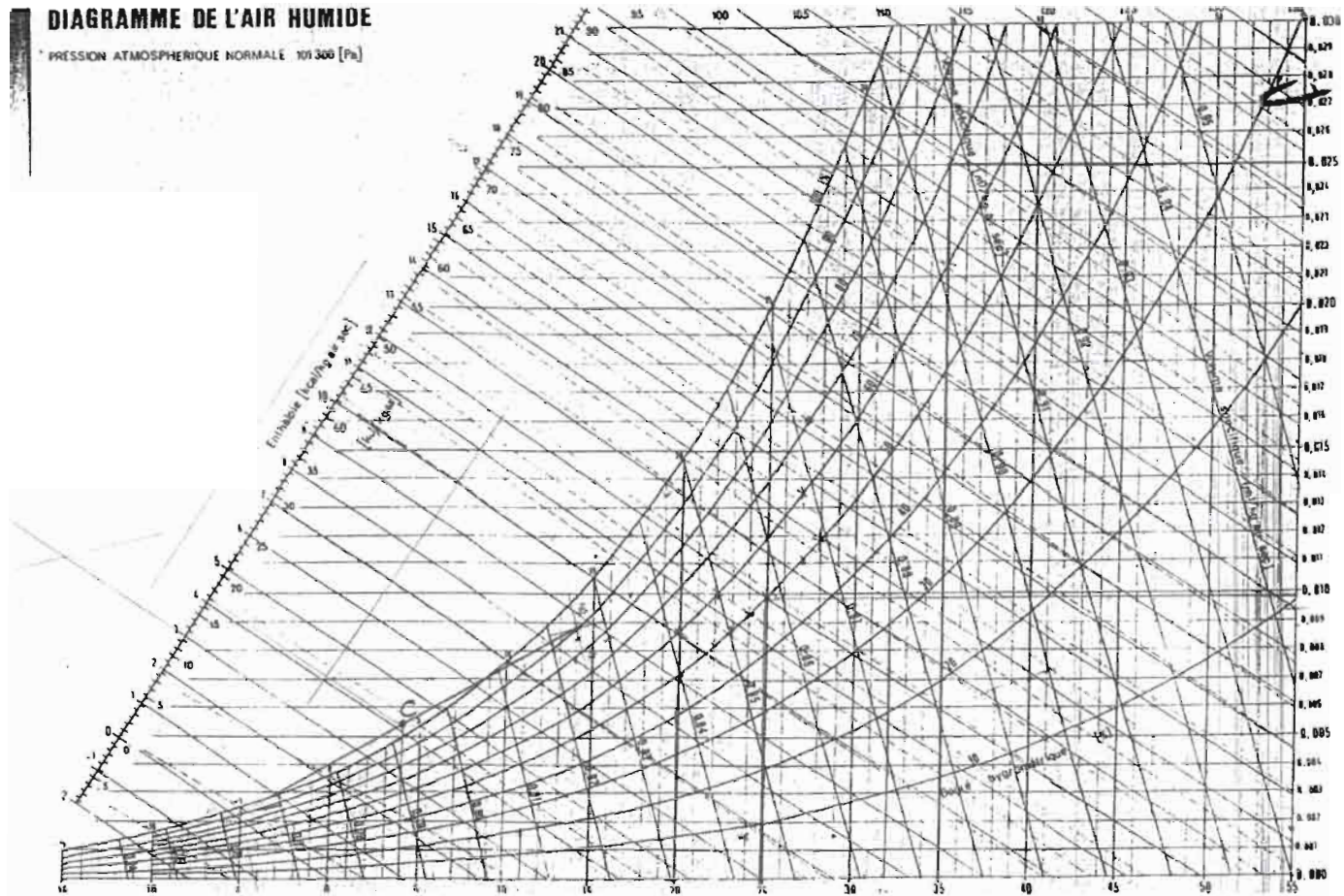
| Type d'entreposage | η_0 |
|---|-------------|
| Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à faible rotation | 0,65...0,70 |
| Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à rotation rapide | 0,45...0,50 |
| Entreposage de marchandises congelées palettisées à faible rotation | 0,75...0,80 |
| Entreposage de marchandises congelées palettisées à rotation rapide | 0,50...0,60 |

Annexe A.III.6 Valeur du renouvellement d'air en fonction du volume V de la chambre froide

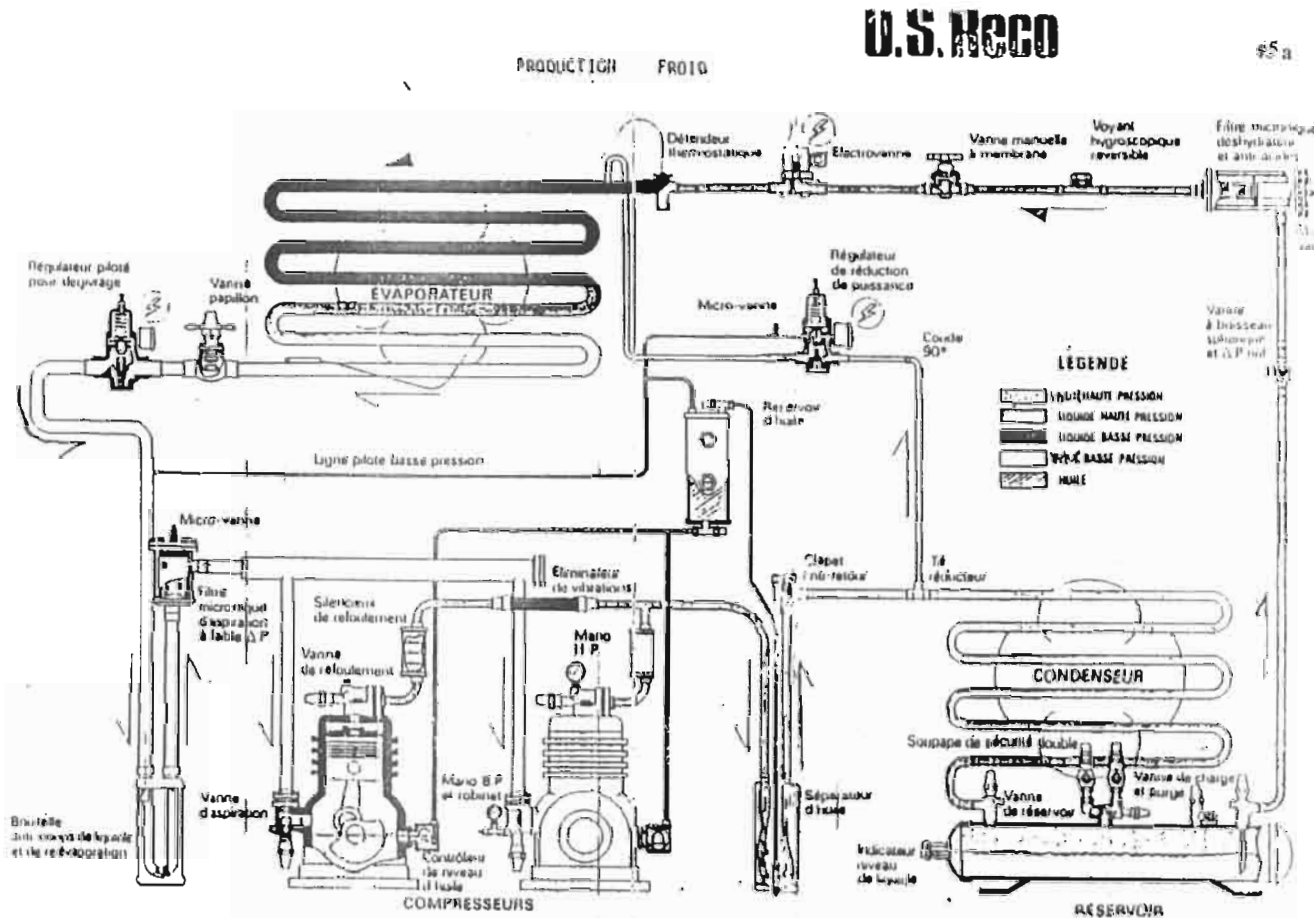
| Volume de la chambre (m ³) | R | | Volume de la chambre (m ³) | R | | Volume de la chambre (m ³) | R | | Volume de la chambre (m ³) | R | |
|--|----|----|--|------|------|--|-----|-----|--|------|------|
| | - | + | | - | + | | - | + | | - | + |
| 2,5 | 52 | 70 | 20 | 16,5 | 22 | 100 | 6,8 | 9 | 600 | 2,5 | 3,2 |
| 3,0 | 47 | 63 | 25 | 14,5 | 19,5 | 150 | 5,4 | 7 | 800 | 2,1 | 2,8 |
| 4,0 | 40 | 53 | 30 | 13,0 | 17,5 | 200 | 4,6 | 6 | 1 000 | 1,9 | 2,4 |
| 5,0 | 35 | 47 | 40 | 11,5 | 15,0 | 250 | 4,1 | 5,3 | 1 500 | 1,5 | 1,95 |
| 7,5 | 28 | 38 | 50 | 10,0 | 13,0 | 300 | 3,7 | 4,8 | 2 000 | 1,3 | 1,65 |
| 10,0 | 24 | 32 | 60 | 9,0 | 12,0 | 400 | 3,1 | 4,1 | 2 500 | 1,1 | 1,45 |
| 15,0 | 19 | 26 | 80 | 7,7 | 10,9 | 500 | 2,8 | 3,6 | ≥ 3 000 | 1,05 | 1,30 |

Valeurs du renouvellement R en fonction du volume V de la chambre froide

Annexe A.III.7 Diagramme de l'air humide DAH

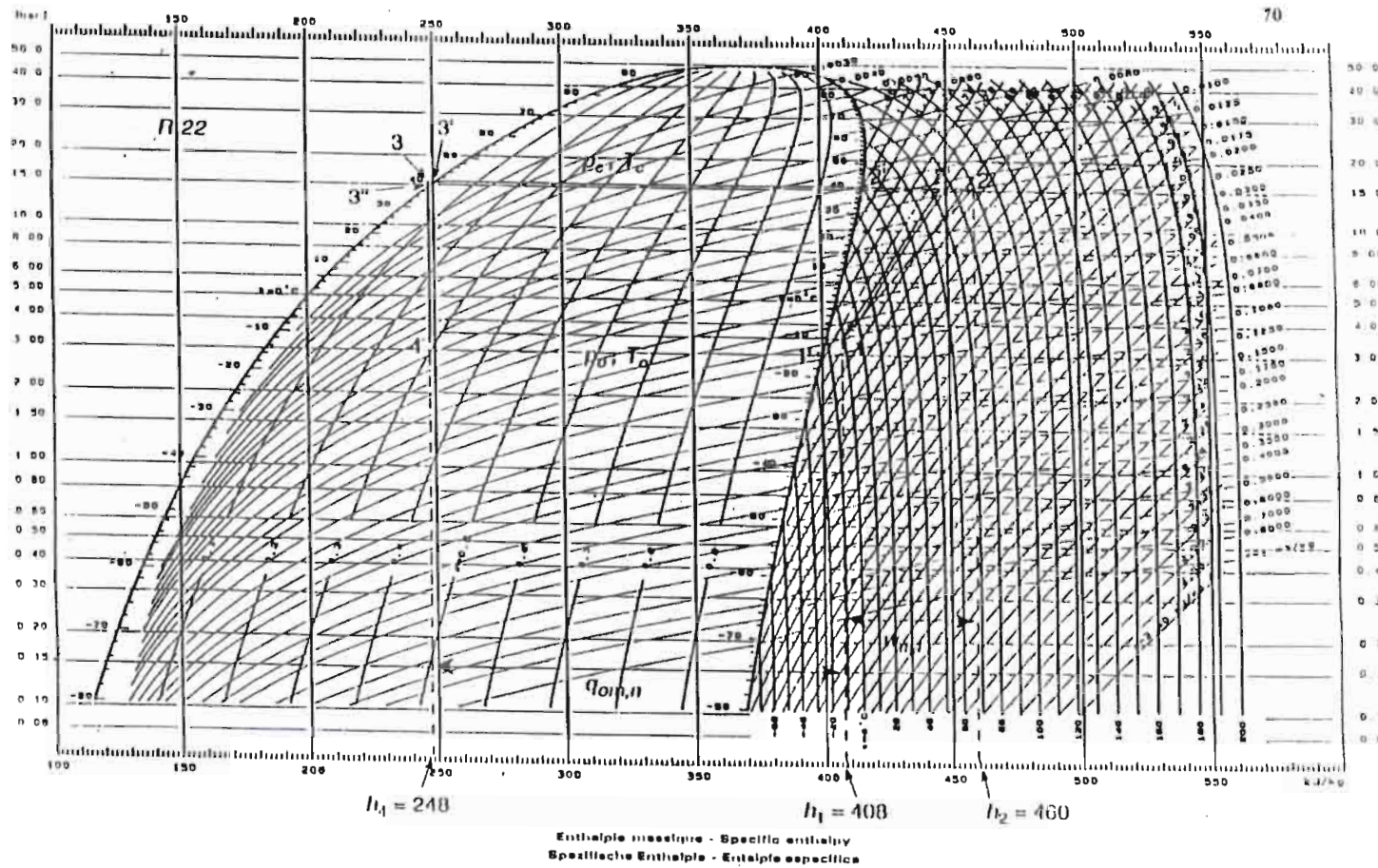


Annexe AIV.1 les organes principaux de la machine de production de froid



Emplacement des principaux éléments sur le circuit frigorifique

Annexe AIV.2 Diagramme h-logp d



Représentation dans un diagramme $h, \lg p$ du R22 du cycle de l'exemple de machine frigorifique.

Annexe A.V.1

Valeurs de l'albedo pour le rayonnement solaire global

| | Albedo |
|---|-------------|
| TERRE (Planète) | 0,20 à 0,60 |
| SOL | |
| Couverture de neige fraîche | 0,80 à 0,90 |
| Couverture de neige tassée et vieillie | 0,50 à 0,70 |
| Terre cultivée nue | 0,08 à 0,25 |
| Prairie et herbages verts | 0,12 à 0,25 |
| Terre sableuse | 0,15 à 0,25 |
| Sable clair, sec ou mouillé | 0,25 à 0,45 |
| Forêts d'arbres à feuilles caduques en été | 0,10 à 0,20 |
| Forêts d'arbres à feuillage persistant en été | 0,05 à 0,15 |
| Forêt et neige | 0,25 à 0,50 |
| Herbe et végétation sèche | 0,28 à 0,33 |
| ETENDUES D'EAU (MERS, LACS) | |
| Eau parfaitement calme, $h > 30^\circ$ | 0,06 à 0,02 |
| Eau parfaitement calme, $h < 10^\circ$ | 0,35 à 0,60 |
| Mers et océans, $h > 30^\circ$ | 0,02 à 0,05 |
| Mers et océans, $h < 10^\circ$ | 0,02 à 0,20 |
| Vastes surfaces glacées | 0,25 à 0,40 |
| MATERIAUX DIVERS | |
| Argent poli | 0,94 |
| Argent oxydé | 0,50 |
| Aluminium poli | 0,97 |
| Aluminium oxydé | 0,85 |
| Béton | 0,50 |
| Charbon | 0,15 |
| Graviers | 0,25 |
| Asphalte | 0,18 |
| Chaux blanche | 0,75 |
| Papier blanc | 0,85 |
| Peintures blanches | 0,90 |
| Peintures noires mates | 0,07 |
| Verre à vitres | 0,10 |
| Plâtre blanc sec | 0,90 |
| Fibrociment | 0,20 |
| NUAGES | |
| Stratiformes | 0,40 à 0,75 |
| Cumuliformes | 0,60 à 0,85 |

Annexe A.V.2 Caractéristiques électriques des modules BP 3160

Electrical Characteristics¹

| | BP 3160 | BP 3150 ² |
|--|---------------------------------|----------------------|
| Maximum power (P_{max}) ³ | 160W | 150W |
| Voltage at P_{max} (V_{mp}) | 35.1V | 34.5V |
| Current at P_{max} (I_{mp}) | 4.55A | 4.35A |
| Warranted minimum P_{max} | 150W | 140W |
| Short-circuit current (I_{sc}) | 4.8A | 4.75A |
| Open-circuit voltage (V_{oc}) | 44.2V | 43.5V |
| Maximum system voltage ⁴ | 600V | |
| Temperature coefficient of I_{sc} | $(0.065 \pm 0.015)\%/^{\circ}C$ | |
| Temperature coefficient of V_{oc} | $-(160 \pm 20)mV/^{\circ}C$ | |
| Temperature coefficient of power | $-(0.5 \pm 0.05)\%/^{\circ}C$ | |
| NOCT ⁵ | $47 \pm 2^{\circ}C$ | |

Annexe AV.3 Valeurs optimales des paramètres de fonctionnement en fonction de λ

TABLEAU 7 – Valeurs optimales des paramètres de fonctionnement en fonction de λ

| λ | δe | k | n | C_p | $C_{p(0)}$ | I | λ | δe | k | n | C_p | $C_{p(0)}$ | I |
|-----------|------------|-------|-------|-------|------------|--------|-----------|------------|-------|-------|-------|------------|-------|
| 0.100 | 0.670 | 0.473 | 8.866 | 0.116 | 11.149 | 56.193 | 5.000 | 7.555 | 0.335 | 1.018 | 0.587 | 0.217 | 7.540 |
| 0.200 | 0.768 | 0.451 | 4.574 | 0.207 | 9.819 | 52.660 | 5.100 | 7.704 | 0.335 | 1.017 | 0.588 | 0.209 | 7.396 |
| 0.300 | 0.873 | 0.432 | 2.168 | 0.279 | 8.600 | 48.867 | 5.200 | 7.853 | 0.335 | 1.016 | 0.588 | 0.201 | 7.257 |
| 0.400 | 0.984 | 0.416 | 2.483 | 0.336 | 7.506 | 45.466 | 5.300 | 8.002 | 0.335 | 1.016 | 0.588 | 0.194 | 7.123 |
| 0.500 | 1.099 | 0.403 | 2.086 | 0.381 | 6.549 | 42.293 | 5.400 | 8.151 | 0.335 | 1.015 | 0.588 | 0.187 | 6.994 |
| 0.600 | 1.219 | 0.393 | 1.830 | 0.416 | 5.700 | 39.358 | 5.500 | 8.300 | 0.335 | 1.015 | 0.588 | 0.180 | 6.870 |
| 0.700 | 1.343 | 0.384 | 1.655 | 0.444 | 4.975 | 36.672 | 5.600 | 8.449 | 0.335 | 1.014 | 0.588 | 0.174 | 6.750 |
| 0.800 | 1.470 | 0.377 | 1.530 | 0.467 | 4.353 | 34.227 | 5.700 | 8.598 | 0.335 | 1.014 | 0.589 | 0.168 | 6.634 |
| 0.900 | 1.600 | 0.371 | 1.437 | 0.485 | 3.821 | 32.009 | 5.800 | 8.747 | 0.335 | 1.013 | 0.589 | 0.163 | 6.522 |
| 1.000 | 1.732 | 0.366 | 1.366 | 0.500 | 3.367 | 30.000 | 6.000 | 8.897 | 0.335 | 1.013 | 0.589 | 0.157 | 6.413 |
| 1.100 | 1.866 | 0.362 | 1.311 | 0.512 | 2.980 | 28.183 | 6.100 | 9.046 | 0.335 | 1.012 | 0.589 | 0.152 | 6.308 |
| 1.200 | 2.002 | 0.359 | 1.267 | 0.522 | 2.648 | 26.537 | 6.200 | 9.195 | 0.335 | 1.012 | 0.589 | 0.147 | 6.207 |
| 1.300 | 2.140 | 0.356 | 1.232 | 0.531 | 2.363 | 25.046 | 6.300 | 9.344 | 0.335 | 1.011 | 0.589 | 0.143 | 6.108 |
| 1.400 | 2.279 | 0.353 | 1.203 | 0.538 | 2.118 | 23.692 | 6.400 | 9.494 | 0.335 | 1.011 | 0.589 | 0.138 | 6.013 |
| 1.500 | 2.419 | 0.351 | 1.179 | 0.544 | 1.906 | 22.460 | 6.500 | 9.643 | 0.335 | 1.011 | 0.589 | 0.134 | 5.920 |
| 1.600 | 2.560 | 0.349 | 1.159 | 0.549 | 1.723 | 21.337 | 6.600 | 9.792 | 0.334 | 1.010 | 0.589 | 0.130 | 5.831 |
| 1.700 | 2.702 | 0.348 | 1.142 | 0.553 | 1.563 | 20.310 | 6.700 | 9.942 | 0.334 | 1.010 | 0.590 | 0.126 | 5.744 |
| 1.800 | 2.844 | 0.346 | 1.128 | 0.557 | 1.423 | 19.370 | 6.800 | 10.091 | 0.334 | 1.010 | 0.590 | 0.122 | 5.659 |
| 1.900 | 2.988 | 0.345 | 1.115 | 0.560 | 1.300 | 18.506 | 6.900 | 10.241 | 0.334 | 1.010 | 0.590 | 0.119 | 5.577 |
| 2.000 | 3.132 | 0.344 | 1.105 | 0.563 | 1.191 | 17.710 | 7.000 | 10.390 | 0.334 | 1.009 | 0.590 | 0.116 | 5.498 |
| 2.100 | 3.276 | 0.343 | 1.095 | 0.565 | 1.095 | 16.976 | 7.100 | 10.539 | 0.334 | 1.009 | 0.590 | 0.112 | 5.420 |
| 2.200 | 3.421 | 0.343 | 1.087 | 0.568 | 1.010 | 16.296 | 7.200 | 10.689 | 0.334 | 1.009 | 0.590 | 0.109 | 5.345 |
| 2.300 | 3.566 | 0.342 | 1.080 | 0.570 | 0.934 | 15.666 | 7.300 | 10.838 | 0.334 | 1.009 | 0.590 | 0.106 | 5.271 |
| 2.400 | 3.711 | 0.341 | 1.074 | 0.571 | 0.865 | 15.080 | 7.400 | 10.988 | 0.334 | 1.008 | 0.590 | 0.103 | 5.200 |
| 2.500 | 3.857 | 0.341 | 1.068 | 0.573 | 0.804 | 14.534 | 7.500 | 11.137 | 0.334 | 1.008 | 0.590 | 0.101 | 5.131 |
| 2.600 | 4.003 | 0.340 | 1.063 | 0.574 | 0.749 | 14.025 | 7.600 | 11.287 | 0.334 | 1.008 | 0.590 | 0.098 | 5.063 |
| 2.700 | 4.150 | 0.340 | 1.059 | 0.576 | 0.699 | 13.549 | 7.700 | 11.436 | 0.334 | 1.008 | 0.590 | 0.096 | 4.997 |
| 2.800 | 4.296 | 0.339 | 1.055 | 0.577 | 0.654 | 13.103 | 7.800 | 11.586 | 0.334 | 1.007 | 0.590 | 0.093 | 4.933 |
| 2.900 | 4.443 | 0.339 | 1.051 | 0.578 | 0.613 | 12.684 | 7.900 | 11.735 | 0.334 | 1.007 | 0.590 | 0.091 | 4.871 |
| 3.000 | 4.590 | 0.339 | 1.048 | 0.579 | 0.586 | 12.290 | 8.000 | 11.885 | 0.334 | 1.007 | 0.591 | 0.088 | 4.810 |
| 3.100 | 4.737 | 0.338 | 1.045 | 0.580 | 0.562 | 11.919 | 8.100 | 12.034 | 0.334 | 1.007 | 0.591 | 0.086 | 4.750 |
| 3.200 | 4.884 | 0.338 | 1.042 | 0.580 | 0.541 | 11.569 | 8.200 | 12.184 | 0.334 | 1.007 | 0.591 | 0.084 | 4.692 |
| 3.300 | 5.032 | 0.338 | 1.040 | 0.581 | 0.521 | 11.239 | 8.300 | 12.334 | 0.334 | 1.007 | 0.591 | 0.082 | 4.635 |
| 3.400 | 5.180 | 0.337 | 1.038 | 0.582 | 0.456 | 10.926 | 8.400 | 12.483 | 0.334 | 1.006 | 0.591 | 0.080 | 4.580 |
| 3.500 | 5.328 | 0.337 | 1.036 | 0.582 | 0.431 | 10.630 | 8.500 | 12.633 | 0.334 | 1.006 | 0.591 | 0.078 | 4.526 |
| 3.600 | 5.476 | 0.337 | 1.034 | 0.583 | 0.409 | 10.349 | 8.600 | 12.782 | 0.334 | 1.006 | 0.591 | 0.077 | 4.473 |
| 3.700 | 5.624 | 0.337 | 1.032 | 0.583 | 0.388 | 10.083 | 8.700 | 12.932 | 0.334 | 1.006 | 0.591 | 0.075 | 4.422 |
| 3.800 | 5.772 | 0.337 | 1.030 | 0.584 | 0.369 | 9.829 | 8.800 | 13.082 | 0.334 | 1.006 | 0.591 | 0.073 | 4.371 |
| 3.900 | 5.920 | 0.336 | 1.029 | 0.584 | 0.351 | 9.588 | 8.900 | 13.231 | 0.334 | 1.006 | 0.591 | 0.071 | 4.322 |
| 4.000 | 6.068 | 0.336 | 1.027 | 0.585 | 0.334 | 9.358 | 9.000 | 13.381 | 0.334 | 1.006 | 0.591 | 0.070 | 4.274 |
| 4.100 | 6.217 | 0.336 | 1.026 | 0.585 | 0.319 | 9.138 | 9.100 | 13.531 | 0.334 | 1.005 | 0.591 | 0.068 | 4.227 |
| 4.200 | 6.365 | 0.336 | 1.025 | 0.585 | 0.305 | 8.928 | 9.200 | 13.680 | 0.334 | 1.005 | 0.591 | 0.067 | 4.181 |
| 4.300 | 6.514 | 0.336 | 1.024 | 0.586 | 0.291 | 8.728 | 9.300 | 13.830 | 0.334 | 1.005 | 0.591 | 0.065 | 4.136 |
| 4.400 | 6.662 | 0.336 | 1.023 | 0.586 | 0.278 | 8.536 | 9.400 | 13.980 | 0.334 | 1.005 | 0.591 | 0.064 | 4.092 |
| 4.500 | 6.811 | 0.336 | 1.022 | 0.586 | 0.267 | 8.353 | 9.500 | 14.129 | 0.334 | 1.005 | 0.591 | 0.063 | 4.048 |
| 4.600 | 6.960 | 0.336 | 1.021 | 0.586 | 0.255 | 8.177 | 9.600 | 14.279 | 0.334 | 1.005 | 0.591 | 0.061 | 4.006 |
| 4.700 | 7.108 | 0.336 | 1.020 | 0.587 | 0.245 | 8.008 | 9.700 | 14.429 | 0.334 | 1.005 | 0.591 | 0.060 | 3.965 |
| 4.800 | 7.257 | 0.335 | 1.019 | 0.587 | 0.235 | 7.846 | 9.800 | 14.578 | 0.334 | 1.005 | 0.591 | 0.059 | 3.924 |
| 4.900 | 7.406 | 0.335 | 1.018 | 0.587 | 0.226 | 7.690 | 9.900 | 14.728 | 0.334 | 1.005 | 0.591 | 0.058 | 3.884 |
| | | | | | | | 10.000 | 14.878 | 0.334 | 1.005 | 0.591 | 0.057 | 3.845 |
| | | | | | | | 10.000 | 15.028 | 0.334 | 1.004 | 0.591 | 0.055 | 3.807 |