REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ YAHIA FARÈS DE MÉDÉA



FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
Département de Génie des Procédés et Environnement

**THESE**

PRESENTÉE POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE DOCTORAT EN GÉNIE DES PROCÉDÉS

**Spécialité :** Génie des Procédés

**Présentée par**

MIBARKI Nawel

**THEME**

# Étude, analyse et évaluation des performances d'un système de distillation membranaire couplé à une climatisation solaire

**Soutenue le:**05/06/2023

Devant le jury composé de :

| | | | |
|---|---|---|---|
| CHIBA Younes | Prof | Université de Médéa | Président |
| KHAOUANE Latifa | Prof | Université de Médéa | Examinatrice |
| EL HADI Djamel | Prof | Université de Blida 1 | Examinateur |
| TRIKI Zakaria | MCA | Université de Médéa | Directeur de thèse |
| BELHADJ Abd-Elmouneïm | Prof | Université de Médéa | Co-directeur de thèse |

**2022/2023**

# Remerciements

Tout d'abord je tiens à remercier ALLAH le tout puissant de m'avoir donné tout le courage, la santé et la patience pour achever ce travail.

Cette thèse n'aurait pas pu aboutir sans la présence de nombreuses personnes que je tiens à remercier ici.

Je tiens à adresser, mes vifs remerciements à Monsieur Triki Zakaria, Maitre de Conférences à l'université de Yahia Farés de Médéa de m'avoir fait confiance en acceptant de me confier ce sujet et qui a dirigé avec rigueur ce travail par ses qualités humaines et scientifiques exceptionnelles. Tout au long de ce travail, il a su m'apporter un soutien constant, une disponibilité, une écoute, des conseils précieux et avisés à la hauteur de ses compétences et de ses réelles qualités humaines.

J'adresse également mes plus grands remerciements au Professeur Belhadj Abd-El mouneïm, Co-directeur de thèse .Tout au long de ce travail, il a su m'apporter un soutien constant, une disponibilité, une écoute, une confiance et des conseils précieux et avisés à la hauteur de ses compétences et de ses réelles qualités humaines.

Je tiens à exprimer mes sincères remerciements et ma gratitude à Monsieur Henini Noureddine, Professeur à l'université de Médéa pour leur aide précieuse et soutien dans mon travail et pour surmonter les difficultés.

Je tiens à remercier profondément Monsieur Menasri Rabah, enseignent à l'université de Medea pour leur aide précieuse et leur soutien indéfectible.

Je remercie vivement Monsieur Chiba Younes, Professeur à l'université de Médéa pour son aide permanente et pour l'honneur qu'il me fait d'avoir accepté d'examiner ce travail et de présider le jury de ma thèse.

J'exprime mes remerciements à Madame KHAOUANE Latifa, Professeur à l'université de Medea et Monsieur EL HADI Djamel, Professeur à l'université de Blida 1, pour m'avoir fait l'honneur d'examiner ce travail.

Je voudrais également remercier chaleureusement Monsieur Tahraoui Hichem, , Maitre de Conférences à l'université de Sétif, qui m'aura apporté une aide précieuse pour l'achèvement de ma thèse.

Un immense merci tout particulier pour mes parents, mes sœurs ainsi tous mes amis pour m'avoir toujours soutenue et encouragée durant toutes mes années d'étude.

Enfin, que toute personne ayant contribué de près ou de loin, à l'aboutissement de ce travail trouve ici le témoignage de ma profonde reconnaissance.

# Dédicace

*A*u nom d'Allah qui nous a éclairé les chemins de savoir, je dédie ce modeste travail :

*A* mes très chers parents symbole de douceur, de tendresse et d'amour qui ont consacré leur existence à bâtir la mienne, pour leur soutien, patience et soucis de tendresse et d'affection pour tout ce qu'ils ont fait pour que je puisse arriver à ce stade.

*A* mes chères sœurs : pour leurs encouragements, et l'amour dont elles m'ont entouré. Que Dieu procure bonheur, santé et grand succès.

*A* tout les membres de ma famille maternelle et paternelle.

*A* mes adorables amies

*A* tous ceux qui me sont chers…

*Nawel*

# Tables des matieres

Remerciements ..... II
Tables des matieres ..... IV
Liste des tableaux ..... VIII
Liste des figures ..... X
Introduction generale ..... 1

## Chapitre I : Eau et distillation membranaire

I.1. Introduction ..... 4
I.2. L'eau de mer ..... 4
I.2. 1.Classification des eaux selon la salinité ..... 4
I.2.2. Propriétés Physiques de l'eau de mer ..... 5
I.2.2.1. Composition de l'eau de mer ..... 6
I.2.3. Propriétés physico-chimiques de l'eau : ..... 7
I.2.4.Besoins et consommation de l'eau dans le monde : ..... 8
I.3. La Filière de dessalement ..... 8
I.3.1.Généralité sur le dessalement ..... 8
I.3.2.Principe de dessalement ..... 12
I.3.3. Les systèmes de dessalement ..... 12
I.3.3.1. Les procédés à membranes ..... 12
I.3.3.1.1.Osmose inverse (OI) ..... 13
I.3.3.1.2. Electrodialyse (ED) ..... 14
I.3.3.2. Procédés de distillation ..... 15
I.3.3.2.1. Distillation simple flash ..... 16
I.3.3.2.3. Distillation simple effet ..... 17
I.3.3.2.4. Distillation à multiple effet (Multiple Effect Distillation, MED) ..... 18
I.3.3.2.5. Distillation par compression de vapeur ..... 18
I.3.3.2.6. Distillation Membranaire (MD) ..... 19
I.3.3.3. Configurations de distillation membranaire ..... 21
I.3.3.4. Les applications de la distillation membranaire ..... 24
I.3.3.5. Récapitulatif des configurations MD ..... 25

I.3.3.6. Coûts de production de l'eau et consommations énergétiques des systèmes de dessalement ....27
I.3.3.7. Couplage de la DM avec l'énergie solaire ....28
I.3.3.7.1. Collecteurs et distillation solaires ....28
I.3.3.7.2. Les étangs solaires ....31
I.4.Conclusion ....33

## Chapitre II : Généralités sur l'énergie solaire

II.1. Introduction ....35
II.2 Le gisement solaire ....36
II. 2.1 Le soleil ....36
II. 2.2. Mouvement de la terre autour du soleil ....37
II. 2.3. Mouvement apparent du soleil ....38
II.2.4. Les coordonnées célestes ....38
II.2.5. Les temps solaires ....40
II.3 Potentiel solaire en Algérie ....41
II.4.Energie solaire thermique ....43
II.4.1. Rayonnement solaire ....43
II.4.2.Les capteurs solaires ....44
II.4.2.1. Capteurs solaires thermiques ....44
II.4.2.2. Description d'un système de conversion thermique ....45
II.4.2.3. Types de capteurs solaires ....45
II.4.2.3.1. Capteur plan ....45
II.4.2.3.2. Capteur solaire a tube sous vide ....51
II.4.2.3.3. Les capteurs solaires à concentration ....52
II.5. Energie solaire photovoltaïque ....53
I.5.1. Principe de fonctionnement d'une cellule photovoltaïque ....54
II.6. Chauffe-eau-solaire ....55
II.6.1. Types de chauffe-eau-solaire ....56
II.6.1.1. Chauffe-eau individuels ....56
II.6.1.2. Chauffe-eau solaire pour une grande consommation ....59
II.6.2. Les composants d'un chauffe-eau-solaire ....60

II.7.Conclusion ..... 62

## Chapitre III : Généralités sur les machines frigorifiques

III.1. Introduction ..... 63
III.2.L'état de l'art des installations frigorifiques ..... 64
III.2.1. Les débuts du froid ..... 64
III.2.2. L'apparition des divers systèmes frigorifiques ..... 65
III.2.2.1.Systèmes mécano-frigorifiques ..... 65
III.3.Cycles thermodynamiques à compression de vapeur ..... 67
III.3.1.Schéma de principe du cycle thermodynamique à compression de vapeur ..... 67
III.3.2.Rôle des composants du cycle thermodynamique à compression de vapeur ..... 68
III.4.Schéma de base d'une thermofrigopompe ..... 69
III.4.1.Les modes de fonctionnement ..... 71
III.5. Performances des machines thermodynamiques à compression de vapeur ..... 71
III.5.1. Aspects énergétiques ..... 71
III.5.2. Aspects exégétiques ..... 72
III.6. Les fluides frigorigènes ..... 74
III.6.1.Les Hydrocarbures (HC) ..... 77
III.6.2.Les Hydro fluorooléfines (HFO) ..... 78
III.6.3.L'ammoniac ..... 79
III.6.4.Le dioxyde de carbone (CO2) ..... 80
III.7.Conclusion ..... 83

## Chapitre IV : Modélisation du système étude des performances

IV.1. Introduction ..... 85
IV.2. Modélisation de la cellule de distillation membranaire ..... 85
IV.2.1. Transfert de chaleur ..... 86
IV.2.2. Transfert de masse ..... 89
IV.2.3. Validation du modèle numérique de l'AGMD ..... 92
IV.3.Etude simulée du système couplé l'énergie solaire ..... 94

IV.3.1.Description du système ..... 94
IV.3.2.Modélisation d'un Capteur solaire à plaques planes ..... 95
IV.3.3.Évaluation de la performance du système ..... 97
IV.3.4.Stratégie de simulation ..... 97
IV.3.5.Évaluation du potentiel solaire ..... 99
IV.3.6.Variation de la température en unité AGMD ..... 102
IV.3.7.Variation de la température de l'eau saline dans le collecteur plan ..... 104
IV.3.8. Variation du flux de perméat ..... 105
IV.3.9. Performance du système ..... 107
IV.4. Modélisation d'une pompe à chaleur ..... 108
IV.4.1 Modèle de compresseur ..... 109
IV.4.2. Modèle d'échangeurs ..... 110
IV.5. Analyse énergétique et exégétique d'un système de distillation membranaire (AGMD) couplée à l'énergie solaire pour le dessalement de l'eau de mer ..... 114
IV.5.1. Description du système ..... 114
IV.5.2. Modélisation numérique ..... 115
IV.5.3. Analyse exégétique ..... 116
IV.5.4. Résultats ..... 118
IV.5.4.1. Performance du système ..... 119
IV.5.4.2. Analyse énergétique et exégétique ..... 123
IV.6.Conclusion ..... 128

## ملخص

الهدف من هذه الأطروحة هو دراسة وبحث تحسين أداء جهاز تكييف الهواء الشمسي مقترنًا بوحدة تحلية المياه عن طريق التقطير الغشائي للإنتاج المتزامن للهواء البارد والماء العذبفي وقت واحد. المبدأ هو استعادة الحرارة المفقودة للبيئة من خلال معدات التبريد لإنتاج مياه الشرب. يوفر مبخر آلة التبريد المقدار المطلوب من البرودة عن طريق الضغط الميكانيكي. يتم إدخال مبادل حراري لوحي بين الة التبريد ووحدة التقطير الغشائي لاستعادة كمية الحرارة الموجودة في المحلول الملحي عن طريق التسخين المسبق لمحلول التغذية وإبطاء ارتفاع درجة حرارة التغذية في الخزان.تقوم المضخة بدفع محلول التغذية على التوالي إلى القناة الباردة لوحدة التقطير الغشائي، وإلى مكثف الة التبريد لتسخين محلول التغذية، ثم إلى القناة الساخنة لوحدة التقطير الغشائي حيث يتم تقسيم التدفق بين التدفق المتخلل وتدفق المحلول الملحي والذي يكون أكثر تركيزًا قليلًا في الملح ويتدفق المحلول الملحي أخيرًا إلى خزان التغذية. إن ربط نظام تكييف الهواء بمجمع الطاقة الشمسية المسطح سيعطي استقلالية تشغيل هذا النظام. يمكن لمثل هذا التثبيت الذي يجمع بين هذه التقنيات المبتكرة أن يجد تطبيقات في البحرية أو المساعدات الطبية الطارئة أو تحسين الظروف المعيشية للسكان في المواقع المعزولة. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها من النماذج المقترحة أنه يمكن تحقيق متوسط إنتاج ماء مقطر قدره 8 كجم.م$^{-2}$.ساعة$^{-1}$ عند درجة حرارة التغذية 68 درجة مئوية ومعدل تدفق 1 لتر دقيقة$^{-1}$.



**الكلمات المفتاحية:** تحلية المياه قليلة الملوحة، جامع لوحة مسطحة، التقطيرالغشائي، النمذجة،أداء، طاقة شمسية، آلة التبريد.

## Résumé

Le but de cette thèse est l'étude et la recherche de l'amélioration des performances d'un dispositif de climatisation solaire couplé avec une unité de dessalement par distillation membranaire (DM) pour la production simultanée d'aire froid et d'eau douce. Le principe est de récupérer la chaleur perdue vers l'environnement par un équipement frigorifique pour produire de l'eau potable. L'évaporateur de la machine frigorifique (MF) fournit la quantité de froid nécessaire par une compression mécanique. Un échangeur de chaleur à plaques est inséré entre la MF et l'unité de DM pour récupérer la quantité de chaleur contenue dans la saumure en préchauffant la solution d'alimentation, et ralentir la progression de la température d'alimentation dans le réservoir.Une pompe entraine successivement la solution d'alimentation dans le canal froid de l'unité de DM, dans le condenseur de la MF pour chauffer la solution d'alimentation ,puis dans le canal chaud de l'unité de DM ou le flux est divisé entre le flux de permèat et le flux de saumure ,qui est légèrement plus concentré en sel .la saumure s'écoule enfin vers le réservoir d'alimentation. L'association du système de climatisation à Capteur solaire à plaque plane (CSPP) confèrera une autonomie de fonctionnement à ce système. Une telle installation combinant ces technologies innovantes peut trouver des applications dans la marine, l'aide médicale d'urgence ou l'amélioration des conditions de vie des populations en site isolé. Les résultats obtenus à partir des modèles proposés ont montré qu'une production moyenne d'eau distillée de 8 $kg.m^{-2}.h^{-1}$ a pu être atteinte à 68 °C une température d'alimentation et un débit de 1 $L.min^{-1}$.



**Mots-clés :** dessalement de l'eau saumâtre, collecteursolaire à plaqueplane، Distillation membranaire, La modélisation, performance, énergie solaire, machine frigorifique.

## Abstract

The aim of this thesis is to study and research the improvement of the performance of a solar air conditioning device coupled with a desalination unit by membrane distillation (MD) for the simultaneous production of cold air and fresh water. The principle is to recover the heat lost to the environment through refrigeration equipment to produce drinking water. The evaporator of the refrigerating machine (RM) provides the required amount of cold by mechanical compression. A plate heat exchanger is inserted between the MF and the MD unit to recover the amount of heat contained in the brine by preheating the feed solution, and slow down the progression of the feed temperature in the tank. Pump successively drives the feed solution through the cold runner of the MD unit, into the RM condenser to heat the feed solution, then into the hot runner of the MD unit where the flow is divided between the permeate stream and the brine stream, which is slightly more concentrated in salt. The brine finally flows to the feed tank. The association of the air conditioning system with a solar flat plate collector (SFPC) will give this system operating autonomy. Such an installation combining these innovative technologies can find applications in the navy, emergency medical aid or improving the living conditions of populations in isolated sites. The results from the models produced on Montréal produce 8 $kg.m^{-2}.h^{-1}$ of water distilled at a temperature of 68 °C and at a temperature of 1 L. $min^{-1}$.

**Keywords:** Brackish water desalination,Flat plate collector, Membrane distillation, Modeling, Performance, Solar energy, Refrigerating machine.

# Liste des Tableaux

**Chapitre I :** Eau et distillation membranaire

| | | |
|---|---|---|
| **Tableau I.1** | Classification des eaux selon la salinité | 5 |
| **Tableau I.2** | Composition de l'eau de mer | 6 |
| **Tableau I.3** | Les cinq plus grandes unités de dessalement dans le monde | 11 |
| **Tableau I.4** | Les avantages et les inconvénients de la distillation membranaire comparés aux autres procédés séparatifs. | 20 |
| **Tableau I.5** | Avantages et inconvénients des configurations de distillation membranaire. | 26 |

**Chapitre II :** Généralités sur l'énergie solaire

| | | |
|---|---|---|
| **Tableau II.1** | Caractéristiques de certains absorbeurs | 47 |

**Chapitre III :** Généralités sur les machines frigorifiques

| | | |
|---|---|---|
| **Tableau III.1** | Caractéristiques des hydrocarbures | 77 |
| **Tableau III.2** | Propriétés thermodynamique et GWP de quelques HFO | 79 |
| **Tableau III.3** | Caractéristiques de l'ammoniac | 80 |
| **Tableau III.4** | Caractéristiques de dioxyde de carbone | 80 |

**Chapitre IV :** Modélisation du système et étude de performances

| | | |
|---|---|---|
| **Tableau IV.1** | Corrélations donnant le nombre de Nusselt utilisés en MD | 88 |

| | | |
|---|---|---|
| **Tableau IV.2** | Paramètres de l'unité AGMD simulée | 91 |
| **Tableau IV.3** | Résumé du flux de perméat pour différentes configurations MD de la littérature | 93 |
| **Tableau IV.4** | Caractéristique de la membrane utilisée | 93 |
| **Tableau IV.5** | Résumé du rapport de sortie de gain pour différentes configurations MD de la littérature | 98 |
| **Tableau IV.6** | Coefficients du rendement isentropique des compresseurs sélectionnés | 110 |
| **Tableau IV.7** | Coefficients du rendement volumétrique des compresseurs sélectionnés | 110 |
| **Tableau IV.8** | Conditions de fonctionnement du système solaire AGMD obtenues à partir de l'analyse thermodynamique (valeur maximale) | 118 |
| **Tableau IV.9** | Résumé de l'efficacité exégétique pour différentes configurations MD de la littérature | 124 |

# Liste des figures

**Chapitre I :** Eau et distillation membranaire


| | | |
|---|---|---|
| **Figure I.1** | Les différents procédés de dessalement | 10 |
| **Figure I.2** | Proportion d'usines installées en termes de production $m^3$/an | 11 |
| **Figure I.3** | Schéma général d'une installation de dessalement | 12 |
| **Figure I.4** | Principe de l'osmose inverse | 14 |
| **Figure I.5** | Principe de l'électrodialyse | 15 |
| **Figure I.6** | Principe de distillation à simple flash | 16 |
| **Figure I.7** | Principe du procédé multi-flash | 17 |
| **Figure I.8** | Distillation à simple effet | 17 |
| **Figure I.9** | Principe du procédé de dessalement à multiple effet | 18 |
| **Figure I.10** | Principe de la compression mécanique de vapeur | 19 |
| **Figure I.11** | Nombre de documents publiés sur le développement de la MD au cours des 30 dernières années | 21 |
| **Figure I.12** | Différents types de distillation membranaire : (a) DCMD, (b) AGMD, (c) SGMD, (d) VMD. | 22 |
| **Figure I.13** | Couplage de l'AGMD et de collecteurs solaires | 28 |
| **Figure I.14** | Couplage de la DCMD et de distillateur solaire | 29 |
| **Figure I.15** | Couplage de la DCMD et de collecteurs solaires | 30 |

| | | |
|---|---|---|
| **Figure I.16** | Couplage de la DCMD et de collecteurs solaires | 30 |
| **Figure I.17** | Couplage de la VMD et de collecteurs solaires | 31 |
| **Figure I.18** | Etang solaire | 32 |
| **Figure I.19** | Couplage de l'AGMD et d'un étang solaire | 33 |

**Chapitre II :** Généralités sur l'énergie solaire

| | | |
|---|---|---|
| **Figure II.1** | Classification de l'exploitation de l'énergie solaire | 36 |
| **Figure II.2** | Mouvement apparent du soleil | 37 |
| **Figure II.3** | Mouvement apparent du Soleil observé d'un point de latitude L | 38 |
| **Figure II.4** | Carte solaire de l'Algérie | 42 |
| **Figure II.5** | Aires du Sahara (carres rouges) nécessaires pour répondre aux besoins en électricité du monde, de l'Europe des 25 et de l'Allemagne | 42 |
| **Figure II.6** | Les principaux composants d'un capteur plan | 46 |
| **Figure II.7** | Absorbeur et revêtement sélectif | 47 |
| **Figure II.8** | Absorption α et émission ε du rayonnement de divers types de revêtements | 48 |
| **Figure II.9** | Transmission du rayonnement verre prisme et verre trempe | 49 |
| **Figure II.10** | Transmission du rayonnement par verre standard et verre antireflet | 50 |
| **Figure II.11** | Capteurs solaires à tube sous vide | 31 |
| **Figure II.12** | Composants d'un capteur à concentration | 53 |

| | | |
|---|---|---|
| **Figure II.13** | Jonction P-N dans une cellule photovoltaïque | 54 |
| **Figure II.14** | Fonctionnement d'une cellule PV | 54 |
| **Figure II.15** | Système de chauffe-eau solaire thermosiphon directe | 57 |
| **Figure II.16** | Système de chauffe-eau solaire thermosiphon indirecte | 57 |
| **Figure II.17** | Système de chauffe-eau solaire à circulation forcée | 58 |
| **Figure II.18** | Système de chauffe-eau solaire autovidangeable à circulation forcée | 58 |
| **Figure II.19** | Système de chauffe-eau solaire avec appoint intégré | 59 |
| **Figure II.20** | Système de production centralise et distribution directe | 60 |
| **Figure II.21** | Système de production centralise et distribution boucle de circulation | 60 |
| **Figure II.22** | Les composants d'un chauffe-eau-solaire | 61 |
| **Figure II.23** | Exemples de ballons solaires | 61 |
| **Figure II.24** | Capteur solaire thermique | 62 |

**Chapitre III :** Généralités sur les machines frigorifiques

| | | |
|---|---|---|
| **Figure III.1** | Evolution de la consommation d'énergie mondiale comparée aux réserves de pétrole | 63 |
| **Figure III.2** | Schéma de principe du cycle frigorifique | 68 |
| **Figure III.3** | Cycle frigorifique dans le diagramme pression-enthalpie | 69 |
| **Figure III.4** | Schéma de base d'une thermofrigopompe | 70 |

**Figure III.5** Cycle de Carnot pour un cycle moteur 73

**Chapitre IV :** Modélisation du système et étude de performances

**Figure IV.1** Mécanismes des transferts de chaleur et de masse 85

**Figure IV.2** Organigramme du calcul du débit massique 91

**Figure IV.3** Évolution du flux de perméat en fonction de la température d'alimentation 92

**Figure IV.4** Diagramme schématique du processus AGMD 95

**Figure IV.5** Stratégie de simulation de l'AGMD couplée a CSPP 98

**Figure IV.6** Évolution annuelle du rayonnement solaire et de la température ambiante (site de Ghardaïa) 100

**Figure IV.7** Variation instantanée du rayonnement solaire et de la température ambiante (site de Ghardaïa) 101

**Figure IV.8** Variation des températures de fonctionnement AGMD avec le temps 102

**Figure IV.9** Variation des températures de l'eau saline au niveau d'un échangeur coté froid à plaques avec le temps 103

**Figure IV.10** Variation des températures de l'eau saline au niveau d'un échangeur à plaques coté chaud avec le temps 103

**Figure IV.11** Variation des températures du fluide caloporteur dans le capteur plan avec le temps 104

**Figure IV.12** Variation des températures d'entrée et de sortie de l'eau saline dans le réservoir avec le temps 105

**Figure IV.13** Variation du flux de perméat au cours de l'heure locale 106

**Figure IV.14** Variation du flux de perméat des différents débits au cours de l'heure locale 106

| | | |
|---|---|---|
| **Figure IV.15** | Variation de flux de permeat avec le temps a diffèrent épaisseur d'entrefer | 107 |
| **Figure IV.16** | Variation de GOR et PR en fonction de temps | 108 |
| **Figure IV.17** | Comparaison entre les performances du système a) Jv , b) PR et c) GOR) avec et sans couplage avec TFP en fonction du temps | 114 |
| **Figure IV.18** | Diagramme schématique du processus CSPP/AGMD | 116 |
| **Figure IV.19** | Diagramme Variation des températures d'entrée de sortie de la voie chaude au cours de l'heure locale | 121 |
| **Figure IV.20** | Diagramme Variation du flux de perméat et du GOR au cours de l'heure locale | 122 |
| **Figure IV.21** | Variation du ratio de performance sur l'heure locale | 122 |
| **Figure IV.22** | Variation d'UPR% de la limite thermodynamique et de la limite thermodynamique sur l'heure locale | 123 |
| **Figure IV.23** | Variation de l'énergie primaire standard et UPR en fonction de l'heure locale | 124 |
| **Figure IV.24** | Variation de l'efficacité exégétique de l'AGMD et du travail minimum de séparation avec le temps | 125 |
| **Figure IV.25** | Variation de l'efficacité énergétique du capteur avec un solaire avec le temps | 126 |
| **Figure IV.26** | Variation du rendement exégétique du capteur avec un solaire en fonction du temps | 127 |
| **Figure IV.27** | Taux de destruction d'exergie dans les composants du système solaire AGMD | 128 |

# NOMENCLATURE

***Nomenclature***

**A** surface [$m^2$]

**AGMD** distillation par membrane à entrefer

**Bw** coefficient de transfert de masse [$kg.m^{-2}.h^{-1}.Pa^{-1}$]

**Cp** capacité thermique [$J.kg^{-1}\cdot K^{-1}$]

**DCMD** distillation membranaire par contact direct

***Dva*** diffusivité thermique de la vapeur d'eau dans l'air [$m^2.s^{-1}$]

**dh** diamètre hydraulique [m]

**L** longueur du module [m]

**ṁ** débit massique [$kg.s^{-1}$]

**DM** distillation membranaire

**P** pression [Pa]

**PR** rapport de performance [−]

**φ** flux thermique [$W.m^{-2}$]

**R** résistance thermique [$m^2\cdot K.W^{-1}$]

**OI** osmose inverse

**S** salinité [$g.kg^{-1}$]

**T** température [°C]

**ε** porosité [−]

**κ** conductivité électrique [S/m]

**μ** viscosité dynamique [kg/m·s]

**ρ** densité [kg/m3]

**τ** tortuosité [−]

**$\eta_{ex}$** efficacité exégétique

***Subscripts***

**0** état de référence

**a** air

**ag** entrefer (air gap)

**f** froid

**ev** évaporateur

**f** feed

**h** chaud

**cm** interface fluide chaud - membrane

**e** entrée

**m** membrane

**me** interface membrane-entrefer

**t** temps [s]

**U** coefficient de transfert de chaleur [$W.m^{-2}\cdot K^{-1}$]

**VMD** distillation sur membrane sous vide

Ẇ**min** Travail minimum (kW)

***Greek letters***

**α** coefficient d'activité [−]

**β** fraction d'eau [−]

**δ** épaisseur [m]

**s** sortie

**p** permeat

**pf** interface fluide froid - plaque

**Pp** température à l'interface perméat - plaque

**so** source

**sw** seawater

**th** thermique

**v** vapeur

# *Introduction générale*

# Introduction générale

Récemment, l'énergie solaire est une source alternative verte qui peut aider à éviter le besoin d'énergie mondiale pour la consommation actuelle et future. De plus, il offre de multiples applications, notamment l'industrie alimentaire, le chauffage des locaux et les chauffe-eau. Les capteurs solaires fonctionnent comme des échangeurs de chaleur qui transmettent la chaleur de l'énergie rayonnante du soleil au fluide (air ou eau). Ils peuvent être considérés comme un composant important des systèmes de chauffage solaire dynamique, tels que les systèmes de chauffage solaire de piscine, les systèmes de chauffage des locaux et les systèmes de chauffage de l'eau et des espaces [1,2].

En raison de son potentiel et de ses performances, le capteur solaire à plaque solaire (SFPC) est actuellement l'un des dispositifs les plus populaires utilisés pour la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique, qui peut être utilisé dans de multiples cas, par exemple, la production d'eau chaude, froide et climatisation. Pendant ce temps, la distillation solaire a reçu une grande attention en raison de ses avantages d'une structure simple, d'un palier à haute pression, de la durabilité, de la facilité d'entretien, de l'excellente efficacité thermique et des faibles coûts énergétiques. D'un regain d'intérêt, il deviendra plus adapté à la production d'eau durable et la principale tendance à l'avenir est de surmonter le besoin croissant d'intégration de processus d'énergie solaire dans les bâtiments [3,4].

Le Sahara algérien, qui s'étend des montagnes de l'Atlas saharien et a une superficie de plus de deux millions de kilomètres carrés jusqu'aux frontières du Mali, du Niger et de la Libye, est considéré comme l'endroit le plus vaste et le plus sec de la planète. Avec une population estimée à trois millions et demi d'habitants, dont la plupart sont concentrés dans les grandes localités de Wilaya, il a parcouru une distance de plus de deux 2000 kilomètres (nord-sud), dont certains atteignent 150 000 env. L'erg, le Regs et les lacs salins, énormes étendues d'eau impropres à l'agriculture, constituent la majorité de ce vaste territoire [5].

Ghardaïa est située dans le désert du nord algérien et appartient à une zone aride, qui enregistre des changements quotidiens de rayonnement solaire global (GSR) de 607 à 7574 $Wh.m^{-2}$/jour lorsque le GSR moyen annuel atteint 5656 $Wh.m^{-2}$ jours. Cette région a sa place dans le grand gisement solaire caractérisé par des avancées considérables dans une vaste gamme d'options alternatives d'énergie

renouvelable, y compris l'énergie solaire, qui est un moyen très important pour développer des technologies de dessalement telles que la distillation membranaire (MD). Récemment, ce dernier a rencontré un intérêt particulier pour ses applications dans le domaine du dessalement de l'eau, notamment lorsqu'il est couplé à l'énergie solaire [6].

D'autre part, La croissance démographique mondiale entraine une augmentation des besoins en froid commercial et domestique, en rafraîchissement ou climatisation ainsi qu'en eau potable. Les activités humaines entrainent parallèlement la diminution des ressources en eau disponibles par leurs utilisations pour l'agriculture ou par la pollution. Plus de 40 % de la population mondiale vit dans des bassins hydrographiques touchés par de graves pénuries d'eau et si toutes les activités se poursuivent au rythme actuel, la demande en termes de prélèvements des ressources en eau devrait augmenter de quelque 55 % d'ici à 2050 [7]. D'autre part, la production de froid est aujourd'hui un enjeu environnemental mondial du fait de la consommation énergétique des systèmes et de l'utilisation des fluides frigorigènes, pouvant être potentiellement des gaz à effet de serre puissants.

Cette thèse est une contribution à la résolution de cette problématique par le couplage d'une unité de distillation membranaire (AGMD) à la fois avec une machine frigorifique et l'énergie solaire. La machine frigorifique ou le système de climatisation devient une thermofrigopompe dès lors que le rejet de chaleur est valorisé. Après avoir détaillé le contexte de l'étude, ce mémoire est divisé en quatre grandes parties.

Le premier chapitre vise à faire une étude bibliographique sur les différents procédés de dessalement. Dans cette partie, une description des procédés de distillation membranaire a été détalée afin d'expliquer le choix de la distillation membranaire à air gap comme procédé de dessalement dans ce travail.

Le deuxième chapitreprésente une brève description du soleil, nous définissons ensuite quelques données nécessaires pour notre étude notamment les paramètres de position et de temps solaire, Puis on passe en revue l'historique des capteurs solaires avec leurs composantes. Une classification des différents types de capteurs solaires et une description de leur fonctionnement seront présentées. Les capteurs solaires plans qui ont été utilisés dans notre installation feront dans ce qui suit l'objet d'une description détaillée.

Le troisième chapitre de ce mémoire a pour objectif de présenter les différentes machines frigorifiques, leurs cycles thermodynamiques et les fluides frigorigènes.

Le quatrième chapitre présente la modélisation d'une unité de distillation membranaire couplée à des thermofrigopompes en utilisant l'énergie solaire. Le modèle de cellule MD (distillation membranaire) est validé par les données dans la littérature. Une étude énergétique et exégétique a été effectuée. Les résultats sont détaillés afin de valider le couplage d'une thermofrigopompe (TFP) avec une unité d'air gap membrane distillation (AGMD) en utilisant l'énergie solaire.

La conclusion générale récapitule les enseignements importants de ces travaux et met brièvement en perspective, par une simulation sur les plans de l'énergétique et environnementale, de la production d'eau douce et du coût financier.

*Chapitre*

# *Eau et distillation membranaire*

*I*

## I.1. **Introduction**

L'eau est présente sous diverses formes sur notre planète mais sa quantité globale n'évolue pas. En effet, elle se transforme d'une forme à l'autre lors du cycle de l'eau. Alors que l'eau utilisée provient en majorité des lacs, cours d'eau et des nappes d'eau souterraine, la majorité de l'eau se retrouve à plus de 97 % dans les océans qui couvrent 71 % de la surface de la Terre (61 % dans l'hémisphère nord et 81 % dans l'hémisphère sud). L'océan représente ainsi une ressource quasi inépuisable en eau.

Le dessalement de l'eau de mer et des eaux saumâtre devient un élément essentiel pour l'approvisionnement en eau douce et constitue une source durable pour un plus grand nombre de communautés à travers le monde. Au fur et à mesure que l'industrie du dessalement se développe, plusieurs procédés de dessalement ont été mis en œuvre dans le marché mondial. Deux grandes familles de procédés sont utilisées pour le dessalement : les procédés thermiques de distillation et les procédés membranaires**.** Les procédés avec changement de phase dits procédés thermiques qui ont une forte consommation énergétique et les procédés sans changement de phase dits procédés membranaires. Les procédés thermiques sont principalement des procédés de distillation. Le procédé de distillation consiste simplement à évaporer l'eau sous forme de vapeur d'eau qui est ensuite condensée. Ce procédé est utilisé depuis l'Antiquité. Les procédés membranaires consistent à séparer les sels de l'eau au moyen de membranes sélectives. Ils n'impliquent pas de changement de phase et peuvent fonctionner à température ambiante. Le choix des techniques utilisées dépend de la nature de l'eau traitée et de la disponibilité de la source d'énergie qui fait fonctionner le processus de dessalement.

## I.2. L'eau de mer

### I.2. 1.Classification des eaux selon la salinité

La salinité mesure la concentration en sels dissous ; elle s'exprime en g/L. Du fait que les quantités de sels dissous sont souvent très inférieures au gramme, l'unité communément utilisée est le mg/L ou encore le ppm [8]**.** La quantité de sel qui existe dans l'eau est généralement décrite par (TDS) la concentration totale des solides dissous (Total Dissolved solids). Elle regroupe l'ensemble des minéraux, des métaux, des cations et des anions dissous dans l'eau.

L'industrie de dessalement fait une distinction entre l'eau de mer et les eaux saumâtres. Une classification de l'eau de source selon la quantité des solides dissous est donnée dans le tableau I.2 [9].

Le tableau ci-dessous donne une classification des eaux selon leur salinité.

**Tableau I.1 :** Classification des eaux selon la salinité [10].

| Type d'eau | Salinité TDS |
|---|---|
| Eau douce | inférieure à 1000 mg/l |
| Faiblement saumâtre | de 1000 à 5000 mg/l |
| Moyennement saumâtre | de 5000 à 15000 mg/l |
| Fortement saumâtre | de 15000 à 35000 mg/l |
| Eau de mer | 35000 mg/l et plus |

Pour l'organisation américaine de la protection de l'environnement (E. P. A), la salinité de l'eau potable destinée à la consommation ne doit pas dépasser la valeur de 500 mg/l. Pour l'organisation mondiale de la santé, l'OMS, la salinité doit être inférieure à 1000 mg/l et un taux de chlorures ne dépassant pas les 250 mg/L [10].

## I.2.2. Propriétés Physiques de l'eau de mer

La présence de sels dans l'eau modifie fortement certaines propriétés (densité, compressibilité, point de congélation, coefficient d'activité) tandis que d'autres sont moins influencées (viscosité, absorption de la lumière). D'autres propriétés dépendent essentiellement de la quantité de sel dans l'eau (conductivité, pression osmotique).

La température de l'eau de mer peut varier de -1,9°C sous l'influence des courants polaires (point de congélation de l'eau de mer à une concentration de 35 $g.L^{-1}$ de sels) jusqu'à 35°C au niveau de la péninsule arabique.

Les différentes propriétés de l'eau de mer dépendent de sa température, de sa salinité et de sa pression (liée à la profondeur). Elles peuvent être fortement variables d'un endroit à l'autre en raison des fortes variations de salinité, de température et de profondeur**)** [11].

## I.2.2.1. Composition de l'eau de mer

- **Composition minérale de l'eau de mer**

Plus de 99,99 % des espèces dissoutes dans l'eau de mer sont des sels. L'eau de mer est composée d'une soixantaine d'éléments dont : chlore, sodium, magnésium, calcium, potassium, brome, strontium, bore et fluor ainsi que des sulfates.

La composition relative d'une eau de mer (répartition des différents sels) reste quasi-constante dans le cas des mers ouvertes ou peu ouvertes (Tableau I-2). Dans le cas des mers fermées, il peut néanmoins y avoir de fortes variations dans la composition en fonction de l'évaporation et des apports d'eaux de surface. Les ions chlorure et sodium représentent environ 85 % de la masse en sels présents dans l'eau de mer mais il faut également noter la présence de bicarbonates, de calcium et de sulfates qui sont des sources potentielles de colmatage lors d'un procédé de dessalement.

L'Organisation Mondiale de la Santé a défini des normes de potabilité pour l'eau concernant le taux en sels : la salinité globale doit être inférieure ou égale à 1 000 mg.L-1 et la teneur en chlorure doit être inférieure ou égale à 250 mg.L-1. En prenant comme référence l'eau de mer standard, cela équivaut à une élimination de 97,1 % pour les sels totaux et de 98,7% pour les chlorures [11].

**Tableau I.2 :** Composition de l'eau de mer [11].

| | | Eau de mer standard | | Mer Méditerranée | | Golfe arabique | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | $mg.L^{-1}$ | % | $mg.L^{-1}$ | % | $mg.L^{-1}$ | % |
| | Salinité totale | 3500 | _ | 3900 | - | 45000 | - |
| **Cations** | Sodium $Na^{+}$ | 10760 | 30,7 | 11973 | 30,7 | 13830 | 30,7 |
| | Magnésium $Mg^{2+}$ | 1294 | 3,7 | 1443 | 3,7 | 1660 | 3,7 |
| | Calcium $Ca^{2+}$ | 412 | 1,2 | 468 | 1,2 | 530 | 1,2 |
| | Potassium $K^{+}$ | 387 | 1,1 | 429 | 1,1 | 497 | 1,1 |
| **Anio** | Chlorures $Cl^{-}$ | 19353 | 55,3 | 21567 | 55,3 | 24900 | 55,3 |
| | Sulfates $SO_4^{2-}$ | 2712 | 7,7 | 3003 | 7,7 | 3500 | 7,7 |

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Bicarbonates $HCO_3^-$ | 142 | 0,4 | 156 | 0,4 | 182 | 0,4 |
| Bromures $Br^-$ | 67 | 0,2 | 78 | 0,2 | 86 | 0,2 |

- **Composition en gaz dissous de l'eau de mer**

  Les gaz dissous dans l'eau de mer sont de l'azote (64 %) et de l'oxygène (34 %). Les concentrations diminuent lorsque la température et la profondeur augmentent. La proportion de dioxyde de carbone est 60 fois plus forte dans la mer que dans l'air (1,8 %).

- **Composition organique de l'eau de mer**

L'océan est le plus gros réservoir de carbone organique sur Terre avec environ 700 Gt de carbone. La majeure partie du carbone organique se trouve sous forme dissoute (COD :Carbone Organique Dissous) à plus de 92 % tandis que la fraction particulaire (COP : Carbone Organique Particulaire), définie comme la fraction retenue sur un filtre de taille de pores entre 0,2 et 1 mm, représente entre 2 (pour les eaux profondes) et 8 % (pour les eaux de surface) du carbone organique total (COT) présent dans l'océan soit une moyenne de 3 %. La fraction vivante du COP ne représente qu'au maximum 5 % du COP. Pour les océans ouverts, le COT et le COD sont souvent équivalents [10].

## I.2.3. Propriétés physico-chimiques de l'eau :

L'eau est' elle une molécule originale, un composé vital, un véhicule fatal, un enjeu mondial ou une question de chimie banale ? L'eau est tout à la fois une originalité physique, ainsi qu'une curiosité chimique.

- **Qualité physique :**

Une eau destinée à l'alimentation doit être limpide et fraîche (absence de couleur ainsi que d'odeur et de saveur désagréable). La température optimale d'une eau d'alimentation se situe entre 9 C et 12℃. Elle ne devra pas dépasser les 15 C.. Les variations de la température, selon la saison ou le climat, tendent à faire suspecter une consommation.. La saveur et l'odeur constituent des qualités organoleptiques de l'eau. Les principaux corps pouvant donner a l'eau une saveur désagréable sont le fer, le magnésium, chlore actif. La saveur se dégrade avec l'augmentation de la température. (Pert Muter, 1981). La concentration en ions hydrogènes ou pH indique l'intensité de la réaction acide ou alcaline de l'eau. Le pH d'une eau qui est ni acide ni basique est dit neutre, et est compris entre 6,5 et 8,5

- **Qualité chimique et physicochimique :**

La minéralisation d'une eau c'est-à-dire sa concentration en sel solubles s'acquit généralement avec la profondeur à laquelle circule pour les eaux d'alimentation. La minéralisation totale, ou la salinité ou l'extrait sec, ne doivent pas dépasser 2g/l. L'eau d'alimentation doit être pauvre en matière organique et en nitrates car une concentration supérieure à 10mg/l de nitrates peut provoquer des troubles chez les nourrissons.. 1.4.3. Les normes de qualités physico-chimiques tolérées dans l'eau de boisson : Selon l'OMS 2004, les eaux destinées à la consommation humaine doivent satisfaire aux exigences de qualités [10].

- **Qualité bactériologique :**

C'est par la recherche de la présence éventuelle ou non de certains germes tests, facile à identifier, que l'on peut avoir une idée de la qualité bactériologique d'une eau. La mise en évidence de ces germes est alors l'indice d'une contamination d'origine fécale et doit déclencher les mesures de protection nécessaires. Les germes-testes à rechercher, sont les suivants : - Coliformes totaux et coliformes fécaux ; - Streptocoques fécaux ; - Vibrions cholériques ; - Clostridie Polito réducteur [10].

## I.2.4.Besoins et consommation de l'eau dans le monde :

Au plan mondial, la question de l'approvisionnent en eau devient chaque jour plus préoccupante et cela pour plusieurs raisons : la premières d'entre elles est l'augmentation démographique que connait notre planète depuis 2 siècles. Cet essor. S'est, en outre, accompagné d'un formidable développement industriel lequel a engendre de nouveaux usages d'eau. L'apparition de ces nouveaux besoins, l'augmentation des niveaux de vie et l'accès facile à l'eau potable ont contribué à une demande croissante en eau par habitant. Un approvisionnement suffisant en eau de boisson saine est universellement reconnu comme un besoin fondamental de l'être humain [12].

## I.3. La Filière de dessalement

## I.3.1.Généralité sur le dessalement

Le dessalement de l'eau de mer pour produire de l'eau potable existe depuis l'Antiquité par évaporation. A partir de la fin des années 1940, le dessalement de l'eau de mer s'est développé à grande échelle avec les technologies de dessalement thermique par distillation. Dans les années 1950, les premières usines industrielles de dessalement sont principalement apparues au Moyen- Orient. L'Osmose Inverse (OI) est apparue en dessalement à la fin des années 1960. De nos jours, il existe plus de

15 000 usines de dessalement en activité pour une capacité de plus de 40 millions dem$^3$ d'eau produite par jour avec une augmentation de 12 % sur les cinq dernières années. Plus de 50 % des capacités mondiales de dessalement se trouvent au Moyen-Orient avec notamment l'Arabie Saoudite qui représente 26 % du dessalement mondial. Le second rang dans le dessalement est occupé par les USA avec 17 % de la capacité mondiale. En Europe, l'Espagne utilise le dessalement de l'eau de mer depuis 1964 notamment aux Baléares, aux Canaries et dans le sud-est du pays. L'Italie et l'Espagne représentent chacun 2,6 % des capacités mondiales de dessalement. Le Japon représente quant à lui 3,7 % du marché du dessalement. Des usines existent également au Chili, en Australie et une première sera bientôt construite à Londres en Angleterre. De nombreux autres pays comme la Chine, la Tunisie et la Jordanie s'intéressent également au dessalement [13].

Il existe plus 27 procédés différents de dessalement qui peuvent être classés en deux grandes familles : les procédés avec changement de phase dits procédés thermiques qui ont une forte consommation énergétique et les procédés sans changement de phase dits procédés membranaires. La Figure I.1 présente ces différents procédés de dessalement. Le dessalement peut être réalisé à partir d'eau de mer ou d'eau saumâtre, c'est-à-dire des eaux d'une salinité plus réduite que l'eau de mer.

Les procédés thermiques sont principalement des procédés de distillation. Le procédé de distillation consiste simplement à évaporer l'eau de mer sous forme de vapeur d'eau qui est ensuite condensée. Ce procédé est utilisé depuis l'Antiquité. De nos jours, la distillation peut être réalisée suivant différentes techniques : la distillation simple ou multiples effets, la distillation par détentes successive appelée aussi multiflash ou flash et la distillation par compression de vapeur.

Les procédés membranaires consistent à séparer les sels de l'eau de mer au moyen de membranes sélectives. Ils n'impliquent pas de changement de phase et peuvent fonctionner à température ambiante. Deux procédés membranaires sont actuellement utilisés en dessalement : l'osmose inverse et l'électrodialyse [13].

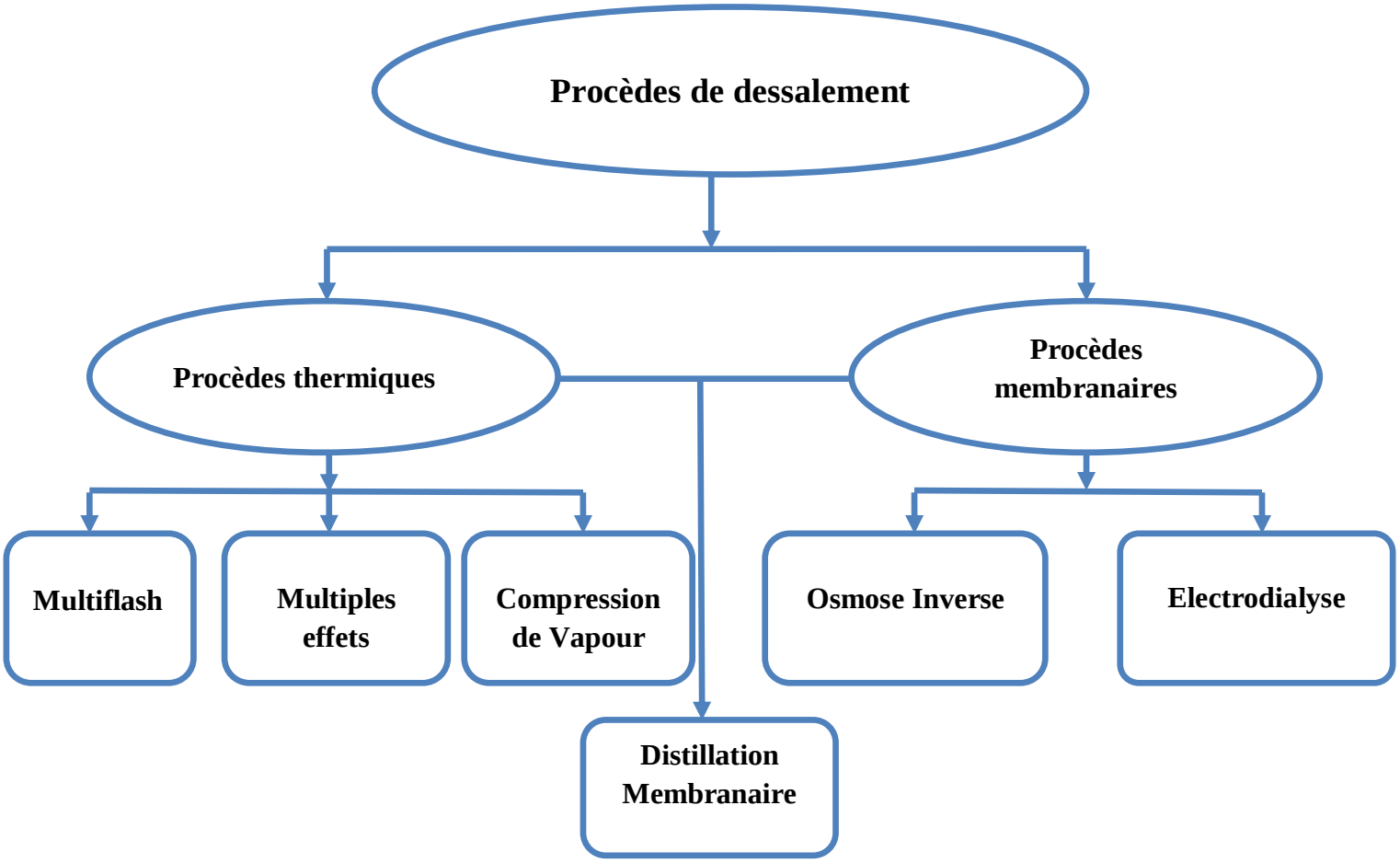



**Figure I.1 :** Les différents procédés de dessalement

La Figure I.2 rappelle le pourcentage de volume total de production d'eau dessalée pour les trois systèmes principaux, qui sont l'osmose inverse (RO), la distillation multi-flash (MSF) et la distillation à effet multiple (MED). Les autres systèmes représentent les 6% restants. A l'échelle industrielle, la distillation et l'osmose inverse sont les deux technologies de dessalement les plus utilisées. Elles représentent chacune environ la moitié de la capacité mondiale de dessalement installée [14].

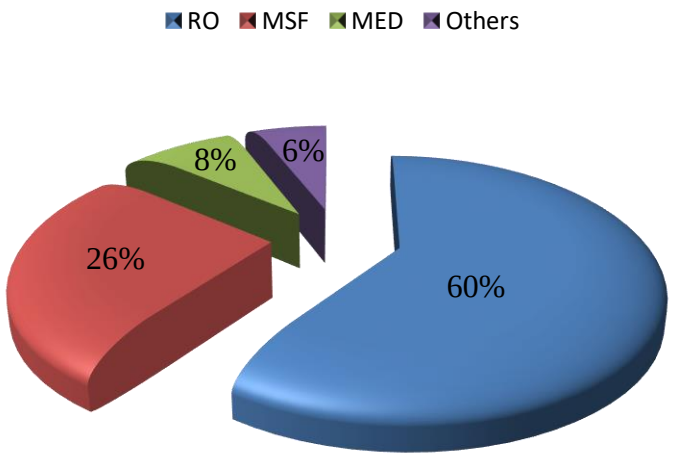



**Figure I.2 :** Proportion d'usines installées en termes de production $m^3$/an [14].

Le Tableau I.3 présente les cinq plus grandes usines de dessalement dans le monde. De nombreuses grandes usines seront nécessaires dans un futur proche. Malgré ce nombre très important d'usines en installation un peu partout dans le monde, la production de l'eau potable reste toujours au centre des préoccupations. Cette partie passe en revue les principaux procédés de dessalement pour étudier la possibilité d'un coulage avec l'énergie solaire et une TFP.

**Tableau I.3 :** Les cinq plus grandes unités de dessalement dans le monde [15, 16].

| Localité | Capacité ($m^3$/j) | Procédé | Année de mise en service |
|---|---|---|---|
| Ras Al-Khair, Arabie Saoudite | 1 035 000 | MSF/OI | 2013 |
| Shoaiba 3, Arabie Saoudite | 880 000 | MSF | 2007 |
| Al Jubail, Arabie Saoudite | 800 000 | MED | 2007 |
| Jebel Ali M Station, Emirats Arabes Unis | 636 440 | MSF | 2013 |
| Magtaa, Algérie | 500 000 | OI | 2009 |

## I.3.2.Principe de dessalement

Le dessalement est un processus qui permet de séparer les sels dissous de l'eau salée (eau de mer ou saumâtre) via plusieurs technologies pour la rendre douce afin de l'utiliser pour divers usages (consommation humaine, irrigation, industrie). Après avoir récupéré l'eau dessalée, les sels sont concentrés dans un courant d'eau appelé « rejet ou bien saumure » puis jetés à la mer, dans des aquifères salins ou bien dans des étangs d'évaporation.

Une installation de dessalement (Figure I.3) peut être schématiquement subdivisée en quatre étapes : une prise d'eau, un poste de prétraitement, l'installation de dessalement proprement dite et un post-traitement.

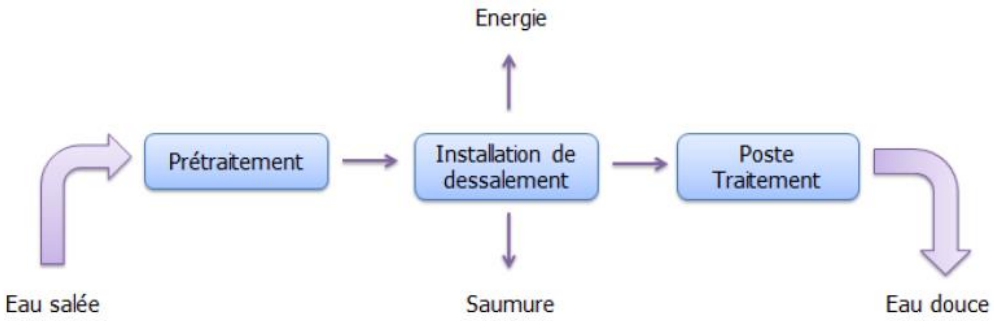



**Figure I.3 :** Schéma général d'une installation de dessalement [17].

Les processus de dessalement de l'eau exigent des quantités importantes d'énergie pour réussir la séparation des sels dissouts et d'obtenir de l'eau douce. La quantité et le type de l'énergie nécessaire diffère selon la technique utilisée [18].

## I.3.3. Les systèmes de dessalement

### I.3.3.1. Les procédés à membranes

Une membrane est une fine couche de matériau, semi-perméable ou sélectivement perméable, capable de séparer différents composés en fonction de leurs propriétés chimiques et/ou physiques sous l'action d'un gradient de force motrice appliqué sur celle-ci (pression, potentiel électrique, pression de vapeur,

concentration, par exemple). Une séparation par membrane peut être définie comme une opération durant laquelle une alimentation est divisée en deux phases distinctes de compositions différentes :

- un perméat contenant les substances ayant traversé la membrane,
- un rétentat (ou concentrat ou encore saumure) qui est le fluide contenant les composés auxquels la membrane n'est pas perméable.

Il peut s'agir d'un milieu dense ou poreux avec des pores de diamètres variant de l'ordre de 1 nm à quelques micromètres. Il existe principalement des membranes de type fibres creuses, planes, spiralées ou tubulaires [19].

### I.3.3.1.1.Osmose inverse (OI)

Il s'agit d'un système à deux compartiments contenant des solutions de concentration en soluté différentes et séparées par une membrane semi-perméable. Dans ces conditions, en raison de la différence de potentiel chimique entre les deux compartiments, les molécules d'eau passent de la solution la moins concentrée en sel vers la plus concentrée. Ce phénomène est celui de l'osmose. L'osmose est aussi accessoirement un phénomène naturel qui se produit dans le corps humain pour produire de l'énergie. Ainsi le niveau de l'eau va monter dans le compartiment contenant la solution concentrée et diminuer dans le compartiment le plus dilué (Figure I.4.a). Si on applique une pression sur la solution concentrée, la quantité d'eau transférée par osmose diminue jusqu'à ce que le potentiel chimique dû à la différence de pression soit égal à celui dû à la différence de concentration. Dans ce cas, le flux de transfert va s'annuler. A ce stade, la différence de hauteur ΔH entre les compartiments correspond à ce que l'on appelle la pression osmotique ($\pi$) de la solution (Figure I.4.b).

Lorsqu'on applique sur la solution concentrée une pression supérieure à la pression osmotique, on inverse le phénomène d'osmose. On fait passer le solvant depuis la solution concentrée vers la solution diluée. C'est l'osmose inverse (Figure I.4.c). La pression nécessaire pour le dessalement varie de 17 à 27 bars pour l'eau saumâtre et de 55 à 82 bars pour l'eau de mer [20]. La température a peu d'effet sur cette méthode de dessalement car la variation des pressions des liquides est négligeable en fonction de la température. Le coût de production de l'eau douce par l'osmose inverse est faible par rapport aux procédés thermiques. Parmi ses inconvénients, on cite une grande perte d'énergie pour le pompage de l'eau et un taux de conversion relativement faible conduisant au rejet de grands volumes de concentrat.

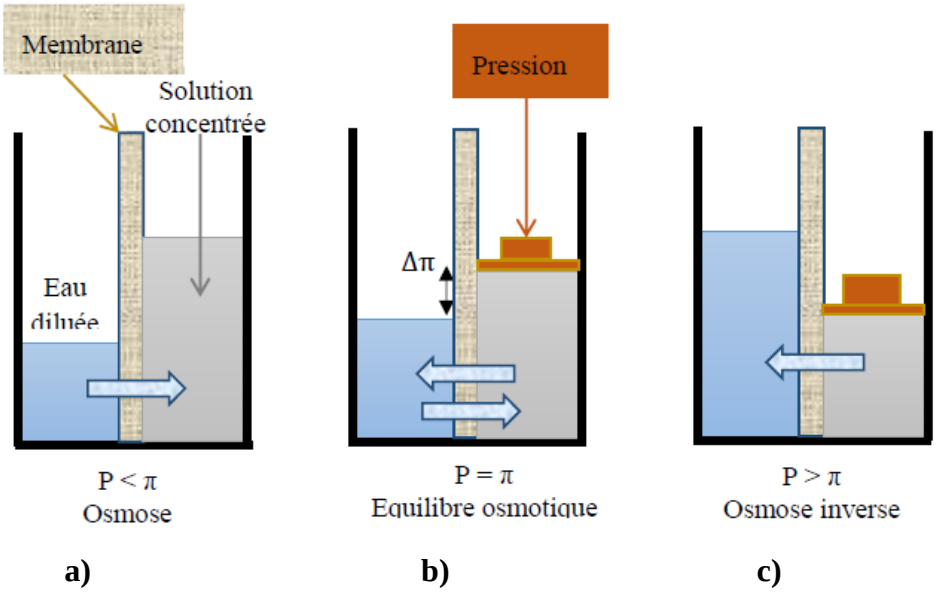



**Figure I.4 :** Principe de l'osmose inverse.

### I.3.3.1.2. Electrodialyse (ED)

L'électrodialyse est un procédé électro-membranaire qui permet un transfert sélectif des ions à travers des membranes sous l'action d'un champ électrique. Elle est effectuée par un appareil qui s'appelle un électrodialyseur. Il comporte alternativement des compartiments de concentration et de déminéralisation (Figure I.5). Les ions (anions et cations) contenus dans leau à traiter sont déplacés par un champ électrique appliqué à l'électrodialyseur, des compartiments de déminéralisation (1, 3 et 5) vers les compartiments de concentration (2 et 4). On obtient d'un côté une solution enrichie en sels et de l'autre de l'eau pure. Cette technique consomme énormément d'énergie et elle est utilisée pour le traitement des eaux saumâtres dont la concentration totale de sels dissous est généralement faible par rapport aux eaux de mer [21]. L'électrodialyse n'a pas de lien avec la chaleur. Sa consommation électrique dépend la teneur en sels de l'eau. Cette méthode est beaucoup plus favorable dans le cas d'eaux à faible teneur en sels, telles les saumâtres. Pour des eaux à faible concentration saline, l'électrodialyse est très complétive par rapport à l'osmose inverse.

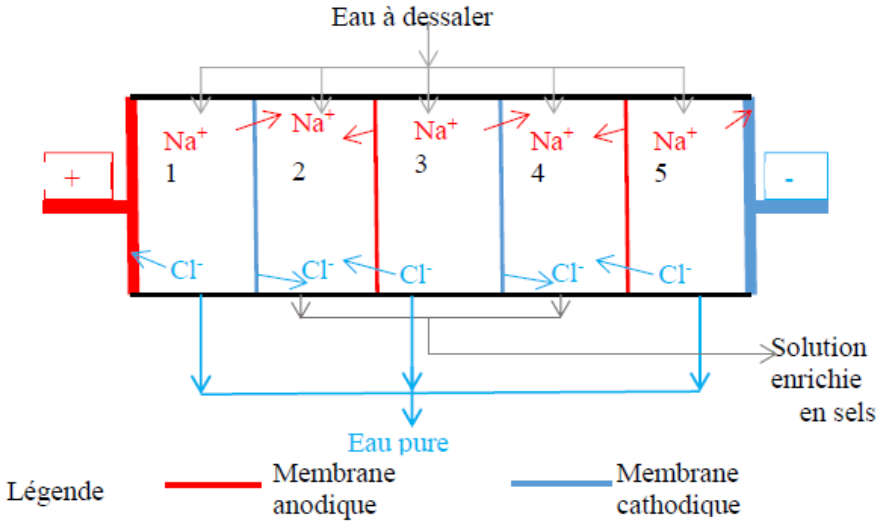



**Figure I.5 :** Principe de l'électrodialyse.

## I.3.3.2. Procédés de distillation

Les procédés de distillation consistent à vaporiser une fraction d'eau de mer ou d'eau saumâtre en la portant à une température élevée. La vapeur ainsi produite doit être condensée pour donner de l'eau douce. Ces procédés de distillation reproduisent le cycle naturel de l'eau. Contrairement aux procédés membranaires, la consommation d'énergie des procédés thermiques est indépendante des variations de salinité. Le procédé de distillation à effets multiples et le procédé de distillation multi-flash sont les deux grands procédés de dessalement thermiques qui se partagent le marché mondial (Figure I.2). La compréhension des techniques de distillations multi flash et multiples effets passe respectivement par celle des distillations à simple flash et à simple effet. Nous citerons d'abord la distillation à simple effet et la distillation à simple flash pour une meilleure compréhension de ces deux procédés.

### I.3.3.2.1. Distillation simple flash

Dans le cas de la distillation simple effet, la vaporisation de l'eau de mer est provoquée par une différence de température alors que pour la distillation simple flash la vaporisation est due à une différence de pression. Le principe de la distillation flash repose sur la vaporisation instantanée (Figure I.6). L'eau de mer est préchauffée à des températures variant de 90 à120 °C [22] dans le bouilleur par la vapeur de chauffage produite par une source de chaleur externe. Cette eau pénètre dans une enceinte dans laquelle règne une pression inférieure à la pression de saturation de l'eau d'alimentation du système. Cette différence de pression provoque instantanément la vaporisation d'une partie du flux d'eau

entrant par détente appelée « détente flash ». Les vapeurs sont condensées par un condenseur contenant l'eau de mer qui est chauffée ainsi préchauffée avant d'être réchauffée par la source externe de chaleur. Une pompe assure le retour du condensat dans la chaudière.

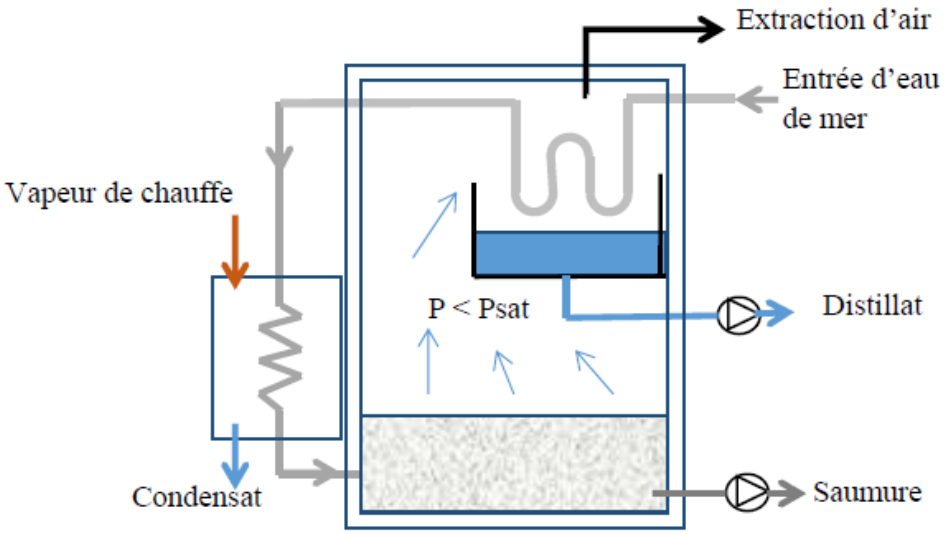



**Figure I.6 :** Principe de distillation à simple flash

### I.3.3.2.2. Distillation multi-flash (Multi-Stage Flash distillation, MSF)

La distillation multi-flash (Figure I.7) a été développée dans les années 70. Ce procédé de dessalement reproduit en cascade le principe de la distillation simple flash. Elle comprend plusieurs étages dans lesquelles la saumure est vaporisée par réduction successive de la pression du 1er étage au nième étage. Les vapeurs ainsi produites se condensent aux sommets des étages en échangeant la chaleur avec l'eau de mer qui entre dans une conduite (condenseur). Les unités de dessalement par MSF varient généralement de 15 à 40 étages [23].

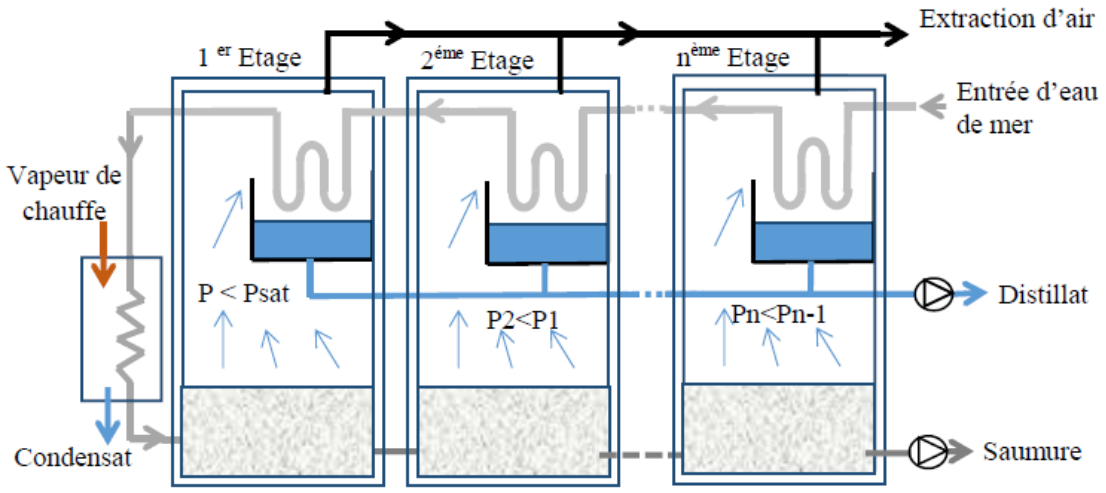



**Figure I.7 :** Principe du procédé multi-flash.

### I.3.3.2.3. Distillation simple effet

Le principe de fonctionnement de la distillation à simple effet est présenté sur la Figure I.8. Un fluide caloporteur alimente un serpentin dans une enceinte fermée pour porter à ébullition une partie de l'eau de mer avec des températures variant généralement entre 65 et 90 °C [24]. Les vapeurs formées sont condensées en contact avec un serpentin parcouru par l'eau de mer et le distillat est recueilli dans un réceptacle. Une partie de l'eau de mer préchauffée sort sous forme de saumure. Le distillat et la saumure sont extraits par des pompes. La vaporisation sur un espace d'échange est appelé « effet ». La température d'ébullition de l'eau de mer diminue avec la pression dans la cellule.

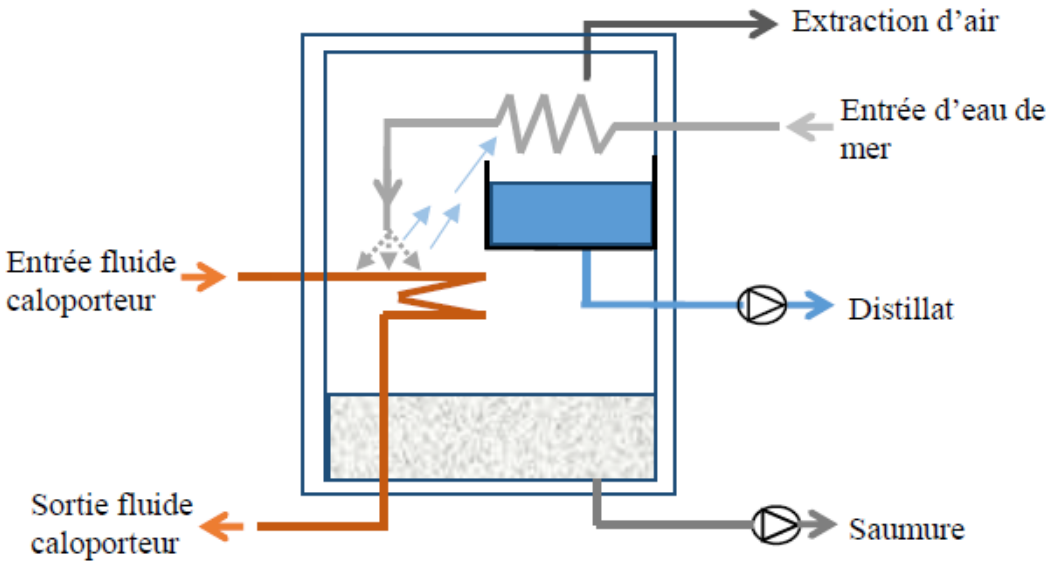



**Figure I.8 :** Distillation à simple effet.

### I.3.3.2.4. Distillation à multiple effet (Multiple Effect Distillation, MED)

La distillation à multiple effet ou Multiple Effect Distillation (Figure I.9) reprend le principe de la distillation à simple effet. Le concept de la distillation à multiple effet consiste en la juxtaposition de plusieurs cellules (ou effets). La vapeur d'eau issue du premier évaporateur se condense dans la cellule voisine par l'intermédiaire d'un serpentin. La chaleur libérée par condensation sert à évaporer l'eau de mer arrivant dans le second effet. De même, le troisième évaporateur joue le rôle de condenseur pour le second. Si l'on considère une distillation à n effet, le processus est répété n-1 fois. Les pressions et les températures diminuent progressivement du premier effet au dernier effet. L'extraction d'air par des pompes à vide permet d'éviter l'augmentation de la pression par l'accumulation de l'air, ce qui pourrait conduire à un arrêt de l'ébullition. Les faibles températures de fonctionnement de la MED sont un avantage car elles permettent de réaliser une faible consommation d'énergie et de minimiser le risque de corrosion. Le nombre total d'effets disponibles dans un système MED est conçu en fonction de la différence de température disponible entre la température supérieure de la saumure et la température de condensation finale [24].

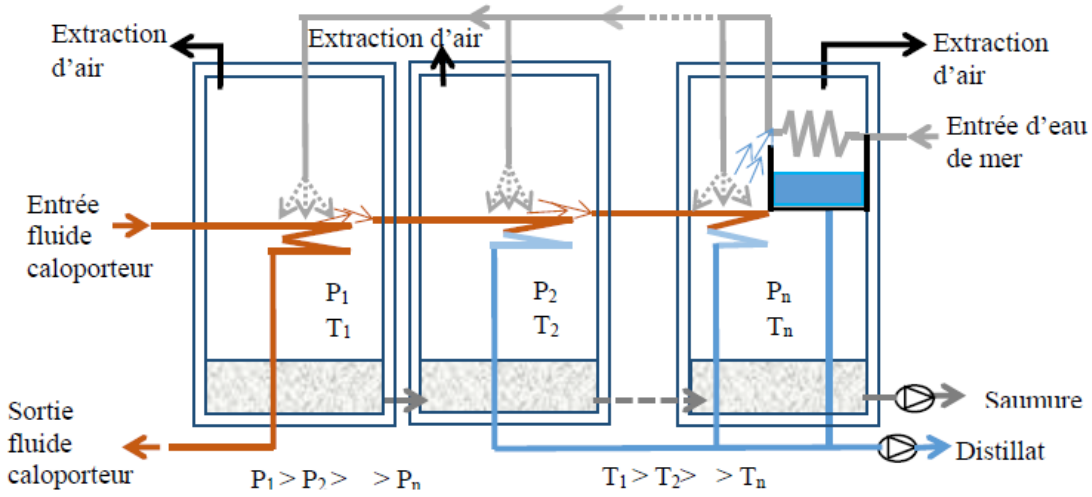



**Figure I. 9 :** Principe du procédé de dessalement à multiple effet.

### I.3.3.2.5. Distillation par compression de vapeur

La distillation par compression de vapeur (Figure I.10) est utilisée pour le dessalement par de petites unités. Elle est souvent combinée au procédé à effet simple ou multiple dans le but d'atténuer leur consommation en énergie thermique. La vapeur produite entre des températures variant de 60 à 70 °C dans une enceinte thermique isolée est aspirée par un

compresseur. La compression est accompagnée d'une augmentation de la température de saturation de la vapeur comprimée. Cette dernière est envoyée dans l'enceinte par l'intermédiaire d'un faisceau tubulaire pour se condenser en portant à ébullition l'eau de mer. Le condensat sort sous forme d'eau distillée. Elle consomme plus d'énergie électrique que les autres systèmes de dessalement et sa production de perméat est très limitée.

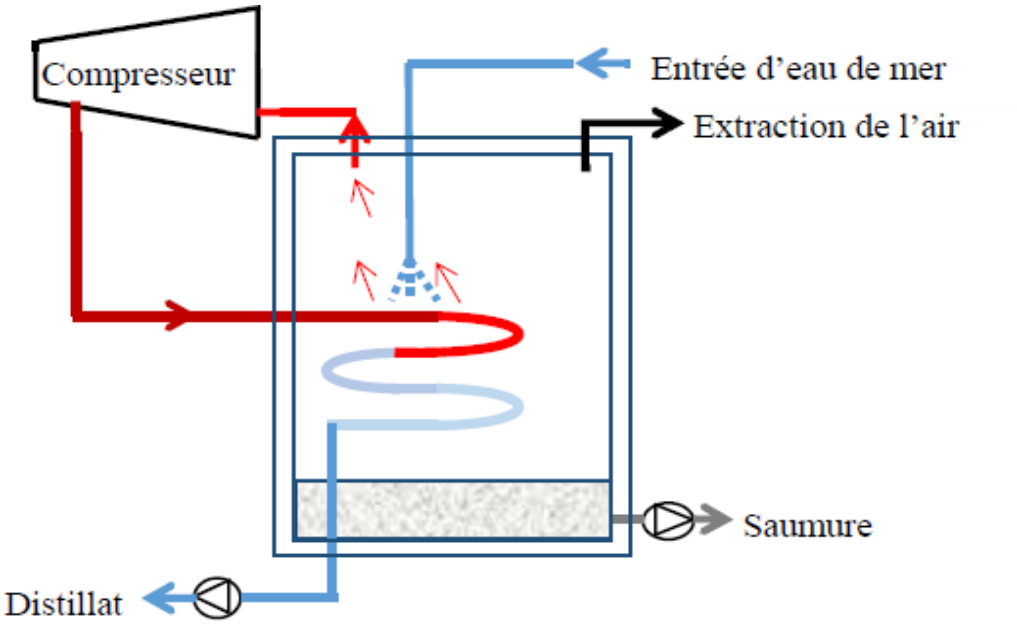



**Figure I. 10 :** Principe de la compression mécanique de vapeur.

## I.3.3.2.6. Distillation Membranaire (MD)

La Distillation Membranaire (DM) est un procédé hybride combinant à la fois un procédé thermique et un procédé membranaire. La membrane met en contact direct un liquide côté alimentation et une phase liquide ou gazeuse côté perméat. La force de transfert du procédé est la différence de pressions partielles entre les deux côtés de la membrane qui provoque une évaporation du côté alimentation. La membrane sert uniquement de support à l'interface liquide-gaz et n'intervient pas dans le procédé séparatif. La membrane macroporeuse doit être hydrophobe afin d'empêcher le liquide de pénétrer à l'intérieur des pores de la membrane.

La distillation membranaire comporte de nombreux avantages comparés aux autres procédés séparatifs et présente quelques inconvénients qui l'ont empêchée jusqu'à maintenant d'être développée industriellement. Le Tableau I.4 présente un résumé des avantages et des inconvénients de la distillation membranaire.

**Tableau I.4 :** Les avantages et les inconvénients de la distillation membranaire comparés aux autres procédés séparatifs.

| Avantages | Inconvénients |
|---|---|
| • un travail à des pressions faibles et des températures inférieures à la température d'ébullition du liquide à traiter<br>• une grande sélectivité du procédé avec un taux de rejet en sel théoriquement de 100 %<br>• un faible espace nécessaire pour le procédé et une zone limitée où appliquer le vide dans le cas de la distillation membranaire sous vide<br>• un colmatage plus faible que pour les autres procédés séparatifs<br>• une plus faible sensibilité aux concentrations de l'alimentation comparativement aux autres procédés membranaires<br>• une possibilité de couplage avec des énergies renouvelables comme celles solaire [25] ou géothermique [26]. | • un faible flux de perméat par rapport à celui de l'osmose inverse<br>• une absence de conception de membranes et de modules spécialement destinés à la distillation membranaire<br>• une assez forte consommation énergétique du procédé ce qui rend nécessaire un<br>• couplage avec des énergies renouvelables ou un système performant de récupération d'énergie. |

Le procédé de DM fut breveté pour la première fois en 1963 par B.R.R. Bodell aux USA. (United States Patent n°285,032) et la première publication date de 1967 [27]. Cependant, les recherches furent rapidement abandonnées en raison des faibles productions de perméat comparées à l'OI et de l'absence de membranes adaptées et utilisables pour ce nouveau procédé. Dans les années 1980, les recherches sur la distillation membranaire connurent un renouveau avec l'apparition sur le marché de nouvelles membranes poreuses et hydrophobes qui conviennent parfaitement à la DM [28, 29, 30]. L'intérêt pour la DM a connu une envolée à partir des années 1990 avec un nombre toujours croissant de publications sur le sujet. Certains aspects de la DM ont largement été largement étudiés comme l'influence

des conditions opératoires tandis que d'autres comme le colmatage et les analyses énergétiques n'ont que rarement été abordés [31]. Cependant, les applications industrielles du procédé restent encore marginales. Cela s'explique par le fait que peu d'études portent sur la conception de module membranaire dédié à la DM [32, 33, 34].

Les principes de la distillation membranaire ont été examinés et résumés par Lawson et Lloyd dans une publication décrivant l'état de l'art de la distillation membranaire [35]. Une nouvelle publication a fait le point sur l'état de l'art de la DM en 2006 [31]. Deux thèses ont été conduites au laboratoire sur le sujet [36, 37]. La Figure I.11 présente le nombre de documents publiés sur le développement de la MD au cours des 30 dernières années [38].

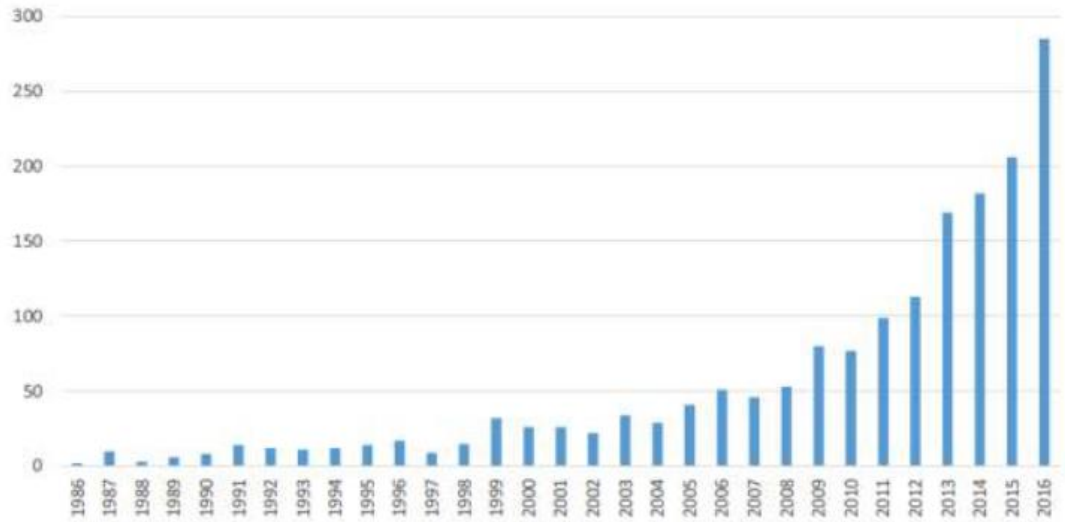



**Figure I. 11 :** Nombre de documents publiés sur le développement de la MD au cours des 30 dernières années [38].

## I.3.3.3. Configurations de distillation membranaire

Il existe quatre configurations possibles de distillation membranaire: la Direct Contact Membrane Distillation (DCMD), l'Air Gap Membrane Distillation (AGMD), la Sweeping Gas Membrane Distillation (SGMD) et la Vacuum Membrane Distillation (VMD) (Distillation Membranaire Sous Vide ou VMD). Ces configurations sont représentées par la Figure I. 12. La différence entre ces configurations vient de la façon dont est générée la différence transmembranaire de pression partielle [35, 31].

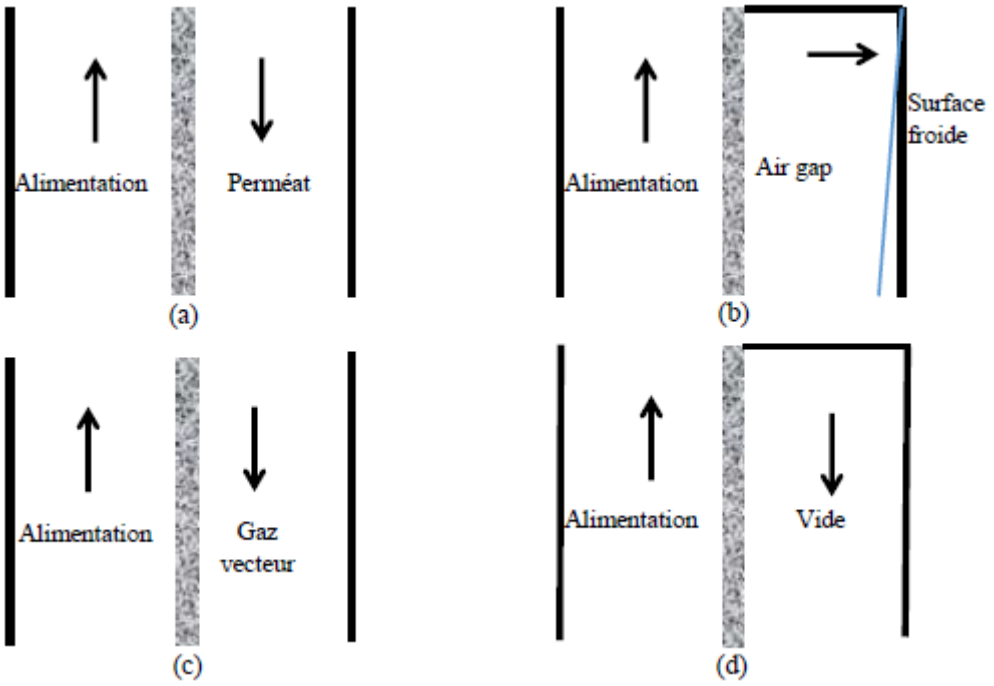



**Figure I. 12 :** Différents types de distillation membranaire : (a) DCMD, (b) AGMD, (c) SGMD, (d) VMD.

- **Distillation membranaire à contact direct ou DCMD**

Pour la DCMD ou distillation membranaire à contact direct (Figure I.12.a), la différence transmembranaire de pression partielle est générée par une différence de température entre l'alimentation liquide chaude et un liquide froid recueillant le perméat de part et d'autre de la membrane hydrophobe. Les molécules volatiles s'évaporent ainsi à l'interface liquide chaud/vapeur et traversent la membrane sous forme gazeuse pour ensuite être recondensées à l'interface vapeur/liquide froid. La recondensation a ainsi lieu à l'intérieur du module membranaire.

La DCMD se caractérise par des flux de perméat relativement faibles en comparaison avec les autres configurations de distillation membranaire. Il est à noter les fortes pertes de chaleur par conduction dans la membrane et l'importance des phénomènes de polarisation de température et de concentration. Au contraire, la résistance au transfert de matière est faible. Cette configuration présente également un risque de mouillage plus important avec la présence de deux phases liquides de part et d'autre de la membrane.

- **Distillation membranaire à lame d'air ou AGMD**

Pour l'AGMD ou distillation membranaire à intervalle gazeux (Figure I.12.b), la différence transmembranaire de pression partielle est générée par une différence de température entre l'alimentation liquide chaude et une surface froide de part et d'autre de la membrane hydrophobe. Un intervalle gazeux inerte et stagnant est placé entre la membrane et cette surface froide. Les molécules volatiles s'évaporent ainsi à l'interface liquide chaud/vapeur et traversent la membrane sous forme gazeuse puis l'intervalle gazeux avant de se recondenser au contact de la surface froide. La recondensation a ainsi lieu à l'intérieur du module membranaire.

L'AGMD se caractérise par les flux de perméat les plus faibles en comparaison avec les autres configurations de distillation membranaire. Contrairement à la DCMD, les pertes de chaleur par conduction dans la matrice membranaire sont relativement faibles. Il est à noter la présence d'une résistance supplémentaire aux transferts de chaleur et de matière due au film gazeux (transfert par diffusion moléculaire dans le film gazeux). Son épaisseur joue un rôle important mais elle est difficile à contrôler pour des raisons techniques.

- **Distillation membranaire à entraînement gazeux ou SGMD**

Dans la distillation membranaire à entraînement gazeux ou la Sweeping Gas Membrane Distillation (Figure I.12.c), la membrane hydrophobe se situe entre l'alimentation en liquide chaud et un vecteur gaz froid et inerte. Dans cette configuration la pression du côté perméat est inférieure à la pression de saturation du liquide. Cette différence de pression permet aux molécules du liquide de s'évaporer à l'interface liquide chaud/membrane et traverser les pores de la membrane à l'état gazeux. Elles sont ensuite emportées par le gaz vecteur froid vers la sortie et condensées à l'extérieur du module membranaire.

- **Distillation membranaire sous vide ou VMD**

Pour la VMD ou distillation membranaire sous vide (Figure I.12.d), la différence transmembranaire de pression partielle est générée, non plus par une différence de température, mais par une basse pression ou pression de vide inférieure à la pression partielle de vapeur de l'alimentation liquide chaude et appliquée du côté perméat de la membrane hydrophobe. Les molécules volatiles s'évaporent ainsi à l'interface liquide chaud/vapeur et traversent la membrane sous forme gazeuse. La recondensation de la vapeur se fait grâce à un condenseur à l'extérieur du module membranaire.

- **Distillation membranaire et ses dérivés**

L'amélioration de la performance des procédés de distillation membranaire a donné naissance à d'autres configurations qui sont des dérivés de la DCMD, de l'AGMD, de la SGMD et de la VMD. Des substances ont été intégrées dans ces procédés pour agir sur les transferts de chaleur et de masse. Parmi les nouveaux procédés, nous avons la DCMD avec une lame liquide et la SGMD thermostatique [39], la distillation membranaire à lame de matériau (MGMD) [40], la distillation membranaire à intervalle conducteur (CGMD) et la distillation membranaire à intervalle de perméat (PGMD) [41]. La combinaison des configurations a fait l'objet de plusieurs études dans la littérature. Cette dernière peut être un moyen de réduire la consommation d'énergie thermique spécifique [42]. Elles peuvent aussi être couplées avec d'autres procédés, de distillation ou à membranes.

### I.3.3.4. Les applications de la distillation membranaire

La DM a été étudié en laboratoire pour de nombreuses applications qui ont montré leurs potentialités et leur intérêt [43].

La DM peut ainsi être utilisée pour séparer des composés présents dans l'eau comme des composés non volatils (ions, colloïdes, macromolécules, métaux lourds), des composés organiques volatils à l'état de traces comme le benzène, le chloroforme ou le trichloréthylène ainsi que des composés organiques comme les alcools de solutions aqueuses diluées. Le traitement de solutions d'acides humiques a également été abordé [44].

La distillation membranaire peut ainsi être utilisée dans de nombreuses industries [45) :

- Industrie nucléaire avec la concentration de solutions radioactives, le traitement des eaux résiduaires ou la production d'eau pure .
- Industrie textile avec l'extraction des colorants ou le traitement des eaux résiduaires.
- Industrie chimique avec la concentration d'acides, l'extraction de composés organiques volatils de l'eau .la séparation de solution azéotropique alcool-eau ou d'émulsion eau-huile, le traitement de solutions aqueuses contenant des métaux lourds.
- Industrie pharmaceutique et biomédicale avec l'extraction d'eau du sang ou l'hémodialyse, le traitement de solutions de protéines, la cristallisation ou le traitement des eaux résiduaires.

- Industrie agro-alimentaire avec la concentration de jus.

### I.3.3.5. Récapitulatif des configurations MD

Les avantages de la distillation membranaire (MD) par rapport aux autres procédés de dessalement les plus connus proviennent de faibles pressions et températures de fonctionnement, d'un rejet important d'ions et d'une réduction des interactions chimiques entre la membrane et la solution de traitement. Malgré ces avantages de la MD, on note de manière générale une production faible de perméat par rapport à l'osmose inverse. Pourtant, ce procédé peut être économiquement viable s'il est couplé à une énergie renouvelable. Dans les configurations DCMD et AGMD la condensation se fait à l'intérieur du module tandis que pour la SGMD et la VMD, elle se produit à extérieur du module. La SGMD et la VMD nécessitent des pompes pour la récupération du perméat. Un équipement de plus est donc nécessaire par rapport à la DCMD et l'AGMD. Le Tableau I.5 présente un résumé des avantages et des inconvénients des configurations de distillation membranaire.

Dans la littérature, quelques auteurs se sont intéressés à la comparaison des performances des configurations de MD [46, 47, 48]. Cependant, il existe une contradiction en termes de production de flux de perméat entre les différents procédés de MD. La comparaison est complexe en raison de la différence entre les conditions d'essais. La nature de la membrane, la porosité et les débits (chaud et froid) sont importants pour la comparaison ainsi que la nature de la solution. Néanmoins, Cerneaux et al. [49] ont présenté une étude expérimentale montrant que l'AGMD est plus performante que la DCMD pour les mêmes débits de fonctionnement et une membrane identique. Drioli et al. [48] indiquent aussi que l'AGMD est une des configurations qui donne les plus forts flux. D'autre part, il a été montré que la PGMD offre plus de distillat que l'AGMD [50].

Le choix de la configuration de distillation membranaire pour le couplage avec thermofrigopompe portera sur la configuration qui consomme moins d'énergie et dans laquelle la possibilité de récupération de chaleur n'est pas difficile. Vu les avantages et les inconvénients de ces configurations, l'AGMD semble être le meilleur choix pour le couplage avec une TFP car elle consomme moins d'énergie et la récupération du perméat est plus facile et aussi pour le couplage avec l'énergie solaire.

**Tableau I.5 :** Avantages et inconvénients des configurations de distillation membranaire.

| Configurations | Avantages | Inconvénients |
|---|---|---|
| **DCMD** | Configuration simple à réaliser et la plus étudiée dans la littérature [51] | Pertes de chaleur par conduction [53]<br>Fort risque de mouillage de la membrane |
| **AGMD** | Flux de perméat relativement élevé [48]<br>Faibles pertes thermiques par conduction [51]<br>Possibilité de récupération de la chaleur [51]<br>Pas de mouillage côte perméat | Création d'une résistance supplémentaire au transfert de masse provoquée par l'air gap [51] |
| **SGMD** | Faible polarisation de température<br>Pas de mouillage de la membrane côté perméat [48] | Récupération de la chaleur difficile, faible flux [48]<br>Prétraitement du gaz de balayage peut-être nécessaire [48]<br>Consommation énergétique supplémentaire de la ventilation |
| **VMD** | Flux de perméat élevé [52]<br>Faibles pertes de conductivité thermique et de résistance au transfert de masse dans la couche limite [52] | Risque très important de mouillage de la membrane [54]<br>Récupération de la chaleur difficile [54]<br>Consommation énergétique |

supplémentaire de la pompe à vide

## I.3.3.6. Coûts de production de l'eau et consommations énergétiques des systèmes de dessalement

Pour compléter cette revue bibliographique sur les systèmes de dessalement et conforter le choix de l'AGMD, une comparaison des coûts de production de l'eau dessalée est présentée. La consommation d'énergie et le coût de production de l'eau finale des systèmes de dessalement dépendent de la nature des procédés, du type d'énergie utilisé (primaire, solaire, éolien, etc.) et de leur capacité de production en eau potable. La comparaison des coûts de la production des différentes technologies de dessalement est difficile car plusieurs paramètres sont considérés dans l'évaluation économique. En général, les coûts de l'énergie dans la localité et les coûts de maintenance, la nature de l'eau à traiter (saumure ou eau de mer) et la technologie utilisée sont les paramètres qui interviennent dans l'évaluation du coût final de la production. Donc il n'y a pas de règle absolue pour calculer des coûts de production de l'eau de ces systèmes. L'analyse de l'évaluation technico-économique des systèmes de dessalement sont peu développés dans la littérature. Cependant, des détails sur les coûts de production de l'eau et la consommation d'énergie peuvent être trouvés dans la littérature [55, 56, 57, 58].

La consommation spécifique d'énergie par OI est entre 2 et 3 kWh / $m^3$ [59]. Nezungai et Majozi ont estimé la consommation d'énergie d'un procédé d'électrodialyse à environ 11 kWh / $m^3$ [60]. Celle de MED varie de 5 à 10,33 kWh/$m^3$ et 14,56 kWh/$m^3$ pour la MSF [61]. Gude a donné une tendance actuelle dans l'industrie du dessalement sur les coûts de production de l'eau potable [62]. Cette tendance montre que le coût de la MSF est la plus chère soit 1,07 $/m3 et l'OI est la moins chère avec 0,76 $/$m^3$.

La consommation d'énergie et le coût de l'eau des systèmes de MD varient respectivement de 1 à 9000 kWh/$m^3$ et de 0,3 à 130 $/$m^3$ selon les configurations utilisées [58]. Lee a mené une étude numérique sur l'évaluation économique d'un système multi étage de distillation membranaire à vide en comparant le coût de production de l'eau avec une source de chaleur payante et une source de chaleur perdue [63]. Le plus faible coût de production d'eau du système avec une source de chaleur non perdue est évalué à 1,16 $/$m^3$ et celui du système fonctionnant avec une source de chaleur perdue à 0,52 $/$m^3$. L'évaluation économique sur des configurations de distillation membranaire (AGMD),

DCMD et VMD) alimentées par des systèmes solaires autonomes montre que l'AGMD est la plus chère [57].Donc les facteurs économiques sont les principaux obstacles à la diffusion de l'énergie solaire pour les procédés de dessalement. Malgré cela, la distillation membranaire par énergie solaire est une méthode intéressante et viable pour la production d'eau douce dans les zones arides reculées. Il est indispensable pour certaines populations, en particulier dans les sites isolés, de concevoir de nouveaux systèmes économes en énergie pour la production d'eau potable.

### I.3.3.7. Couplage de la DM avec l'énergie solaire

Le traitement direct de l'eau par la DMV peut être envisagé en réduisant la consommation énergétique du procédé. Une des solutions les plus intéressantes est de coupler la DMV avec l'énergie solaire. Pour la distillation membranaire, cela a déjà fait l'objet de plusieurs études présentées dans la suite de ce paragraphe.

#### I.3.3.7.1. Collecteurs et distillation solaires

Une des solutions de couplage entre la DMV et l'énergie solaire peut être l'utilisation de collecteurs ou distillateurs solaires pour chauffer l'eau avant le module de DMV. La première étude de couplage qui a montré la faisabilité du procédé et l'adaptation de la DM au régime transitoire d'ensoleillement a été réalisé par Hogan avec de la DCMD [64].

Un couplage de l'AGMD pour des membranes en spirales a été étudié avec des collecteurs solaires (Figure I. 13). Les simulations ont montré un flux possible de perméat de 28 $L.j^{-1}.m^{-2}$ de collecteurs pour un jour d'été et de bonnes conditions météorologiques. Le minimum obtenu était en décembre de 11 $L.j^{-1}.m^{-2}$ de collecteurs.

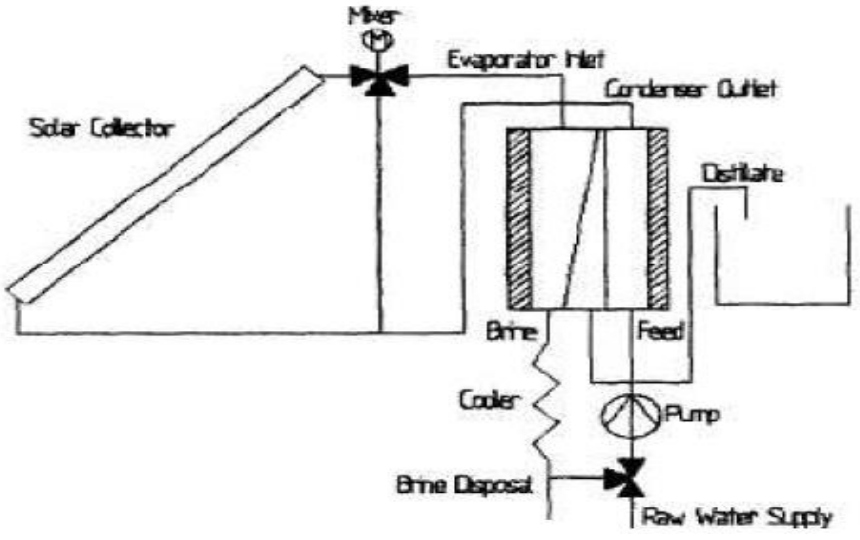



**Figure I. 13 :** Couplage de l'AGMD et de collecteurs solaires

Le couplage de la DCMD à fibres creuses avec un distillateur solaire (qui sert à la fois à préchauffer l'eau pour la DCMD mais également produit de l'eau pure parévaporation). Il a montré que l'effet de la concentration en sel (NaCl) était très limité et qu'il pouvait atteindre des flux maximum de 1,5 $L.h^{-1}.m^{-2}$. Ce maximum de flux intervient trois heures après l'irradiance solaire maximum en raison du temps de chauffe dans le distillateur solaire. De plus, plus de 80% de la production d'eau vient du module de DCMD et non du distillateur (Figure I.14) [65].

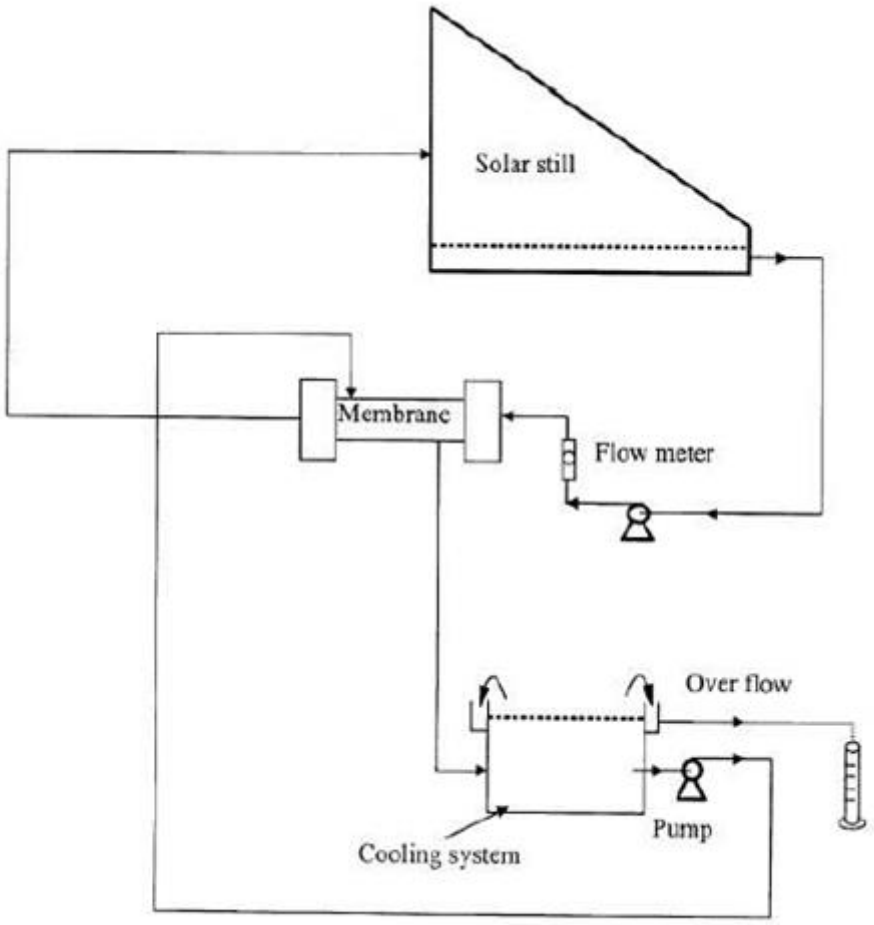



**Figure I. 14 :** Couplage de la DCMD et d'un distillateur solaire

Le couplage de la DCMD par membranes planes a été réalisé par Ding (Figure I.15). Ce couplage intègre également des récupérations énergétiques [66].

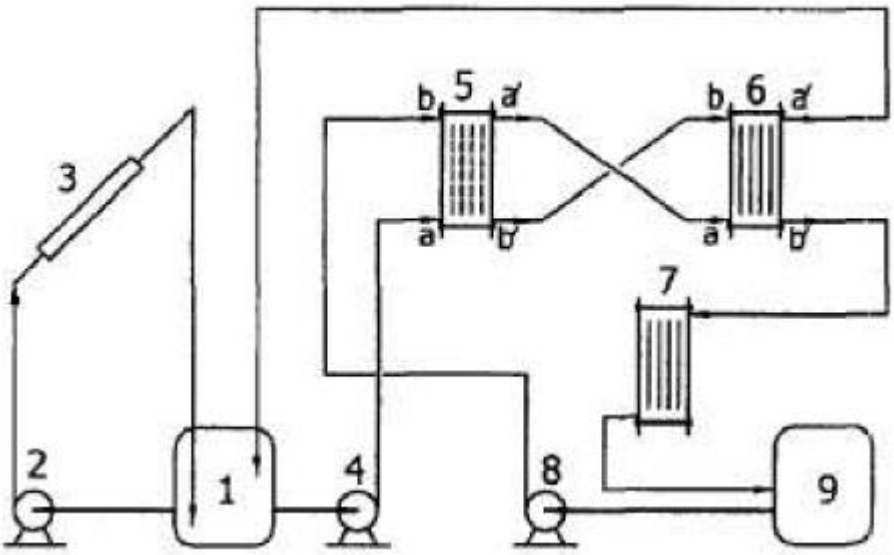



**Figure I. 15 : Couplage** de la DCMD et de collecteurs solaires

Dans le cadre du Projet SMADES (Figure I.16), des collecteurs solaires thermiques de 72 $m^2$ ont été utilisés pour chauffer une eau servant à alimenter un échangeur de chaleur qui chauffe l'eau d'alimentation des modules de DCMD. Ils ont obtenus des flux de 2 à 11 $L.j^{-1}.m^{-2}$ de collecteurs ce qui est supérieur aux 2 à 6 $L.j^{-1}.m^{-2}$ obtenus pour les distillateurs solaires seuls.

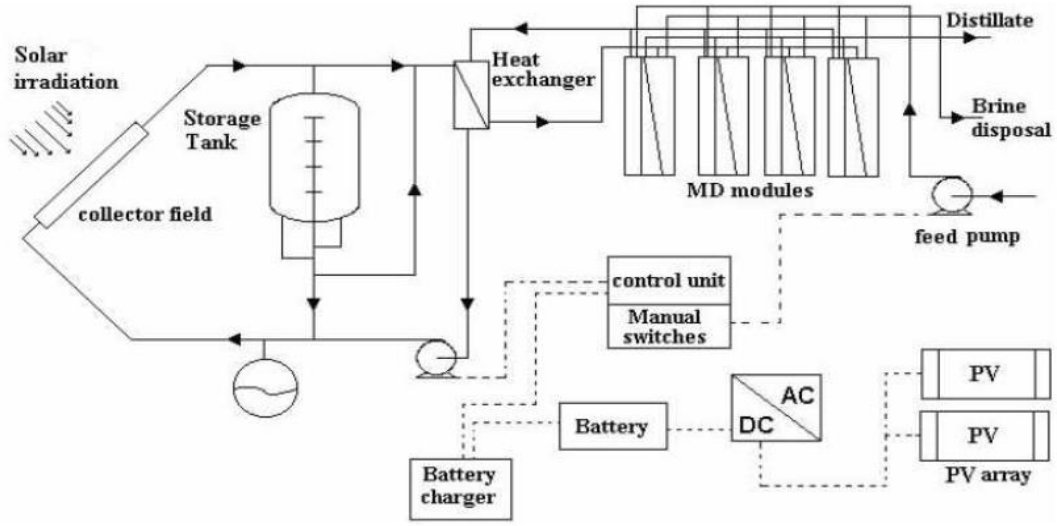



**Figure I. 16 :** Couplage de la DCMD et de collecteurs solaires

Des collecteurs solaires ont également été utilisés pour chauffer l'eau d'alimentation d'un module de DMV par fibres creuses (Figure I.17). Pour une surface de 0,09 $m^2$, il a pu obtenir des flux de 280 $L.j^{-1}$ en août et 174,6 $L.j^{-1}$ en octobre [67].

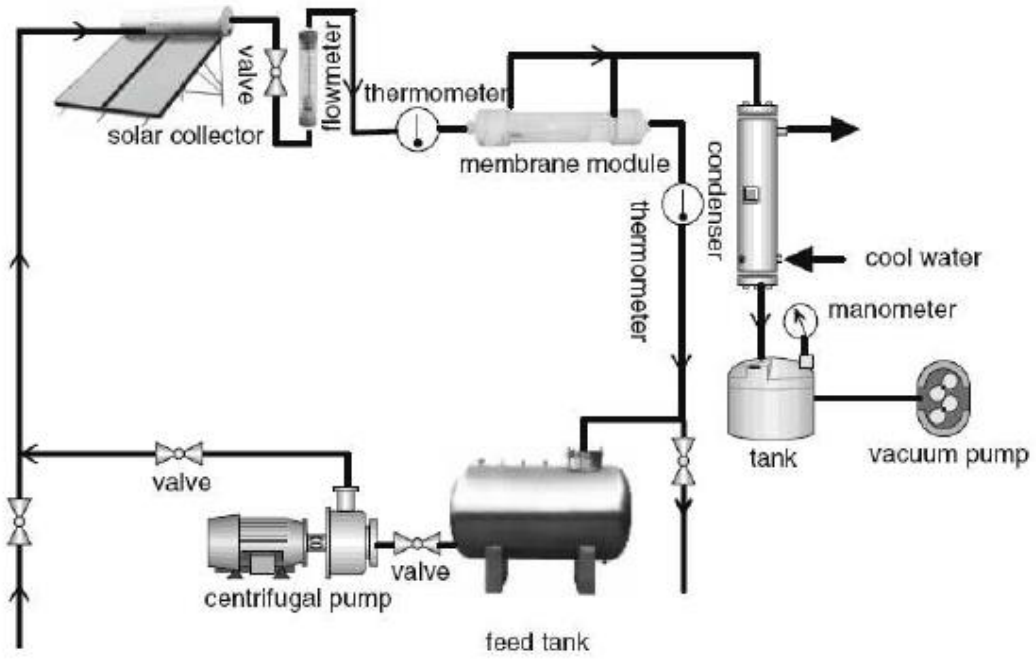



**Figure I. 17 :** Couplage de la VMD et de collecteurs solaires

## I.3.3.7.2. Les étangs solaires

Une autre solution de couplage de la DMV avec l'énergie solaire est l'utilisation d'un étang solaire. Le phénomène à la base des étangs solaires a été observé pour la première fois par Kalecinsky au début du XXème siècle dans le lac de Medve en Transylvanie à la fin de l'été avec une température de 70°C à 1,32 m de profondeur à cause du gradient de salinité présent dans le lac. Le phénomène a également été observé par Anderson dans un lac salé de l'état de Washington avec 50°C à 2 m de profondeur, par Wison et Wellman dans le lac Vanda en Antarctique avec 25°C à 60 m de profondeur alors que la surface était gelée à -20°C. L'idée des étangs solaires artificiels vient de Rudolph Bloch en Israël en 1954. Des étangs solaires artificiels furent ensuite construits en Australie, Inde, Canada, Portugal, Koweït et Turquie. En 1974, des études furent menées à l'Université d'Etat de l'Ohio sous la tutelle de Nielsen.

Dans les étangs classiques, un courant convectif est présent. Lorsqu'un paquet de fluide froid au fond du lac absorbe le rayonnement solaire, sa température augmente et sa

masse volumique diminue. Le paquet de fluide, plus léger, remonte en surface où il perd de la chaleur par évaporation et par échange thermique avec l'air ambiant. Sa température diminue et sa masse volumique augmente. Le paquet de fluide replonge donc vers le fond de l'étang. Dans un étang solaire à gradient de salinité, le phénomène de convection est supprimé pour stocker la chaleur au fond de l'étang qui devient alors un capteur solaire et une zone de stockage de chaleur. En effet, l'eau chauffée au fond ne peut remonter car elle est plus concentrée en sel et donc plus dense. Un étang solaire comporte trois couches d'eaux salées stratifiées en densité (Figure I.18) [68].

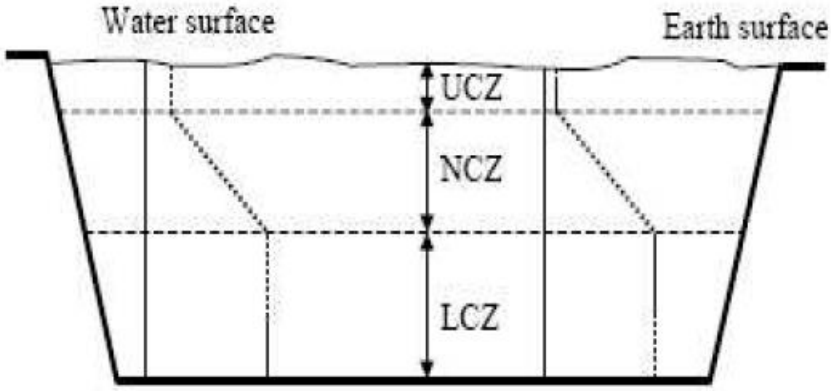



**Figure I. 18 :** Etang solaire

L'Upper Convective Zone (UCZ) est la couche supérieure moins épaisse (0,2 à 0,8 m) et moins dense principalement constituée d'eau douce. Elle sert de collecteur solaire et de protection vis-à-vis des influences extérieures comme le vent et la pluie. Le phénomène de convection existe dans cette zone. Elle doit être alimentée en eau douce afin de compenser les pertes par évaporation.

La Non Convective Zone (NCZ) est la couche intermédiaire plus épaisse (moitié de l'étang 0,5 à 2 m) dite à gradient de concentration. La température et la concentration augmentent avec la profondeur. Elle sert d'isolant thermique et massique pour la couche inférieure et empêche ainsi un transfert de chaleur par convection entre la LCZ et l'UCZ.

La Lower Convective Zone (LCZ) est la couche inférieure en sel. Sa concentration en sels et sa température (environ 70°C) sont constantes. Son épaisseur varie de 0,5 à 2 m suivant l'application de l'étang et l'énergie thermique requise. Elle sert au stockage de la chaleur.

Les performances de l'étang solaire dépendent de la surface de captation, la profondeur totale, l'épaisseur des différentes couches, la concentration en sel et le sel utilisé.

La température de la LCZ augmente si l'épaisseur de la NCZ augmente ou si l'épaisseur de la LCZ diminue. Par contre la concentration en sel de la LCZ a peu d'influence.

Les étangs solaires sont une solution adaptée et économique pour le stockage de la chaleur. La production d'eau est constante même la nuit ou en présence de nuage. Les rejets de saumures d'un procédé de dessalement peuvent être utilisés pour créer un nouvel étang. La chaleur est extraite facilement de la zone de stockage. Cependant, l'efficacité de capture est inférieure aux autres procédés solaires (il faut une surface 2 à 3 fois plus grande pour un même rendement thermique), la gamme de température est limitée entre 30 et 90°C, il est nécessaire d'avoir du sel et plusieurs problèmes de maintenance peuvent intervenir : prolifération d'algues dans la UCZ, nécessité de maintenir constamment la stabilité de la NCZ ou possibilité d'une pollution par le sel.

L'utilisation d'un étang solaire couplée avec l'AGMD a été testée par l'Université d'El Paso au Texas avec un étang expérimental pour des solutions aqueuses de NaCl jusqu'à 269 $g.L^{-1}$. L'eau chaude de la NCZ est utilisée dans un échangeur de chaleur pour chauffer l'eau d'alimentation du module d'AGMD ce qui évite une déstabilisation de l'étang solaire (Figure I.19). L'eau de refroidissement provient également de l'étang solaire [69].

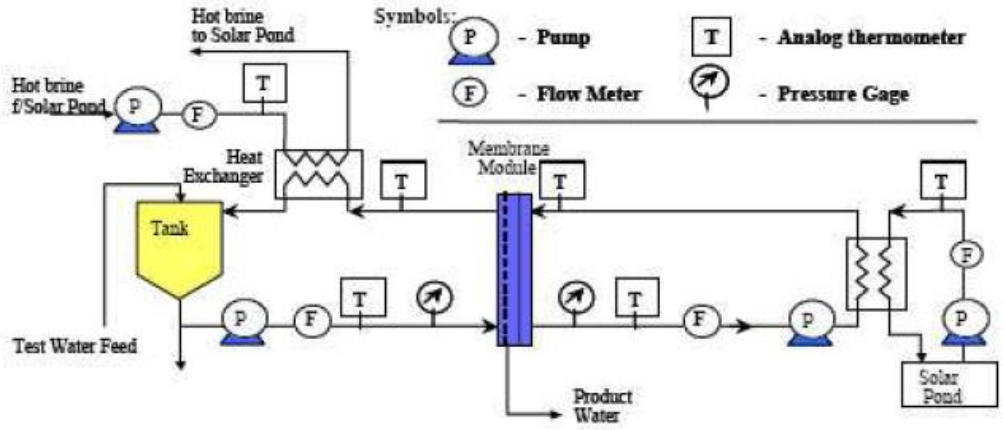



**Figure I. 19 :** Couplage de l'AGMD et d'un étang solaire

## I.4.Conclusion

Le processus de dessalement est l'une des solutions qui a prouvé son intérêt pour subvenir au besoin en eau potable dans certaines régions. Cependant, cette méthode est gourmande en énergie ce qui nécessite l'intégration des sources d'énergies renouvelables. Parmi les systèmes de dessalement, l'osmose inverse domine le marché mondial. Cependant,

comme d'autres, ce procédé n'est pas adapté à un couplage avec une source de chaleur gratuite de faible niveau de température. La distillation membranaire peut fonctionner à des températures du même ordre que celles d'un condenseur de machine frigorifique. Dans cette étude, la configuration de la distillation membranaire à intervalle d'air AGMD sera utilisée pour le dessalement car cette technique est la plus simple et la moins coûteuse à mettre en oeuvre. Une caractérisation de ce procédé est nécessaire pour mettre en évidence les paramètres influant sur la production d'eau douce. Néanmoins, le principal aspect à développer est la réduction de la consommation énergétique. Une des solutions envisagées est pour cela un couplage de l'AGMD avec des technologies solaires.

*Chapitre*

# *Généralités sur l'énergie solaire*

# *II*

## II.1. Introduction

La technologie solaire offre un grand potentiel en matière de fourniture des besoins énergétiques de la planète. Cependant, l'utilisation de cette énergie reste dans le monde est encore limitée. Le facteur principal est lie a cout initial élevé de la construction du système. Les rayonnements solaires sont des rayonnements électromagnétiques émis par le soleil qui peut être captée et transformée en énergies utiles, telles que la chaleur et l'électricité, en utilisant une variété de technologies. Toutefois, la faisabilité technique et le fonctionnement économique de ces technologies a un endroit précis dépend de la ressource solaire disponible [70-71].

L'énergie solaire peut être utilisée par trois procèdes technologiques suivants [72] ; chimiques, électriques et thermiques (figure II.1).

- Le Processus chimique grâce à la photosynthèse, maintient la vie sur la terre par la production d'aliments et convertir le $CO_2$ a $O_2$.
- Processus électrique, utilisant des convertisseurs photovoltaïques, fournit de l'énergie pour les satellites et est utilisé dans de nombreuses applications terrestres.
- Procédé thermique peut être utilisée pour fournir une grande partie de l'énergie thermique nécessaire pour le chauffage solaire de l'eau et le chauffage du bâtiment. Une autre forme de converti le rayonnement solaire est l'énergie mécanique du vent et de vapeur d'eau.

Dans ce présent chapitre, on commence par une brève description du soleil, nous définissons ensuite quelques données nécessaires pour notre étude notamment les paramètres de position et de temps solaire, Puis on passe en revue l'historique des capteurs solaires avec leurs composantes. Une classification des différents types de capteurs solaires et une description de leur fonctionnement seront présentées. Les capteurs solaires plans qui ont été utilisés dans notre installation feront dans ce qui suit l'objet d'une description détaillée.

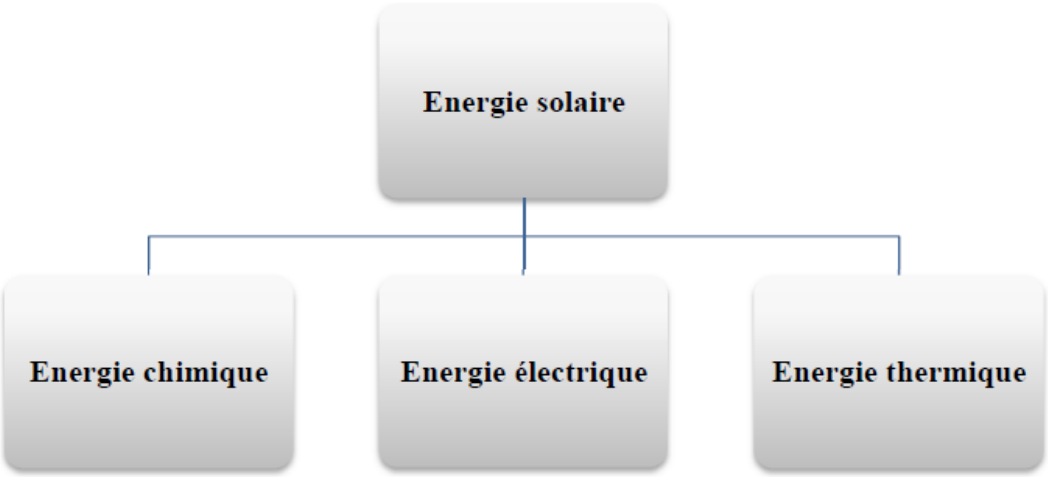



**Figure II .1 :** Classification de l'exploitation de l'énergie solaire [72].

## II.2 Le gisement solaire

### II. 2.1 Le soleil

Le soleil est une sphère gazeuse composée d'hydrogène (74 % de la masse ou 92,1 % du volume) et d'Hélium (24 % de la masse ou 7,8 % du volume). L'hydrogène se transforme en hélium par fusion nucléaire, chaque seconde 700 milliards (7 1011) de kilogrammes d'hydrogène se transforme en 695.7 milliards de kilogrammes d'hélium. La différence -4.3 milliards de kilogrammes se transforment en énergie - 38.7 1025 joules, c'est équivalent à 26 mille milliards de fois la consommation énergétique mondiale dans le même temps. Avec un diamètre de 1391000 km, le Soleil se trouve à une distance moyenne de 149 000 km par rapport a la terre. A cause de l'ellipticité de l'orbite terrestre, la distance minimale se situe vers le 15 janvier, et la maximal vers la fin juin [73-74].

Le soleil n'est pas une sphère homogène, on peut y distinguer trois régions principales :

- **L'intérieur :** ou se crée l'énergie par réaction thermonucléaire et qui est inaccessible aux investigations, car le rayonnement émis dans cette région est totalement absorbe par les couches extérieures. La température atteint plusieurs millions et la pression un milliard d'atmosphère.
- ***La photosphère :*** l'épaisseur est d'environ 300km qui est responsable de la presque totalité du rayonnement solaire que nous recevons.

- ***Chromosphère et couronne solaire*** **:** ou la matière est très diluée, fait qui explique que bien que la température y soit très élevée (1million de degrés) le rayonnement émis est très faible.

## II. 2.2. Mouvement de la terre autour du soleil

La terre décrit une ellipse dans son mouvement autour du soleil. La révolution complète d'effectue en une période de 365,25 jours. Le plan de cette ellipse est appelé l'écliptique.

La terre tourne également sur elle-même autour d'un axe appelé l'axe des pôles. Cette rotation s'effectue en une journée. L'axe des pôles et l'écliptique font entre eux un angle appelé déclinaison, il est égal à 23°27'. C'est au solstice d'hiver (21 décembre) que la terre est la plus proche du soleil : 147 millions de km. Au 21 juin la distance terre-soleil est de 152 millions de km, c'est le jour ou la terre est la plus éloignée, c'est le solstice d'été. Le 21 mars et le 21 septembre sont appelés respectivement équinoxes de printemps et équinoxes d'automne. Aux équinoxes le jour et la nuit sont égaux **(**Figure II .2**)**.

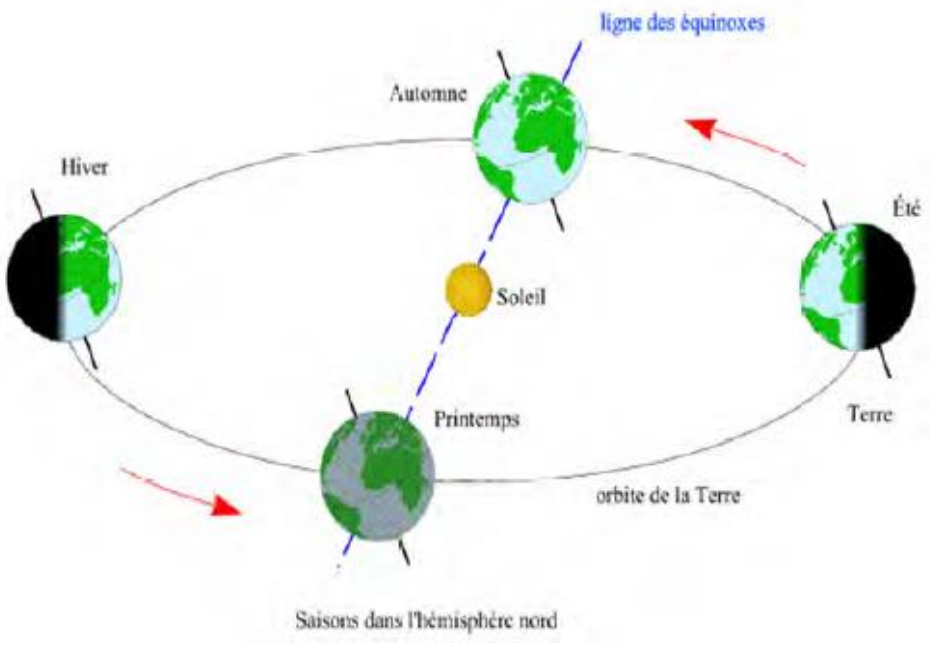



**Figure II .2 :** Mouvement apparent du soleil.

## II. 2.3. Mouvement apparent du soleil

Le mouvement que parait faire le Soleil en une journée vu par un observateur situé sur Terre est appelé « Le mouvement apparent du Soleil ». En dehors des régions polaires, de l'Equateur et des tropiques :

- Le matin ; le Soleil est à l'Est, bas sur l'horizon, c'est le « lever du Soleil »
- A midi ; le Soleil est positionné au Sud ou au Nord, et il est au plus haut de son trajet apparent ;
- Le soir ; le Soleil apparait à l'Ouest, bas sur l'horizon, c'est le « coucher du Soleil »

Le mouvement apparent du Soleil observé par un homme fixe en un point de latitude L au Nord de l'Equateur est schématisé sur la figure (II.3).L'angle que fait la direction du Soleil avec la verticale du lieu au midi solaire 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 12 entre le 21 mars et le 21 septembre.

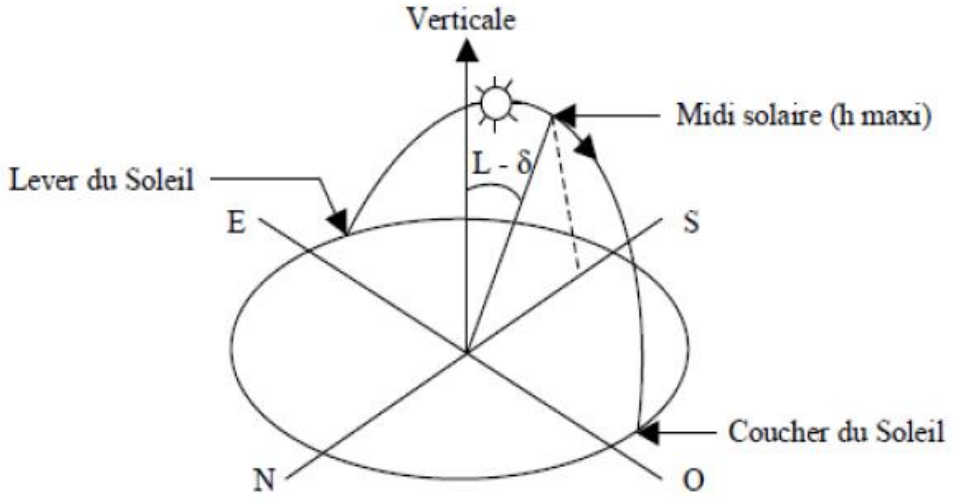



**Figure II .3 :** Mouvement apparent du Soleil observé d'un point de latitude L [75].

## II.2.4. Les coordonnées célestes

➢ **Les coordonnées géographiques**

- **La longitude L** : est comptée positivement vers l'Est et négativement vers l'Ouest, a partir du méridien Greenwich.

- **La latitude Φ** : permet de repérer la distance angulaire d'un point quelconque à l'équateur. Elle varie de 0° a 90° dans l'hémisphère Nord et de 0° a –90° dans l'hémisphère Sud.

➢ **Les coordonnées horaires**

- **La déclinaison δ** : c'est l'angle fait par le plan de l'équateur avec celui de l'écliptique. Elle varie au cours de l'année de +23°27' à–23°27' et détermine l'inégalité des durées des jours. Elle s'obtient a partir de la formule suivante :

$$\delta = 23,45\ sin\left[\frac{284+N}{365}\times 3600\right] \quad \textbf{(II.1)}$$

N : le numéro du jour dans l'année compte à partir du 1er Janvier.

- **L'angle horaire ω** : il est détermine par la rotation régulière de la terre autour de son axe. Il est compte positivement dans le sens rétrograde de 0° à 360°.

➢ **Les coordonnées horizontales**

- **L'azimut as** ou l'angle que fait la projection de la direction du soleil sur le plan horizontal avec la direction sud. Il est compte de 0° à 360° d'ouest en est, ou de 0° à 180° a partir du sud vers l'ouest.
- ***La hauteur h***, ou l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection. Il est compte de 0° a90° vers le zénith et de 0° à –90° vers le nadir. On appelle quelquefois distance zénithale le complément de l'angle h : z + h = 90°

L'équation de passage des coordonnées horizontales en coordonnées horaires est la suivante :

$$\mathbf{sin(a_s)cos(h) = cos(\delta)sin(\omega)} \quad \textbf{(II.2)}$$

$$\mathbf{(a_s)cos(h) = cos(\delta)cos(\omega)sin(\emptyset) - cos(\delta)sin(\emptyset)} \quad \textbf{(II.3)}$$

$$\mathbf{sin(h) = cos(\emptyset)\,cos(\delta)cos(\omega) + sin(\emptyset)sin(\delta)} \quad \textbf{(II.4)}$$

## II.2.5. Les temps solaires

- **Le temps solaire vrai (TSV)**

Le soleil tourne dans le plan de l'équateur de 360° en 24 heures, soit 15° par heure, il existe ainsi une relation simple reliant le temps solaire vrai *TSV* et l'angle horaire $\omega$ [76].

$$\mathbf{TSV} = \mathbf{12} + \frac{\boldsymbol{\omega}}{\mathbf{15}} \qquad \textbf{(II.5)}$$

ω en degré.

Si ω = 0, TSV=12h.00

Siω< 0, la matinée.

Si ω> 0, l'après-midi.

- **Le temps solaire moyen (TSM)**

La trajectoire de la terre autour du soleil est elliptique (première loi de Képler). Durant ce mouvement, le rayon vecteur Soleil-Terre balaie des aires égales dans des temps égaux (deuxième loi de Képler). Tout ceci, ajouté au fait que l'axe de rotation de la terre est incliné par rapport au plan de l'écliptique, fait que la durée du jour solaire vrai varie selon les époques de l'année [1]. On introduit alors la notion de temps solaire moyen (TSM) qui varie de ± 16mn par rapport au temps solaire vrai (TSV) ce qui correspond à l'équation de temps.

TSM est donnée par la relation suivante [75] :

$$\mathbf{ET} = \mathbf{TSV} - \mathbf{TSM} \qquad \textbf{(II.6)}$$

ET, l'équation du temps, qui corrige le TSV par rapport au TSM

$$\mathbf{ET} = \mathbf{9,87}\sin(\mathbf{2\,N'}) - \mathbf{7,53}\cos(\mathbf{N'}) - \mathbf{1,5}\sin(\mathbf{N'})[\mathbf{min}] \qquad \textbf{(II.7)}$$

$$\mathbf{N} = (\mathbf{N} - \mathbf{81}) \times \frac{\mathbf{360}}{\mathbf{365}} \qquad \textbf{(II.8)}$$

Ou : N est le numéro du jour dans l'année.

- **Le temps universel (TU)**

C'est le temps moyen du méridien de Greenwich (méridien origine)

$$\mathbf{TU = TSM - \frac{L}{15}} \qquad \textbf{(II.9)}$$

Ou : L : est la longitude.

L >0, pour les villes situées à l'Est de Greenwich

L <0, pour les villes situées à l'Ouest de Greenwich

TU = TSM, pour le méridien de Greenwich

- **Le temps légal (TL)**

C'est le temps officiel d'un état, il est donne par :

$$\mathbf{TL = TU + \Delta H} \qquad \textbf{(II.10)}$$

ΔH : le décalage horaire entre le méridien de Greenwich et l'état considère

ΔH = 1 heure pour l'Algérie

## II.3 Potentiel solaire en Algérie

Le potentiel national en énergies renouvelables est fortement domine par le solaire. De par sa situation géographique, l'Algérie dispose d'un des gisements solaires des plus élevés au monde. La durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre 3900 heures sur les Hauts Plateaux et au Sahara (figure II. 4). L'énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale est de l'ordre de 5 KWh/m$^2$ sur la majeure partie du territoire national, soit près de 1700KWh/m$^2$/an au Nord et 2650 KWh/m$^2$/an au Sud du pays [76].Ce gisement solaire dépasse les 5 milliards de GWh, soit 108 fois la consommation nationale en électricité. Les estimations du Centre aérospatial allemand (DLR) aboutissent aux données suivantes :

- Une surface de 1 $Km^2$ du Sahara peut générer 50 MW d'électricité ou une production de 200 à 300 GWh / an
- Une surface saharienne de 1 km2 permet d'éviter l'émission de 200000 $TCO_2$/an

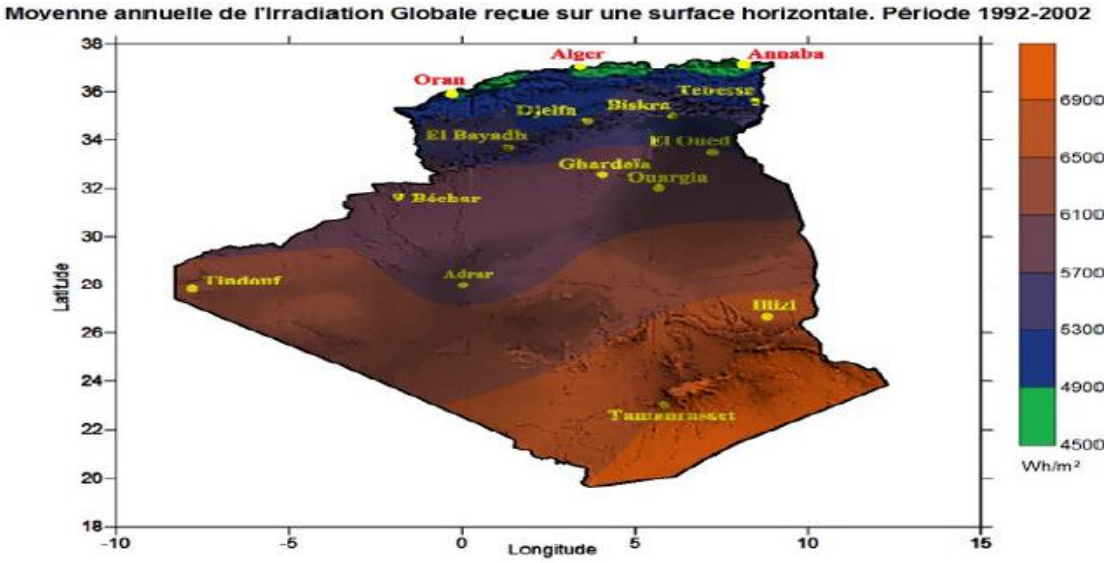



**Figure II.4 :** Carte solaire de l'Algérie

En d'autres termes, la couverture en panneaux de 0,4 % de la surface du Sahara produirait toute l'électricité que nécessite l'Europe des 25. Une couverture de 2% du Sahara répondrait aux besoins actuels de la planète (figure II.5) [77-78]. Les larges espaces, le relief plat, le climat peu humide et les moyens de transport existants renforcent cet énorme potentiel algérien pour le développement de l'énergie solaire.

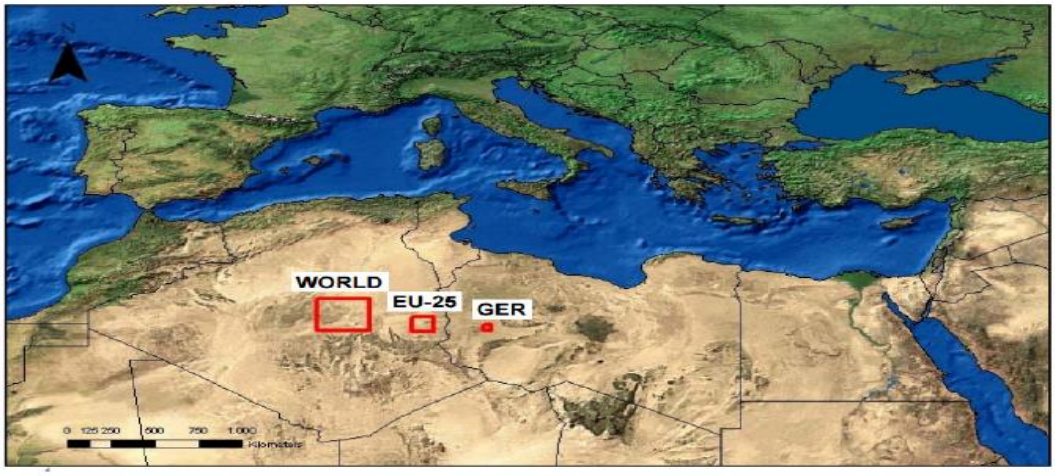



**Figure II.5 :** Aires du Sahara (carres rouges) nécessaires pour répondre aux besoins en électricité du monde, de l'Europe des 25 et de l'Allemagne

## II.4.Energie solaire thermique

L'énergie solaire thermique est dérivée du rayonnement du soleil qui augmente la température d'un corps exposé sous ce rayonnement. Cette source d'énergie est connue depuis très longtemps et utilisée dans la vie quotidienne. L'énergie solaire est essentiellement utilisée pour le chauffage de l'eau, de l'air, ou d'un bâtiment tout entier. Côté technique, deux méthodes sont appliquées pour transformer le rayonnement solaire en énergie thermique :

- Soit en concentrant et en collectant la chaleur grâce à des panneaux noirs.
- Soit en concentrant les rayons en un seul endroit.

Le principal intérêt de l'énergie solaire thermique, c'est sa simplicité : les panneaux destinés au chauffage sont simples, solides, résistants et durables.

### II.4.1. Rayonnement solaire

Le rayonnement est le transfert d'énergie par ondes électromagnétiques. Le rayonnement se produit directement de la source vers l'extérieur dans toutes les directions. Ces ondes n'ont pas besoin d'un milieu matériel pour se propager, elles peuvent traverser l'espace interplanétaire et atteindre la Terre depuis le Soleil. La longueur d'onde et la fréquence des ondes électromagnétiques sont importantes pour déterminer leur énergie, leur visibilité et leur pouvoir de pénétration [79].

- **Rayonnement solaire diffus**

Le rayonnement diffus est aussi appelé rayonnement indirect. Le rayonnement solaire diffus représente la portion du rayonnement solaire qui a touché au moins une particule de gaz atmosphérique en modifiant l'angle d'incidence et qui, cependant, atteint le sol car il est dirigé vers elle. Augmente par rapport au total dans le ciel nuageux. En particulier, la diffusion de Rayleigh de la composante bleue du rayonnement solaire est responsable de la couleur bleue du ciel. Une partie du rayonnement diffus est de retour vers l'espace [79].

- **Rayonnement solaire incident**

Le rayonnement solaire incident est ce rayonnement qui a rencontré tout obstacle auquel il a donné tout ou partie de son énergie. L'énergie qui n'atteint pas la surface de la terre est dite éteinte et est formée par un rayonnement réémis, réfléchi et

rétrodiffusé dans l'espace. Selon la loi de Lambert, la quantité de rayonnement frappant l'unité de surface est proportionnelle au cosinus de l'angle d'incidence [79].

La quantité maximale de rayonnement solaire incident est obtenue avec une incidence perpendiculaire, puisque l'angle augmente, à la fois la surface affectée par la même quantité de rayonnement et l'épaisseur de l'atmosphère traversée par ces augmentations. Cela crée les variations quotidiennes, annuelles et latitudinales de l'irradiation [79].

- **Rayonnement solaire réfléchi**

Le rayonnement solaire réfléchi est la partie du rayonnement solaire incident réfléchie par la surface de la terre en raison de l'effet albédo. L'albédo est le coefficient de réflexion c. Les valeurs de c sont généralement comprises entre 0 et 1 ou sont exprimées en pourcentage. Il est donné par la relation entre l'énergie rayonnante réfléchie par une surface par rapport à l'énergie incidente. La Terre a une valeur moyenne de 40% (c = 0,4). À l'altitude de l'albédo terrestre, nous ajoutons les rayonnements réfléchis par les particules atmosphériques dans l'espace [79].

- **Rayonnement solaire absorbé**

Après déduction de toutes les pertes dues à la réflexion et rétrodiffusion de l'atmosphère et la surface de la Terre, le rayonnement solaire qui est absorbée par la surface de la Terre et contribue donc à son chauffage, d'une manière variables en fonction de la latitude et du type de surface [79].

- **Rayonnement Solaire à l'Extérieur de l'Atmosphère**

Le rayonnement solaire extraterrestre est en fonction de la constante solaire I0 et de la correction de la distance entre la terre et le soleil. La constante solaire est le flux énergétique reçu par une surface unité. Dans notre cas, la valeur qui a été retenue en1980 est : $I_0$ = 1367 (W $m^{-2}$) I0 est variable autour de l'année puisque la distance terre soleil est elle-même variable (Trajectoire elliptique) [79].

## II.4.2.Les capteurs solaires

## II.4.2.1. Capteurs solaires thermiques

- **Principe de fonctionnement**

Les capteurs solaires constituent des dispositifs qui transforment l'énergie produite par le soleil sous forme de rayonnement direct ou diffus en énergie utile pour l'activité humaine. Cette transformation est possible grâce à ses différentes

composantes associées en montage complet ou amovible selon le type de capteur. Chaque composante joue un rôle important dans le processus de transformation de l'énergie et nécessite d'être explorée afin de mieux maitriser sa fonction.

Au cœur d'un capteur solaire est un absorbeur solaire. Ce dernier absorbe le rayonnement du soleil et la convertir en chaleur. Les capteurs solaires sont utilisés pour chauffer l'eau domestique, chauffage domestique, et produire de la chaleur à haute température [71,80], Les centrales thermiques peuvent même produire de l'électricité à partir de la chaleur à haute température**.**

### II.4.2.2. Description d'un système de conversion thermique

Les dispositifs de conversion thermique sont essentiellement composés de différentes parties : une surface permettant de collecter le rayonnement solaire, un canal de circulation du liquide caloporteur pour l'accumulation et transport de l'énergie, un fluide caloporteur qui est généralement de l'eau ou de l'air, un matériau isolant pour minimiser les déperditions thermiques vers l'extérieur du capteur, et enfin un réseau de distribution.

### II.4.2.3. Types de capteurs solaires

On peut classer le capteur solaire selon la température ; les capteurs a faible température, moyen température, haut température [81,82].

Suivant ce classement il existe essentiellement trois types des capteurs solaires thermiques.

- Capteur plan
- Capteur a tube sous vide
- Capteur a concentration

### II.4.2.3.1. Capteur plan

Les capteurs plans absorbent le rayonnement solaire au moyen d'une plaque peinte en noir et munie de fines conduites destinées au fluide caloporteur. Et elle est aussi munie d'un vitrage transparent, qui piège l'énergie calorifique s'échappant de la plaque absorbante (Figure II.6). Les plaques absorbantes sont généralement fabriquées a partir de métal en raison de sa haute conductivité thermique et peints

avec des revêtements de surface sélectifs spéciaux a fin d'absorber et transférer la chaleur mieux que la peinture noire régulier possible. Le vitrage recouvre réduire la convection et les pertes de chaleur de rayonnement de l'environnement [81-83]. Les capteurs plans peuvent chauffer les fluides caloporteurs à des températures légèrement supérieures à 80°C, avec un rendement variant entre 40 % et 80 %. Les capteurs fixes à usage domestique sont généralement installés sur le toit des habitations. L'efficacité des capteurs dépend de l'angle qu'ils forment avec le plan horizontal, où leur inclinaison varie selon la latitude de l'installation. Le fluide utilisé dans le système de chauffage solaire est l'air ou un liquide (eau ou mélange eau-antigel), et le stockage thermique s'effectue généralement dans un accumulateur à pierre ou un réservoir d'eau bien isolé [84].

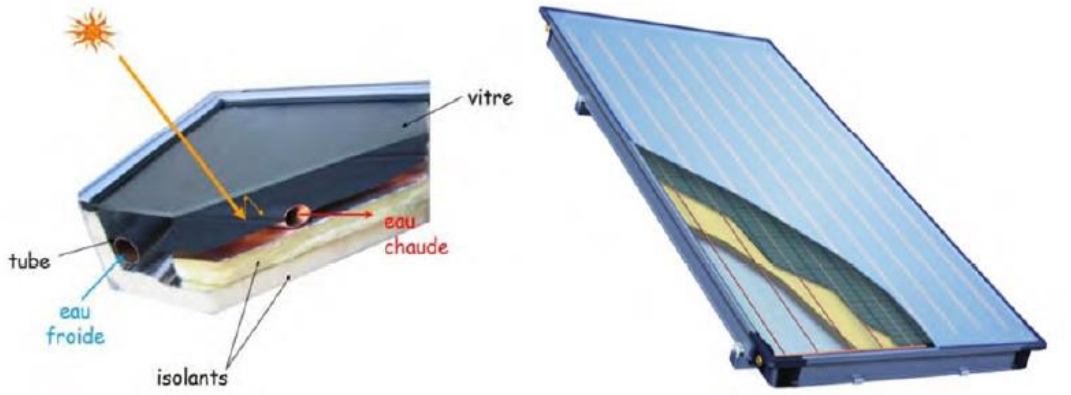



**Figure II.6 :** Les principaux composants d'un capteur plan [84].

80% de l'énergie thermique solaire est absorbée dans la plaque de capteur. La chaleur rayonnante reflète et les pertes de chaleur a la surface du capteur est de l'ordre de 10 à 35% représente précédent.

Le capteur plan est un système composé essentiellement de 4 parties :

- **L'absorbeur**

L'absorbeur est l'élément central d'un capteur plan. Il a pour fonction de capter un maximum de chaleur. C'est en général une plaque métallique (en cuivre, en aluminium ou en acier), caractérise par ses propriétés d'absorption, d'émission et de conduction. Le cuivre qui possède, comme illustre en tableau II.1 une bonne

conductivité thermique et une faible dilatation thermique a température élevée, est le matériau le plus souvent utilise. Cette plaque sous forme d'une feuille ou découpée en ailettes est de plus pourvue d'un revêtement sélectif absorbant mince et lie intimement a la tuyauterie convoyant le circuit caloporteur (figure II.7).

**Tableau. II.1 :** Caractéristiques de certains absorbeurs [85].

| **Matière** | **Conductibilité (W/m.°C)** | **Masse volumique ($kg/m^3$)** | **Coefficient de Dilatation (mm) pour1m et 100°C** |
|---|---|---|---|
| Aluminium | 230 | 2700 | 2,38 |
| Cuivre | 380 | 8930 | 1,65 |
| Zinc | 112 | 7130 | 2,90 |
| Acier | 52 | 7900 | 1,15 |
| Plastiques | 0.2-0.4 | 1000 a 1500 | 7 a 20 |

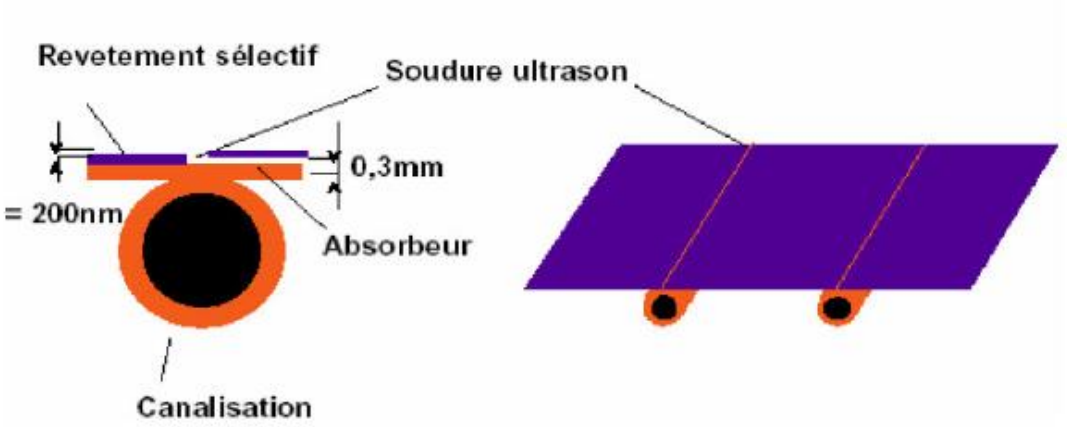



**Fig. II.7 :** Absorbeur et revêtement sélectif

Le rayonnement solaire direct et diffus atteignant l'absorbeur est principalement transforme en chaleur et partiellement réfléchi. La chaleur produite est transmise par conduction au fluide caloporteur. L'absorbance du rayonnement solaire incident dépend de la nature et la couleur du revêtement. Une haute capacité d'absorption et une faible émissivité améliore le potentiel de captage de l'énergie

solaire. Les matériaux utilisés pour absorber l'énergie du soleil sont ainsi sélectionnés pour leur capacité à absorber un pourcentage élevé de l'énergie (coefficient d'absorption α élevé) et de réfléchir un minimum d'énergie (coefficient d'émissivité de chaleur ε faible). Ces caractéristiques sont obtenues par le dépôt à l'aide de traitements électrolytiques appropries d'une ou plusieurs couches absorbantes sélectives sur la face supérieure de l'absorbeur. Par rapport aux simples peintures noires laquées, ces couches présentent une structure moléculaire particulière qui optimise la captation du rayonnement solaire tout en minimisant la réémission dans le champ des longueurs d'onde du rayonnement thermique, ce qui diminue les déperditions thermiques de chaleur (rayonnement IR). La couche sélective des absorbeurs est essentiellement composée d'oxyde de chrome ou de nickel noir (figure II.8).

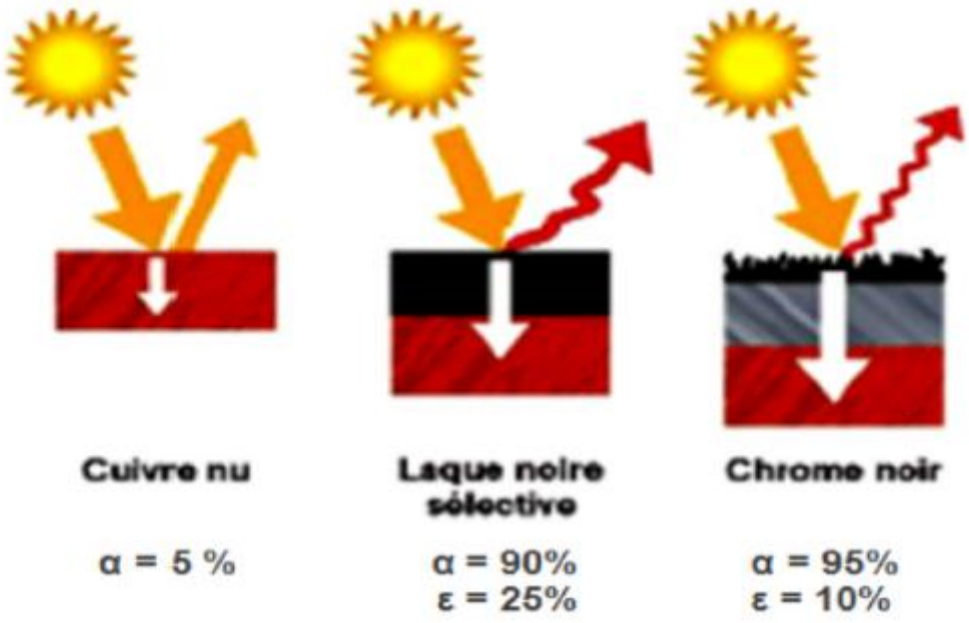



**Fig. II.8 :** Absorption α et émission ε du rayonnement de divers types de revêtements

- **Le vitrage**

Dans sa face supérieure, le capteur est ferme par une couverture transparente faite en général en verre (le vitrage) de 3 à 4 mm d'épaisseur. L'espace entre la couverture et l'absorbeur doit permettre l'établissement d'un effet de serre permettant au capteur d'atteindre de plus grandes températures. La couverture transparente doit assurer les fonctions suivantes :

- Transmettre un maximum de rayonnement solaire tout au long de la durée de vie des capteurs (composition stable dans le temps) et minimiser la fraction de rayonnement réfléchi
- Former écran au refroidissement du au vent et à la convection interne, faire écran à l'humidité, et résister aux sollicitations mécaniques et aux températures élevées

Le verre a faible teneur en fer a une transmission relativement élevé pour le rayonnement solaire (environ 0,85-0,90 a incidence normale), mais sa transmission est très faible pour le rayonnement thermique de grandes longueurs d'onde (IR) émis par les surfaces chauffées par le soleil (effet de serre du verre).

Les verres de couverture utilises actuellement présentent de plus en plus un traitement de surface visant à :

- Minimiser les réflexions du rayonnement solaire sur la face extérieure
- Favoriser la réflexion du rayonnement thermique sur la face intérieure (face d'aspect brillant).

Les revêtements antireflets et la texture de surface peuvent aussi améliorer de manière significative la transmission du verre [39, 40]. Le verre prisme évite qu'une trop grosse partie du rayonnement soit réfléchi quand l'angle d'incidence est faible (figure II.9). Par rapport au verre solaire standard, un verre antireflet permet d'augmenter le taux de transmission d'énergie solaire de 5 % (figure II.10).

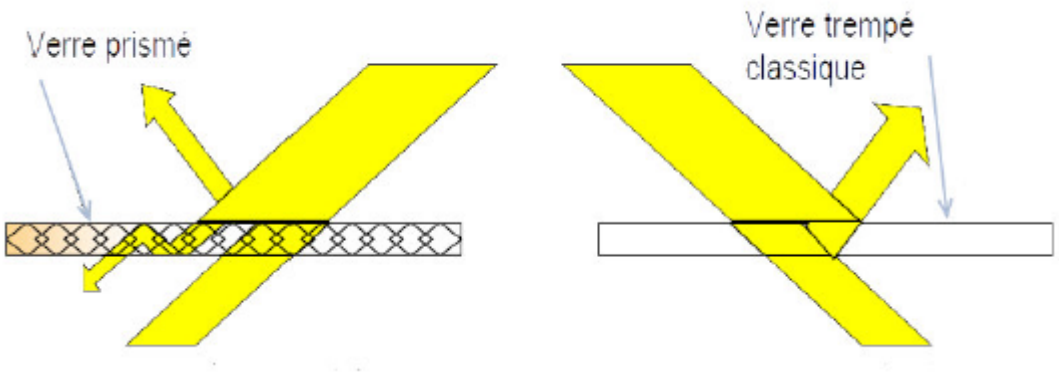



**Fig. II.9 :** Transmission du rayonnement verre prisme et verre trempe




**Fig. II.10 :** Transmission du rayonnement par verre standard et verre antireflet

- **L'isolant**

Afin de limiter les déperditions thermiques de l'absorbeur vers l'extérieur, la face inferieure et les quatre faces latérales des capteurs solaires sont isolées. Les isolants minéraux comme la laine de verre et laine de roche qui ont une conductivité très faible, $\lambda$ = 0,041 W/m.°C. sont les plus utilisées Des plaques de mousse polyuréthane ($\lambda$ = 0,029 a 0,033 W/m.°C) sont également utilisées. Ces dernières qui présentent un risque d'inflammation doivent être protégées des températures supérieures à 60°C, et sont généralement sépares des absorbeurs par une couche d'isolant minéral (isolation en deux couches).

- **Le fluide caloporteur :**

Le rôle principal du fluide est de transporter la chaleur, entre l'absorbeur et l'endroit de l'utilisation ou de stockage. Parmi les fluides caloporteurs les plus utilisés, l'eau et l'air. Où l'eau est économique mais elle risque de geler pendant l'hiver à moins de la chauffer légèrement en prélevant un peu d'eau tiède sur le circuit traditionnelle. Tandis que l'air est abondant et gratuit, et possède une faible capacité calorifique. Où il est nécessaire d'utiliser 3000 litres d'air pour véhiculer autant d'énergie qu'un litre d'eau. L'air présente un autre avantage par rapport à l'eau, c'est l'absence des problèmes de gel et de corrosion.

Un bon fluide caloporteur doit prendre en compte les conditions suivantes :

- Etre chimiquement stable lorsqu'il atteint une forte température, en particulier lors de la stagnation du capteur.
- Posséder des propriétés antigel en corrélation avec les conditions météorologiques locales.

- Posséder des propriétés anticorrosives selon la nature des matériaux présents dans le circuit capteur.
- Posséder une chaleur spécifique et une conductivité thermique élevées afin de transporter efficacement la chaleur.
- Etre non-toxique et avoir un faible impact sur l'environnement.
- Avoir une basse viscosité afin de faciliter la tâche de la pompe de circulation.
- Etre facilement disponible et bon marché [86].

### II.4.2.3.2. Capteur solaire a tube sous vide

Les capteurs solaires à tubes sous vide sont des capteurs solaires qui ont une meilleure performance que les capteurs plans pour un fonctionnement a haute température dans l'intervalle de 77 à 170 °C. Ils sont bien adaptes pour les applications de chauffage commercial et industriel ainsi que pour les applications de refroidissement par des cycles de réfrigération régénérâtes [81,87].

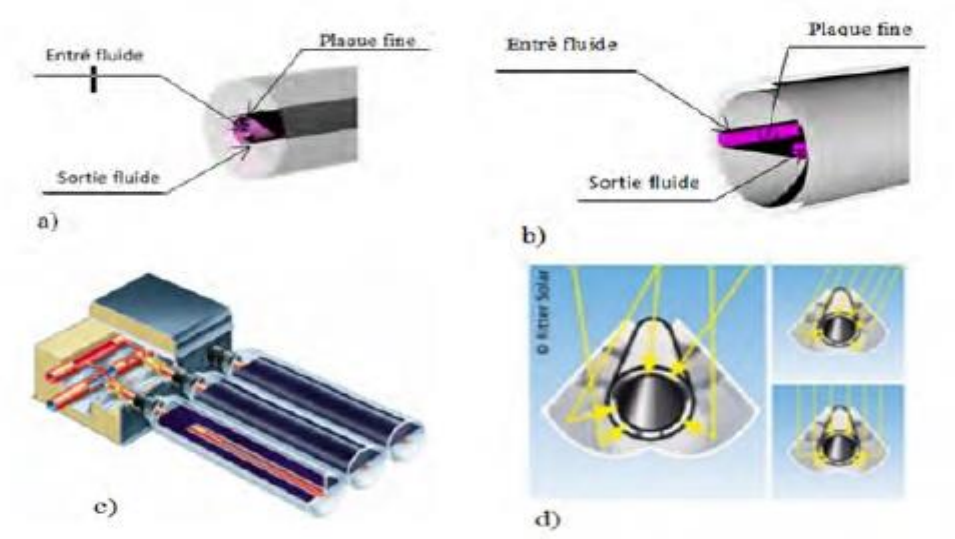



**Fig. II.11 :** Capteurs solaires a tube sous vide.

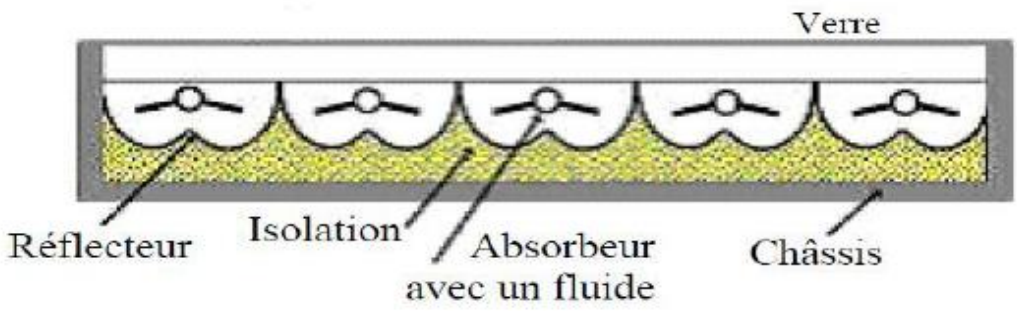
Le capteur solaire à tubes sous vide est constitué des rangées de tubes de verre parallèles, reliées à un tuyau d'en-tête comme illustre à la figure II.11. L'air à l'intérieur de chaque tube est retiré est atteint des pressions de vide autour de 10-3 mbar. Cela crée des conditions d'isolation élevées pour éliminer les pertes de chaleur par convection et par rayonnement, pour atteindre des températures plus élevés. Dans les tubes a passage direct, le fluide s'écoule à travers l'absorbeur. (Figure II.11 (a et b)

Ces capteurs sont classées en fonction de leurs nœuds de liaison-matériaux ; par exemple verre-métal ou verre-verre et par l'agencement des tubes (concentriques ou tube en U).A l'intérieur de chaque tube une ailette métallique plane ou incurvée est attachée à un tube de cuivre. L'ailette est revêtue d'un film mince dont les propriétés optiques sélectives permettre d'atteindre une forte absorbance du rayonnement solaire et réduite les pertes de chaleur par rayonnement.

### II.4.2.3.3. Les capteurs solaires à concentration

Les capteurs a concentration sont des capteurs solaires munis d'un système optique (réflecteurs, lentilles) destine à intercepter et concentrer sur l'absorbeur le rayonnement ayant traverse l'ouverture vitrée. Au lieu de frapper directement la surface absorbante, les rayons solaires arrivent sur les miroirs qui les réfléchissent sur la surface absorbante (figure II.12). Cette dernière convertit le rayonnement en chaleur. La chaleur est ensuite transmise au fluide caloporteur qui circule à l'intérieur de tubes en cuivre.

L'intérêt de ce procède est de réduire grandement la taille de l'absorbeur, ce qui réduit les pertes de chaleur et augmente son efficacité. Des températures bien supérieures à celles réalisables par les collecteurs plans vitres peuvent être ainsi atteintes, d'où l'utilisation de ce type de capteurs pour des applications à haute température. Ils sont couteux et nécessitent parfois un mécanisme de mouvement asservi a un système de poursuite du soleil. A l'inverse des capteurs plans vitres qui peuvent absorber les rayonnements solaire direct et diffus, les capteurs a forte concentration ne peuvent utiliser que le rayonnement direct.



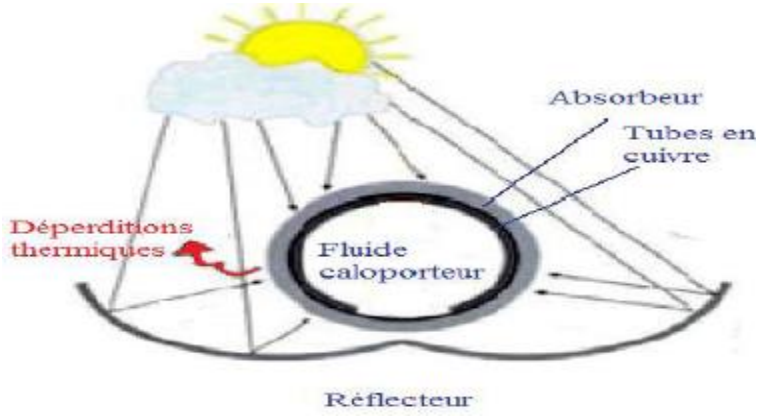



**Fig. II.12 :** Composants d'un capteur a concentration.

- **Avantages et inconvénients**

Le concentrateur est un dispositif qui permet, par réflexion ou réfraction du rayonnement incident, de soumettre le convertisseur a des flux surfaciques intenses ; la conversion héliothermique a température élevée devient alors envisageable ; jusqu'a environ 300°C, sous quelques centaines de $w.m^{-2}$ avec des concentrateurs de révolution .Cet avantage essentiel ne va toutefois pas sans inconvénients [88-89].

## II.5. Energie solaire photovoltaïque

### I.5.1. Principe de fonctionnement d'une cellule photovoltaïque

La conversion de l'énergie solaire en énergie électrique repose sur l'effet photoélectrique, c'est-à-dire sur la capacité des photons à créer des porteurs de charge (électrons et trous) dans un matériau. Lorsqu'un semi-conducteur est illuminé avec un rayonnement de longueur d'onde appropriée (l'énergie des photons doit être au moins égale à celle du gap énergétique du matériau), l'énergie des photons absorbés permet des transitions électroniques depuis la bande de valence vers la bande de conduction du semi-conducteur, générant ainsi des paire électron-trou qui peuvent contribuer au transport du courant(photoconductivité) par le matériau lorsqu'on le polarisé Si on illumine maintenant une jonction PN(Figure II.13), les paires électron-trou qui sont créées dans la zone de charge d'espace de la jonction sont immédiatement séparées par le champ électrique qui règne dans cette région, et entraîné dans les zones neutres de chaque côté de la jonction. Si le dispositif est isolé, il apparaît une différence de potentiel aux bornes de la jonction (photo tension) ; s'il est connecté à une charge électrique extérieure, on observe le passage d'un courant alors qu'on n'applique

aucune tension au dispositif. C'est le principe de base d'une cellule photovoltaïque (Figure II.14) [90].

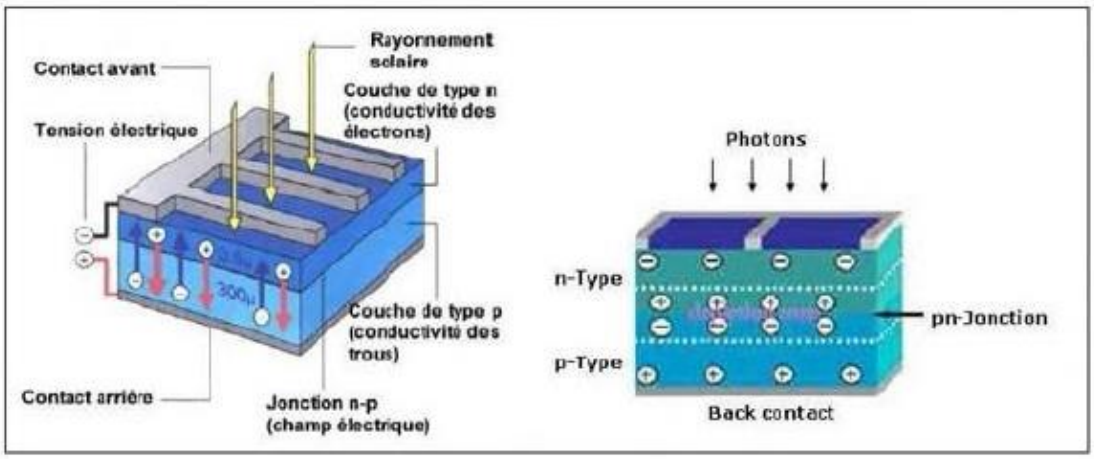



**Figure II.13 :** Jonction P-N dans une cellule photovoltaïque [90].

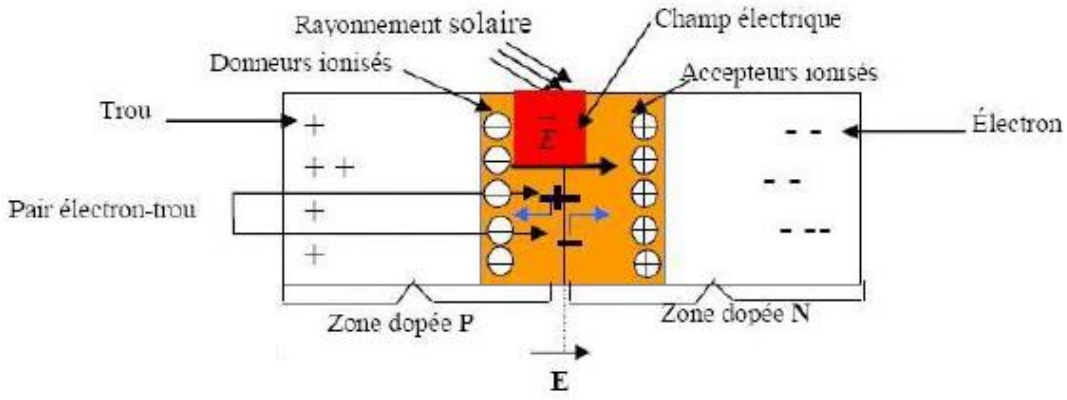



**Figure II.14 :** Fonctionnement d'une cellule PV.

## II.5. 2. Les avantages et les inconvénients de l'énergie solaire photovoltaïque

Les avantages de l'électricité solaire photovoltaïque sont multiples :

- La production de cette électricité renouvelable est propre, n'est pas toxique.
- Les systèmes photovoltaïques sont extrêmement fiables.
- L'énergie photovoltaïque est particulièrement attractive pour les sites urbains pour sa petite relative taille, et son opération silencieuse.

- La lumière du soleil étant disponible partout, l'énergie photovoltaïque est exploitable aussi bien en montagne dans un village isolé que dans le centre d'une grande ville.
- L'électricité photovoltaïque est produite au plus près de son lieu de consommation, de manière décentralisée, directement chez l'utilisateur.
- Modulaires, ses composants se prêtent à une utilisation innovante et esthétique en matière d'intégration architecturale (implantés sur ou en éléments de toiture ou de façade, sous forme de brise-soleil, en verrière…)
- L'électricité solaire photovoltaïque a pour qualité sa fiabilité, la durée de vie des capteurs supérieure à 25 ans, son autonomie, son faible impact sur l'environnement.
- Le coût de fonctionnement des panneaux photovoltaïques est très faible, car leur entretien est très réduit, et ils ne nécessitent ni combustible, ni transport, ni personnel hautement spécialisé [91].

**Les inconvénients :**

- Production d'énergie qui dépend de l'ensoleillement, toujours variable.
- Le coût d'investissement des panneaux photovoltaïques et des capteurs est élevé.
- S'il faut stocker l'énergie avec des batteries, le coût de l'installation augmente.
- Le rendement réel de conversion d'un module est faible.
- Le rendement électrique diminue avec le temps (20 % de moins au bout de 20 ans).
- Pollution à la fabrication [91].

## II.6. Chauffe-eau-solaire

La production de l'eau chaude par voie solaire est l'une des techniques d'exploitation, la plus répandue de l'énergie solaire. Les installations d'eau chaude sont toutes munies de capteurs solaires plans ou évacués. Equipements indispensables pour la conversion de l'éclairement solaire en énergie calorifique, véhiculée par un fluide caloporteur vers l'utilisation (eau sanitaire, chauffage, dessalement,...) [92].

## II.6.1. Types de chauffe-eau-solaire

L'énergie interceptée par le capteur solaire et convertie en chaleur est transmise au fluide caloporteur et elle est transférée vers un réservoir de stockage. Ainsi, selon la nature de stockage [92].

### II.6.1.1. Chauffe-eau individuels

#### a) Chauffe-eau sans réservoir

Ce type de chauffe-eau, aussi appelé chauffe-eau selon la demande ou chauffe-eau instantané, et sont habituellement installés près du « point d'utilisation » pour répondre à un besoin particulier. Il chauffe l'eau seulement au besoin, ce qui élimine les pertes inhérentes au système par les parois du réservoir et les canalisations d'eau. Selon la consommation d'eau totale, il est possible que ces appareils ne soient pas en mesure de répondre à l'ensemble des besoins en eau chaude des occupants d'une maison. C'est pourquoi ils sont souvent utilisés comme système d'appoint avec un autre dispositif de chauffage de l'eau [92].

#### b) Le chauffe-eau solaire thermosiphon

Dans ce type de réchauffeur, le ballon est placé plus haut que les capteurs, et le cycle thermique est transmis des capteurs au ballon naturellement sans pompe ni autre dispositif, grâce à la différence de température (convection naturelle). On désigne deux types des systèmes thermosiphon [92] :

- **Le thermosiphon direct (monobloc)**

L'échange de chaleur dans ce système (Figure II.15), enté la partie du fluide chauffée par le capteur solaire et le fluide froid est directement dans le réservoir de stockage [92].

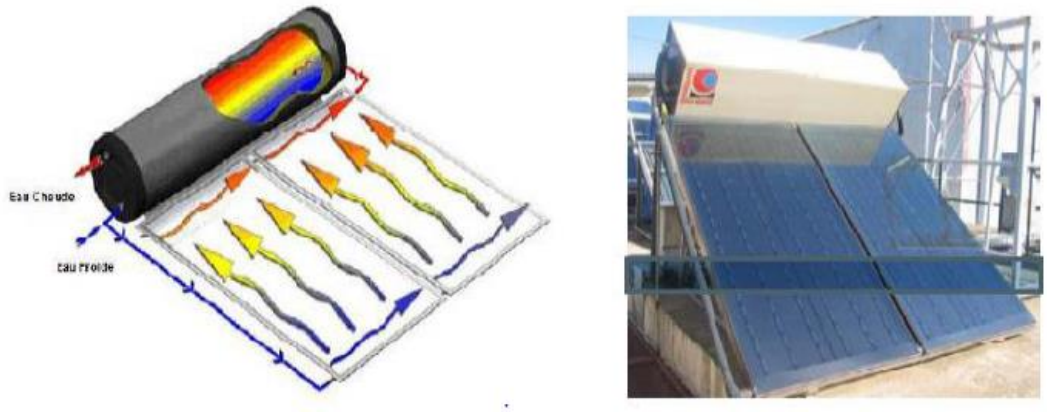



**Figure II.15 :** Système de chauffe-eau solaire thermosiphon directe [92].

- **Le thermosiphon indirect (à éléments séparés)**

Le transfert de chaleur entre les deux fluides dans ce système (Figure II.16) par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur où le fluide chaud cède sa chaleur indirectement à l'eau (froide) du réservoir stockage [92].

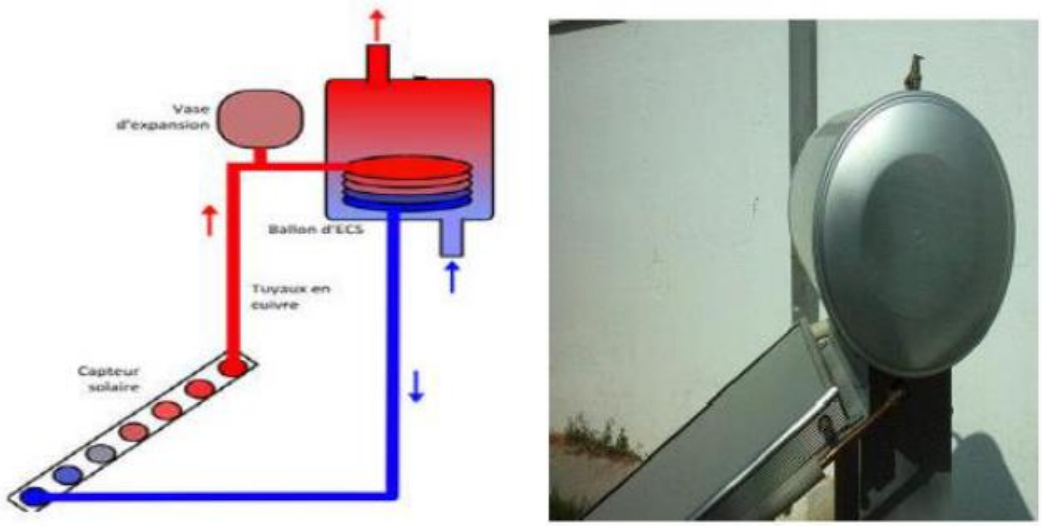



**Figure II.16 :** Système de chauffe-eau solaire thermosiphon indirecte.

### c) Le chauffe-eau solaire à circulation forcée

Ce système de chauffe-eau solaire est adapté à toutes les différentes configurations. Ainsi, le ballon peut être installé dans une cave ou éloigné des capteurs pour cela une pompe est Nécessaire pour faire circuler le fluide caloporteur (Figure II.17). Ce type de chauffe-eau solaire est généralement constitué de trois

parties : le capteur plan solaire, la cuve de stockage, le groupe de transfert et régulation.

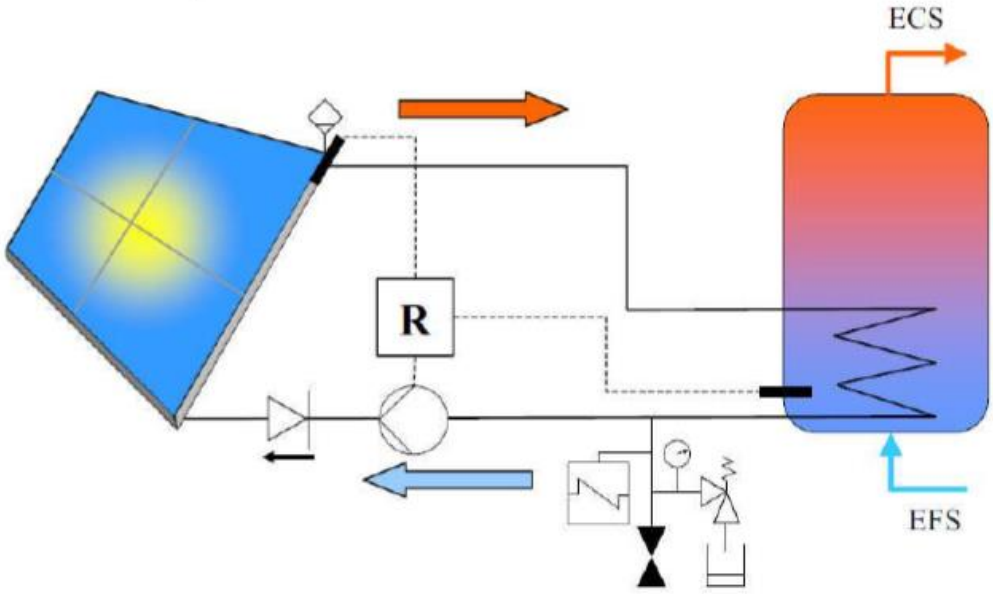



**Figure II.17 :** Système de chauffe-eau solaire à circulation forcée [92].

### d) Le chauffe-eau solaire autovidangeable à circulation forcée

Dans ce système (Figure II.18), les capteurs et leurs canalisations se vident automatiquement à l'arrêt de la pompe dans une bouteille de récupération. Les équipements (sauf le capteur) sont situés dans une zone hors gel.

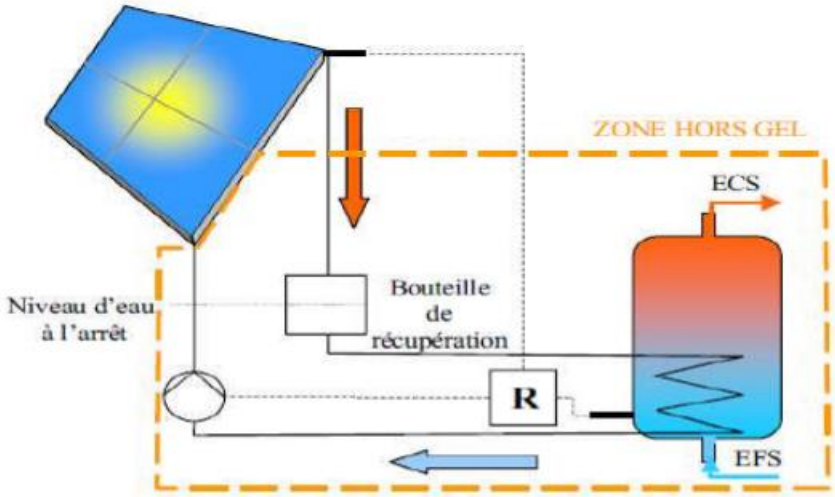



**Figure II.18 :** Système de chauffe-eau solaire autovidangeable à circulation forcée [92].

**e) Recours au chauffage d'appoint**

En l'absence de ballon, il est possible de faire un appoint intégré (Figure II.19). Le principe est simple, le ballon solaire peut être connecté à la chaudière actuelle ou une résistance électrique peut être installée directement dans le ballon solaire. Pour pallier le manque de soleil et s'assurer d'avoir toujours de l'eau chaude à la bonne température et en quantité suffisante, il est nécessaire d'avoir recours à un système d'appoint en eau chaude. Cet appoint peut être soit intégré au ballon solaire soit séparé [92].

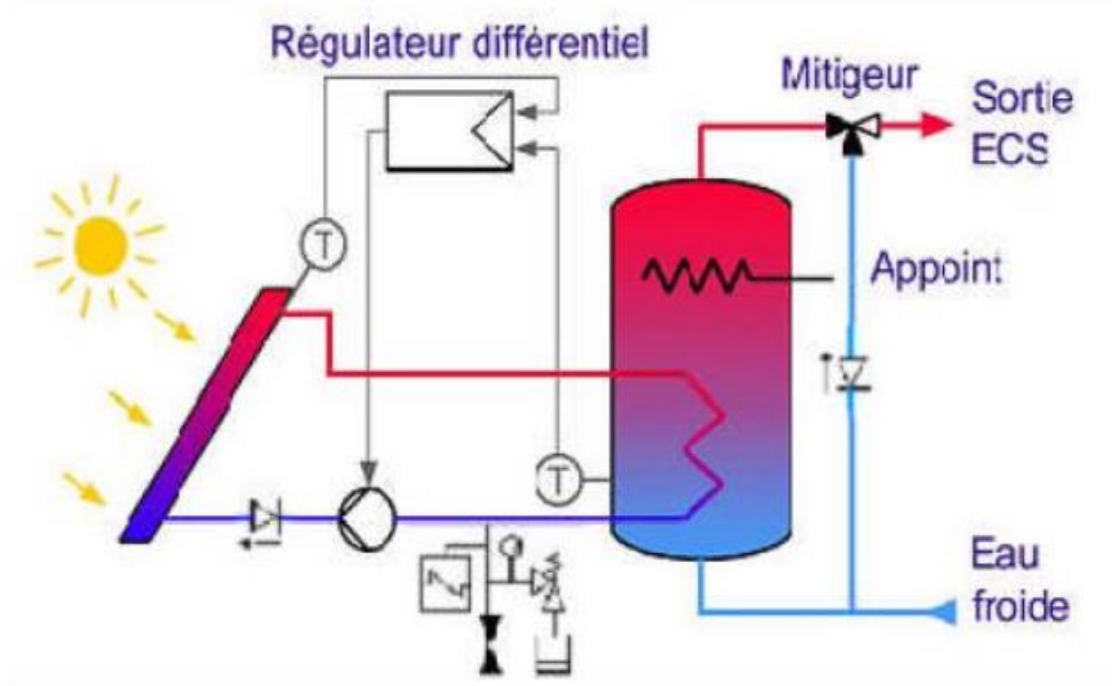



**Figure II.19 :** Système de chauffe-eau solaire avec appoint intégré [92].

## II.6.1.2. Chauffe-eau solaire pour une grande consommation

Cette installation est destinée aux lieux à forte consommation d'eau chaude, tels que les écoles, universités, institutions sportives, hôpitaux, hôtels, dessalement d'eau.... Elle s'apparente aux petites installations. Pour les grandes installations, la superficie du capteur est généralement supérieure à 40 mètres carrés (champs de collecte), l'échangeur pour chauffer le ballon solaire est en rupture de stock. Parce que l'énergie solaire ne peut pas remplacer le carburant à 100%. Il est donc nécessaire de prévoir un chauffage d'appoint alimenté par l'électricité ou les hydrocarbures. La production d'eau chaude peut être désigne deux possibilités [92] :

- **Production centralise et distribution directe**

Cette configuration est mise en œuvre lorsque les besoins d'ECS sont limités (Figure II.20).

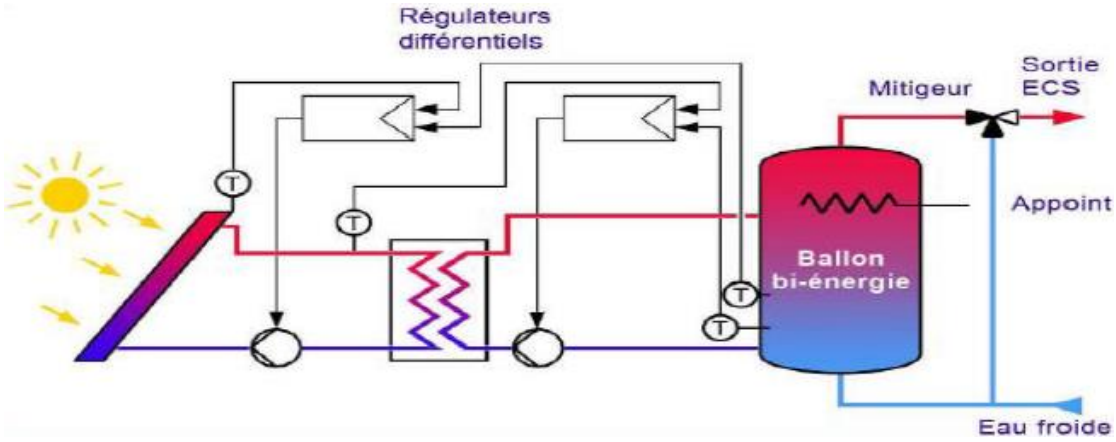



**Figure II.20 :** Système de production centralise et distribution directe [92].

- **Production centralise et distribution par boucle de circulation**

Ce type de configuration est adopté lorsque le volume de stockage est plus important. Il permet aussi un encombrement moindre en hauteur (Figure II.21).

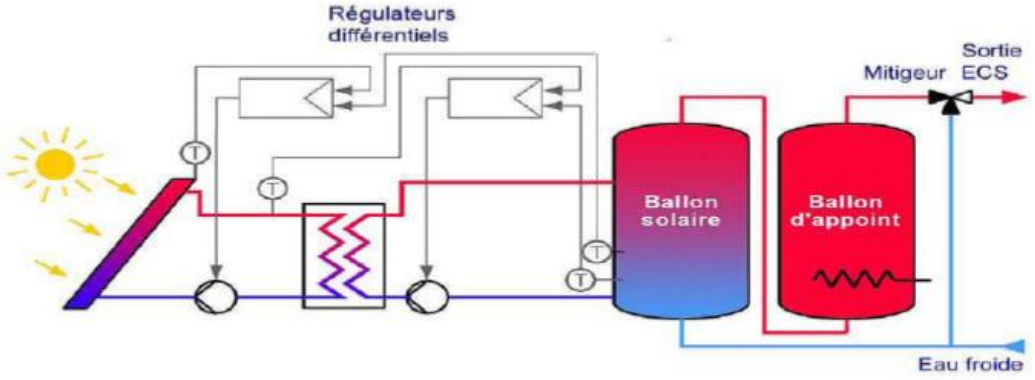



**Figure II.21 :** Système de production centralise et distribution boucle de circulation [93].

## II.6.2. Les composants d'un chauffe-eau-solaire

Un chauffe-eau-solaire est composé principalement de deux éléments (figure II.22) :

- Le ballon de stockage.
- Le capteur solaire.

Auquel sont rajoutés d'autres composants à savoir : les conduites de circuit, une pompe, un clapet anti-retour, une vase d'expansion, une soupape de sécurité, les robinets de vidange, les purgeurs et un régulateur [94].

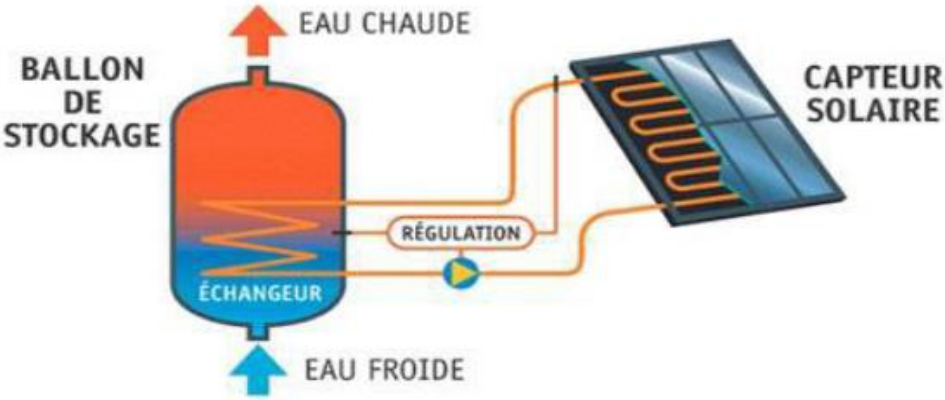



**Figure II.22 :** Les composants d'un chauffe-eau-solaire [94].

- **Le ballon de stockage**

Il existe deux types de ballons de stockage : les ballons avec échangeur interne et sans échangeur (Figure II.23). Sauf cas spécifique, les ballons de stockage sont des ballons type tampon dépourvus d'échangeurs de chaleur incorpore. En effet, pour des raisons de coût et de performances, des échangeurs à plaques sont préconisés pour transférer l'énergie à l'eau chaude sanitaire. Pour certaines applications, ou plus spécialement certaines implantations des ballons de stockage avec des températures basses, on utilise des ballons avec échangeur interne pour éviter les risques de gel dans les canalisations et dans l'échangeur à plaques. Dans ce cas, les canalisations d'eau froide et d'eau chaude doivent êtres isolées efficacement [94].

L'apport provenant de l'appoint quand celui-ci est intégré.



**Figure II.23 :** Exemples de ballons solaires [94].

- **Le capteur solaire**

Les capteurs solaires thermiques constituent l'élément essentiel dans les installations de conversion thermique de l'énergie solaire (Figure II.24). Le rayonnement solaire est absorbé par une surface noire, parcourue par un fluide caloporteur qui extrait l'énergie thermique et la transfère vers son lieu d'installation ou de stockage.

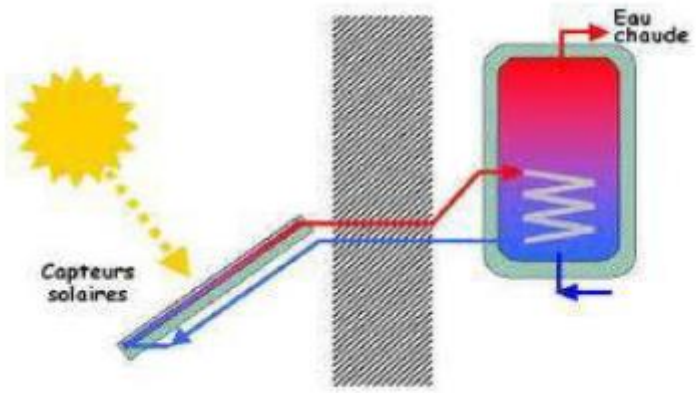



**Figure II.24 :** Capteur solaire thermique [94].

## II.7.Conclusion

Dans un Chauffe-eau solaire, le capteur est l'élément principal de l'installation. De nos jours, il existe des capteurs plans vitres de très bonne qualité et de longue durée de vie. Les installations collectives qui sont toujours à circulation forcée nécessitent un dispositif de régulation. Leur développement prend de plus en plus d'ampleur aussi bien pour le chauffage de l'eau sanitaire dans les bâtiments que pour le chauffage des locaux.

# *Chapitre III*

## *Généralités sur les machines frigorifiques*

## III.1. Introduction

La consommation d'énergie au niveau mondial augmente avec une croissance de 2 % par an. Les réserves d'énergie connues ultimes (toutes celles estimées disponibles sur la Terre mais pas encore prouvées ou atteignables avec les moyens techniques actuels) sont estimées4000 Giga tonnes équivalent pétrole (GTep) et elles seront épuisées en 2114 en tenant compte de la croissance de la population (Figure I.1) [95]. Le monde d'aujourd'hui est confronté à un problème de ressources d'énergie fossile. Ce phénomène s'accentuera encore à la fin du 21e siècle d'où la nécessité d'utiliser rationnellement cette énergie.

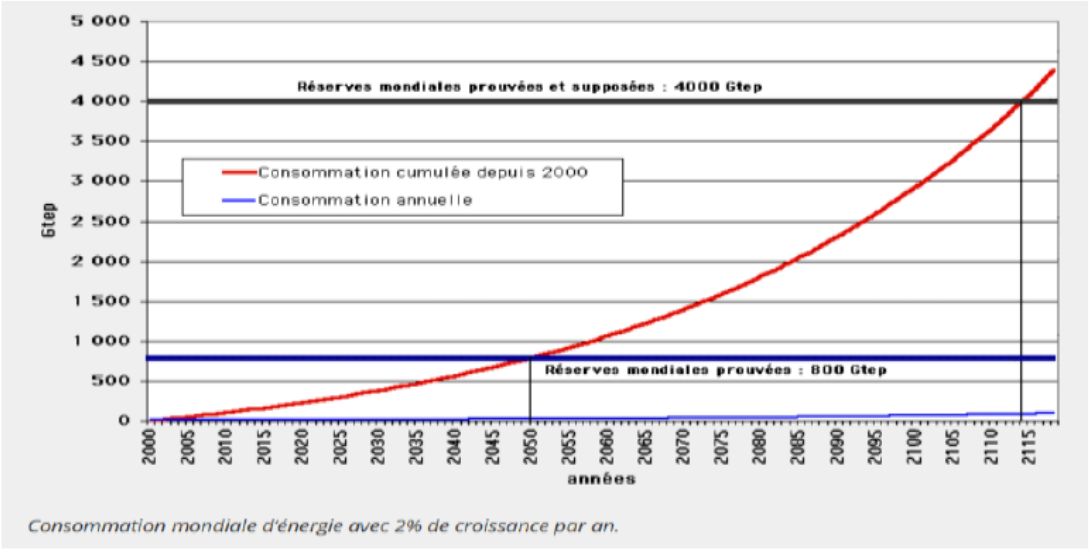



**Figure III. 1 :** Evolution de la consommation d'énergie mondiale comparée aux réserves de pétrole [95].

Une thermofrigopompe (TFP) est une machine frigorifique produisant de manière simultanée du chaud et du froid. Les installations de thermofrigopompes existantes sont de forte puissance et destinées à satisfaire aux besoins en chauffage et en rafraîchissement de procédés industriels, d'immeubles de bureaux de grande surface ayant de forts apports internes ou encore de complexes sportifs intégrant piscine et patinoire. D'autres bâtiments, de plus petites dimensions, peuvent avoir de tels besoins simultanés en chaud et en froid, en mi- saison et en été, pour la production d'eau chaude sanitaire, le chauffage et le rafraîchissement de locaux. L'objectif de la thermofrigopompe de moyenne puissance à équilibrage sur air est la production d'eau chaude de chauffage, d'eau chaude sanitaire et d'eau froide de rafraîchissement avec une machine simple de mise en œuvre sur un réseau de

distribution d'eau. L'objectif sous-jacent est l'optimisation des énergies produites pour améliorer les performances et réduire les consommations d'électricité [96].

## III.2.L'état de l'art des installations frigorifiques

### III.2.1. Les débuts du froid

Dès la préhistoire, l'homme a compris que ses aliments se conservent mieux dans le froid [97]. Il a d'abord utilisé les grottes pour conserver le gibier. L'abaissement de température dans les grottes dû à l'évaporation de l'eau et à la détente de l'air dans les crevasses communiquant avec l'extérieur, associé à des parois isolantes de forte épaisseur, en fait des réfrigérateurs géants. Très tôt, on utilise aussi les deux phénomènes physiques que sont la vaporisation de l'eau et le rayonnement de la terre vers l'espace. Une fresque égyptienne du III$^{ème}$ millénaire avant J.C. montre un esclave agitant un éventail devant des jarres en terre, accélérant ainsi la vaporisation de l'eau au travers de vases en poterie poreuse. Au cinquième siècle avant J.C., le grec Protagoras rapporte que dans la vallée du Nil, les égyptiens plaçaient des récipients sur les toits des maisons et utilisaient le rayonnement thermique nocturne de la terre vers l'espace pour produire de la glace. Un poème chinois de 1100 avant JC fait déjà référence à des « glacières ».

Dès le 17ème siècle, la chaleur et le froid alimentèrent les réflexions des savants et philosophes comme Robert Boyle (1627-1691) en Angleterre et Mikhail Lomonossov (1711-1765) en Russie. Dans la même période, après les premiers travaux de Galilée, de très nombreuses études furent entreprises sur la thermométrie où s'illustrèrent Guillaume Amontons (1663-1705) en France, Isaac Newton (1642-1727) en Angleterre, Daniel Fahrenheit (1686-1736), allemand qui travailla en Angleterre et aux Pays- Bas, René de Réaumur (1683-1757) en France et enfin Anders Celsius (1701-1744) qui créa, en 1742, en Suède, l'échelle thermométrique centésimale. [97]

William Cullen (1710-1790) observa que l'évaporation de l'éther éthylique en abaisse la température. Il obtint, en 1755, un peu de glace en faisant évaporer de l'eau sous une cloche à vide. Son disciple et successeur, l'écossais Joseph Black (1728-1799), établit bien la différence entre chaleur et température, et peut être considéré comme le fondateur de la calorimétrie. Dans cette spécialité s'illustrèrent les français Pierre Simon de Laplace (1749-1827), Pierre Dulong (1785-1838) et Alexis Petit

(1791-1820), Nicolas Clément-Desormes (1778-1841) et Victor Regnault (1810-1878).

Après les travaux de l'écossais James Watt (1736-1819) sur la machine à vapeur, les études des physiciens sur les gaz : Boyle, en Angleterre, Edme Mariotte (1620-1684) puis Jacques Charles (1746-1823) et Louis Joseph Gay-Lussac (1778-1850) en France, après les expériences de l'américain Benjamin Thomson (1753-1814), la Thermodynamique pouvait entrer en scène. C'est le français Sadi Carnot (1796-1832) qui ouvrit le rideau, en 1824, avec son célèbre mémoire qui jetait les bases du second principe de la Thermodynamique.

## III.2.2. L'apparition des divers systèmes frigorifiques

Nous distinguerons deux grandes classes de systèmes frigorifiques : ceux qui consomment, pour fonctionner, de l'énergie mécanique ou son équivalent, les systèmes mécano frigorifiques, et ceux qui consomment essentiellement de l'énergie thermique, les systèmes thermo-frigorifiques.

## III.2.2.1.Systèmes mécano-frigorifiques

Il existe deux familles se détachent :

- Les systèmes à compression de vapeurs liquéfiables.
- Les systèmes utilisant des cycles à gaz.

➢ ***Systèmes frigorifiques continus à absorption***

Bien que leur importance soit beaucoup plus réduite que celle des systèmes à compression, ce sont, actuellement, les seuls systèmes thermo-frigorifiques qui connaissent un certain développement. Ici la circulation du frigorigène n'est pas due à un compresseur mécanique mais à la circulation, par pompe, d'un liquide absorbant dont la teneur, en frigorigène absorbé, dépend de la température et de la pression.

Le travail mécanique nécessaire est très réduit, le système, en contrepartie, consomme de la chaleur. Le père de ces systèmes est le français Ferdinand Carré (1824-1900) qui breveta en 1859 la première machine à absorption continue utilisant le couple frigorigène : ammoniac – absorbant : eau. Ces machines furent presque

immédiatement opérationnelles. Leur étude thermodynamique ne débuta qu'en 1913 avec l'allemand Edmund Altenkirch et se poursuivit durant la première moitié du vingtième siècle. Il faut aussi citer les travaux de l'italien Guido Maïuri sur ces machines et ceux du suédois vonPlaten et Munters sur le cycle à absorption diffusionpour les réfrigérateurs à absorption sans pompe (1920).

Les années quarante ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène ; cette adaptation du cycle de Carré est depuis largement utilisée en climatisation. Les systèmes à absorption discontinus, bien qu'apparus très tôt, (appareils à refroidir les carafes d'eau d'Edmond Carré - 1866) ne se développèrent guère.

- ***Systèmes frigorifiques à adsorption et thermochimiques***

Ils apparurent plus tardivement, essentiellement dans la première moitié du 20$^{ème}$ siècle. Leur fonctionnement, basé sur les effets thermiques qui accompagnent la sorption ou la désorption physique d'un gaz sur un solide (systèmes à adsorption) ou bien la formation, ou la décomposition, de composés chimiques avec un gaz frigorigène (systèmes thermochimiques) est naturellement discontinu. Encore peu utilisés, ils font l'objet, actuellement, de nombreuses recherches.

- ***Système frigorifique à éjection***

Bien qu'il puisse être utilisé avec d'autres frigorigènes, c'est avec l'eau que le système frigorifique à éjection entra en scène en 1908. La paternité en revient au français Maurice Leblanc (1857-1923). L'abaissement de température de l'eau, qui se vaporise sous basse pression est obtenue en aspirant la vapeur formée au moyen d'un éjecteur, ou trompe, alimenté par un jet de vapeur vive provenant d'une chaudière. L'éjecteur est une tuyère d'abord convergente – l'accroissement de la vitesse du jet diminue la pression ce qui permet l'aspiration voulue – puis lentement divergente – l'augmentation progressive de la section offerte à la vapeur ralentit sa vitesse et la pression remonte. Ce système qui a des créneaux d'utilisation bien spécifique est peu répandu.

## III.3.Cycles thermodynamiques à compression de vapeur

### III.3.1.Schéma de principe du cycle thermodynamique à compression de vapeur

Un cycle thermodynamique à compression de vapeur peut être un cycle frigorifique comme dans les climatiseurs, les réfrigérateurs, les groupes froid ou un cycle de production de chaleur comme dans les pompes à chaleur. Tout dépend de l'utilisation finale de la machine. Le cycle thermodynamique transfère une quantité de chaleur d'une source froide vers une source chaude grâce à l'apport d'un travail mécanique de compression d'un fluide frigorigène. Les cycles frigorifiques ont évolué grâce aux découvertes successives des inventeurs et des thermodynamiciens. Après la seconde guerre mondiale, les systèmes à absorption fonctionnant avec de l'ammoniac envahissent le marché des grosses installations de l'industrie agroalimentaire. Mais dans de nombreux domaines utilisant de petites unités de froid comme la réfrigération domestique ou commercial, le cycle frigorifique à compression de vapeur s'impose de façon éclatante grâce à sa fiabilité [97].Le fluide frigorigène joue un rôle très important dans la conception et le fonctionnement d'une machine thermodynamique. La machine thermodynamique peut être considérée comme un système de chauffage si l'on souhaite transférer de la chaleur à la source chaude, comme un système frigorifique si l'on souhaite prélever de la chaleur à la source froide ou comme une thermofrigopompe si l'on souhaite valoriser les productions de chaleur et de froid simultanément.

La Figure III.2 représente schématiquement les différents éléments d'un cycle thermodynamique. Les quatre principaux éléments sont l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et le détendeur. Les puissances mises en jeu sont un travail mécanique de compression du fluide frigorigène grâce à une puissance électrique à l'alimentation du compresseur et à deux puissances thermiques, calorifique et frigorifique, respectivement au condenseur et à l'évaporateur. La détente est généralement isenthalpe, donc sans échange de chaleur. Cependant certains dispositifs de détente permettent de réaliser une récupération de travail mécanique.

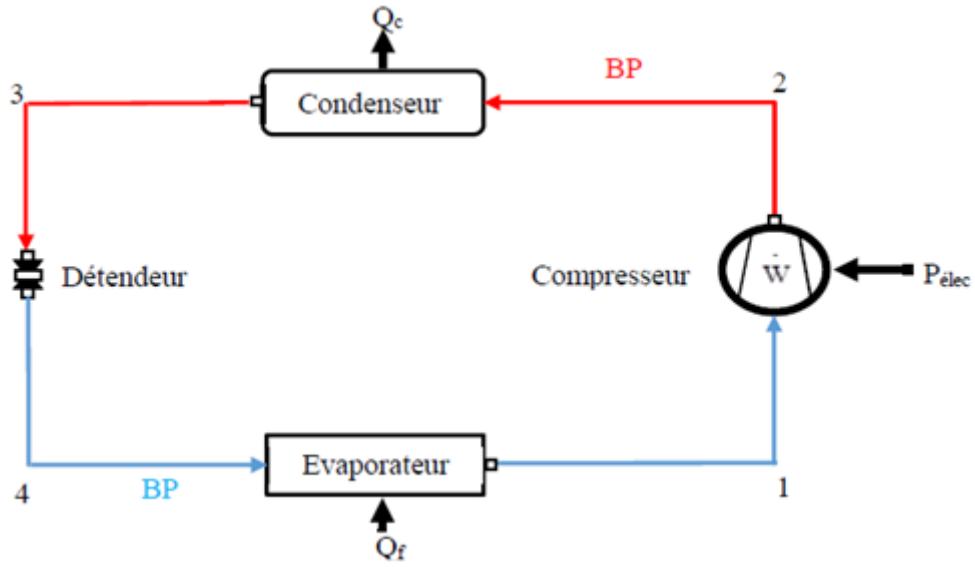



**Figure III.2 :** Schéma de principe du cycle frigorifique

## III.3.2.Rôle des composants du cycle thermodynamique à compression de vapeur

Le fluide frigorigène subit plusieurs changements d'état présentés sur le diagramme pression-enthalpie (Figure III.3) en parcourant les principaux éléments. Entre 1 et 2, le fluide frigorigène subit une compression en phase vapeur. A ce niveau du cycle, la transformation idéale est isentropique. Entre 2 et 3, il passe de l'état vapeur à l'état liquide. Entre 3 et 4, il subit une chute de pression isenthalpique. Au point 4 du diagramme, le fluide est un mélange liquide - vapeur majoritairement liquide avant de passer de l'état de mélange à l'état de vapeur entre 4 et 1. A partir de ces changements d'états que subit le fluide frigorigène, on peut définir chaque composant du cycle frigorifique :

- **Le compresseur** est un dispositif mécanique qui aspire le fluide frigorigène gazeux (à bas niveau de température et de pression) provenant de l'évaporateur, le comprime à un niveau plus haut de température et de pression puis le refoule vers le condenseur.
- **Le condenseur** est un échangeur de chaleur qui permet de céder à un milieu à chauffer (source chaude) la chaleur latente et sensible (désurchauffe et sous-refroidissement) contenue dans le fluide frigorigène à l'état gazeux, issu du compresseur, en le liquéfiant.

- **Le détendeur** permet de réduire la température et la pression du fluide frigorigène provenant du condenseur avant de l'injecter dans l'évaporateur,
- **L'évaporateur** est un échangeur de chaleur dans lequel le fluide frigorigène passe progressivement de l'état liquide à l'état gazeux en absorbant la chaleur du milieu à refroidir (source froide).

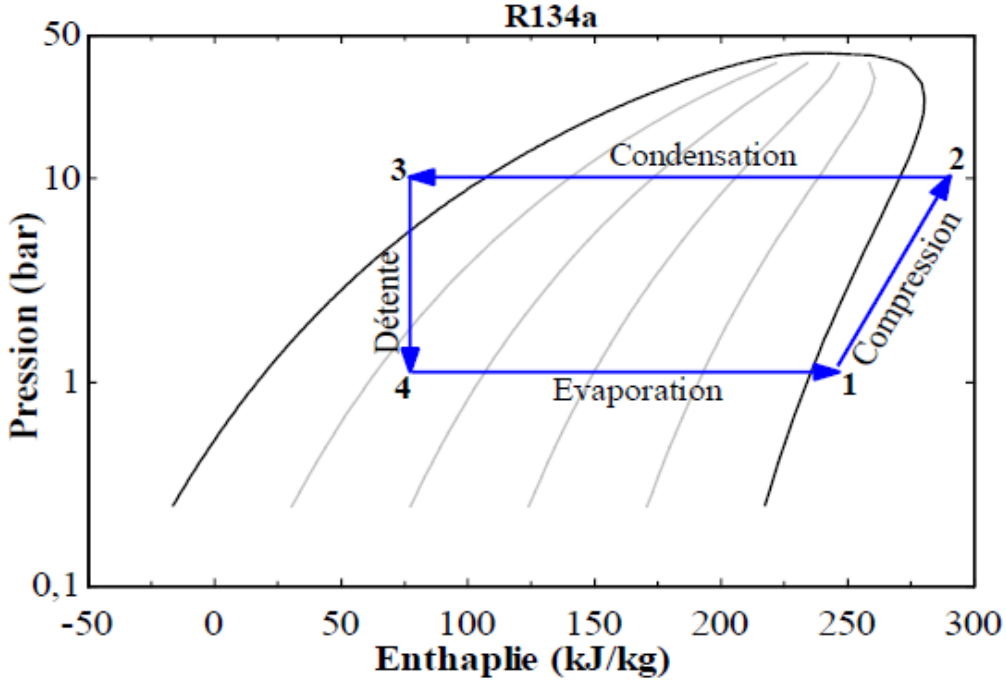



**Figure III.3 :** Cycle frigorifique dans le diagramme pression-enthalpie

## III.4.Schéma de base d'une thermofrigopompe

Le schéma de base d'une thermofrigopompe est représenté sur la figure III.4. En plus d'un compresseur Cp et d'une bouteille de stockage de réfrigérant BL, il est composé de quatre échangeurs :

- un condenseur sur source utile CDSU,
- un condenseur sur source gratuite externe CDSE,
- un évaporateur sur source utile EVSU,
- un évaporateur sur source gratuite externe EVSE.

Cette configuration permet plusieurs types de fonctionnements :

- un mode dit « équilibré » avec production simultanée de chaud et de froid respectivement au condenseur utile CDSU et à l'évaporateur utile EVSU,
- un mode chaud seul avec production de chaud au condenseur utile CDSU et évaporation sur source gratuite externe à l'évaporateur EVSE,
- un mode froid seul avec production de froid à l'évaporateur utile EVSU et condensation sur source gratuite externe au condenseur CDSE.

La commande des électrovannes permet l'alimentation des détendeurs et des échangeurs suivant le mode de fonctionnement choisi.

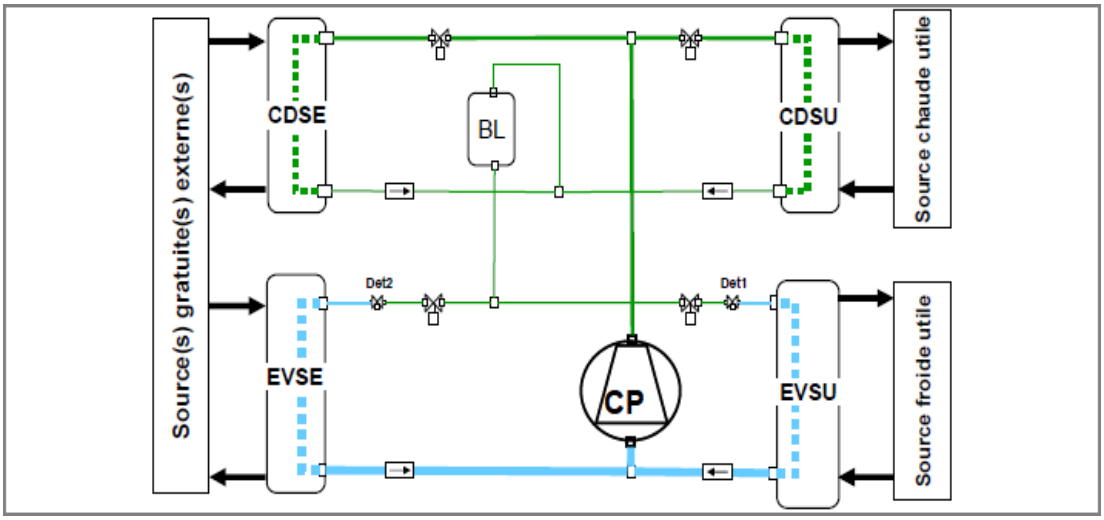



**Figure III.4 :** Schéma de base d'une thermofrigopompe [96]

La présence de points froids dans le circuit, relativement à la température du fluide frigorigène, peuvent entraîner des phénomènes de condensation non désirés dans les échangeurs non utilisés. Si le condenseur non utilisé constitue un point froid, une quantité trop importante de fluide frigorigène condensera dans cet échangeur et celui-ci sera engorgé en liquide. La bouteille liquide BL devrait alors être surdimensionnée afin de fournir suffisamment de fluide frigorigène pour alimenter le circuit utile de la machine. Si l'évaporateur non utilisé constitue un point froid, il se produit le même phénomène de condensation avec en plus, des possibilités de coup de liquide au compresseur lors du redémarrage de la machine après une phase d'arrêt. L'option la plus simple est alors l'utilisation de clapets antiretour en sécurité, placés en sortie des échangeurs pour éviter les circulations parasites de réfrigérant.

### III.4.1.Les modes de fonctionnement

La TFP est amenée à fonctionner en trois modes de base : mode rafraîchissement seul, mode équilibré et mode chauffage seul. Ces trois modes principaux comportent des variantes en fonction des températures de source et des modes précédents. En tout, sept modes (numérotés de 1 à 6) ont été définis pour assurer un fonctionnement complet de la machine.

## III.5. Performances des machines thermodynamiques à compression de vapeur

### III.5.1. Aspects énergétiques

La performance d'un système thermodynamique est définie conventionnellement comme le rapport entre la puissance thermique utile récupérée au niveau du condenseur $\dot{Q}_c$ ou au niveau de l'évaporateur$\dot{Q}_f$ et la puissance électrique absorbée $\dot{W}_{elc}$ par le compresseur et les auxiliaires. La puissance récupérée au condenseur est appelée puissance calorifique et celle prélevée au niveau de l'évaporateur est nommée la puissance frigorifique. La performance est généralement appelée efficacité énergétique de refroidissement (EER) en mode froid et coefficient de performance (COP) en mode de chauffage. Le COP est le principal outil d'évaluation de la performance d'un cycle de réfrigération et est issu de la première loi de la thermodynamique [98].

Le COP est défini comme le rapport de la puissance frigorifique sur la puissance électrique absorbée par le compresseur (Eq III. 1).

$$\mathbf{COP} = \frac{\dot{\mathbf{Q}}_{\mathbf{f}}}{\dot{\mathbf{W}}_{\mathbf{elc}}} \qquad \textbf{(III.1)}$$

La performance d'une thermofrigopompe (COPTFP) pour la production simultanée de froid et de chaleur est évaluée comme le rapport de la puissance thermique totale (puissance calorifique + puissance frigorifique) sur la puissance électrique absorbée (Eq III. 2).

$$\mathbf{COP} = \frac{\dot{\mathbf{Q}}_{\mathbf{c}} + \dot{\mathbf{Q}}_{\mathbf{f}}}{\dot{\mathbf{W}}_{\mathbf{elc}}} \qquad \textbf{(III.2)}$$

La puissance électrique absorbée par les auxiliaires $\dot{W}_{aux}$ est la somme des puissances de la pompe de circulation $\dot{W}_{pompe}$ et du ventilateur $\dot{W}_{ven}$ (Eq III. 3). La puissance électrique absorbée par la machine est donnée par l'éq III. 4.

$$\dot{\mathbf{W}}_{\mathbf{aux}} = \dot{\mathbf{W}}_{\mathbf{pompe}} + \dot{\mathbf{W}}_{\mathbf{ven}} \quad \textbf{(III.3)}$$

$$\dot{\mathbf{W}}_{\mathbf{elc}} = \dot{\mathbf{W}}_{\mathbf{aux}} + \dot{\mathbf{W}}_{\mathbf{comp}} \quad \textbf{(III.4)}$$

## III.5.2. Aspects exégétiques

Le diagramme température-entropie sur la Figure III. 5 présente le cycle de Carnot d'une machine thermique idéale. Il est composé de quatre transformations réversibles : une compression isentropique, une évaporation isotherme, une détente isentropique et une condensation isotherme. Ce cycle est un cycle moteur ; il produit un travail mécanique à partir de deux sources de chaleur à températures différentes. Le cycle thermodynamique de la pompe à chaleur est récepteur ; à partir d'un travail mécanique, une quantité de chaleur est transférée d'une source à faible température vers une source à plus haute température. Le sens de ce cycle est donc inversé. Le rendement de Carnot (Eq III. 5) est l'efficacité maximale que peut obtenir une machine thermique. Il s'applique également à un cycle récepteur.

$$\eta_{\mathbf{carnot}} = \mathbf{1} - \frac{\mathbf{T_2}}{\mathbf{T_1}} \quad \textbf{(III.5)}$$

Les améliorations sur le cycle de la pompe à chaleur sont limitées par les performances du cycle de Carnot inversé. L'écart entre la performance maximale et celle du cycle réel peut être évalué en utilisant le concept de l'exergie. L'exergie est une propriété thermodynamique définie comme le travail maximal disponible par rapport à un système de référence à une température de l'environnement spécifiée. Pour les cycles de réfrigération, l'exergie spécifique de tout état est donnée par l'Eq III. 6 où $h_0$, $T_0$, et $s_0$ sont respectivement les valeurs de référence de l'enthalpie spécifique, de la température et de l'entropie spécifique.

$$\mathbf{ex} = (\mathbf{h} - \mathbf{h_0}) - \mathbf{T_0}(\mathbf{S} - \mathbf{S_0}) \quad \textbf{(III.6)}$$

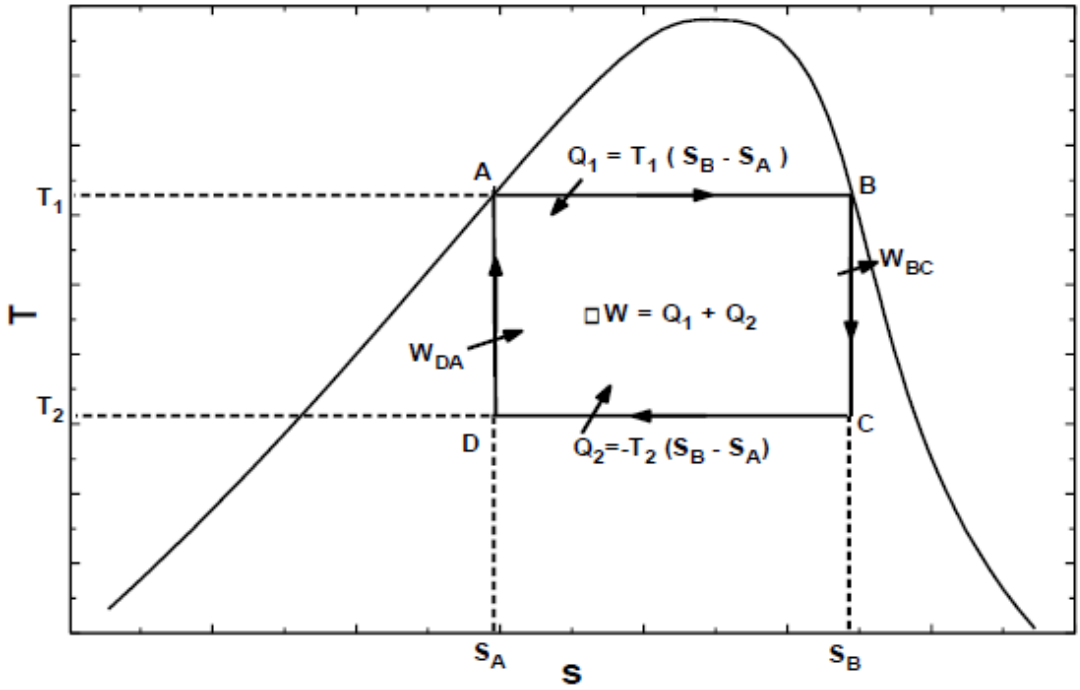



**Figure III. 5 :** Cycle de Carnot pour un cycle moteur

La puissance exergétique produite lors d'un transfert de chaleur est calculée grâce au rendement de Carnot et à la puissance produite (Eq III. 7). La température de référence est la température d'air extérieur. La température de source est donnée sous la forme de sa moyenne logarithmique ($\bar{T}_{so}$).

$$\dot{Ex} = Q \left| \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{so}}\right) \right| \qquad \textbf{(III.7)}$$

Le rendement exergétique est le rapport de la puissance exergétique produite sur la puissance exergétique fournie au système, soit la puissance électrique consommée par le compresseur (Eqs III. 8 à 10). L'énergie électrique est considérée comme étant une quantité d'exergie pure au même titre que le travail mécanique.

$$\eta_{ex-chauffage} = \frac{\dot{Ex}_{chaud}}{\dot{W}_{comp}} \qquad \textbf{(III.8)}$$

$$\eta_{ex-refraichissement} = \frac{\dot{Ex}_{friod}}{\dot{W}_{comp}} \qquad \textbf{(III.9)}$$

$$\eta_{ex-simultané} = \frac{\dot{Ex}_{chaud} + \dot{Ex}_{friod}}{\dot{W}_{comp}} \qquad \textbf{(III.10)}$$

L'analyse exégétique permet d'étudier le rendement exégétique des systèmes. Il est important dans le cas du couplage entre des machines frigorifiques ou des pompes à chaleur. Plusieurs études sur les systèmes énergétiques des cycles frigorifiques ont été menées dans la littérature. Morosuk et al. [99] ont mené une étude de l'évaluation exégétique avancée sur l'application combinée de deux concepts aux machines de réfrigération fonctionnant avec différents fluides, ainsi que des mélanges azéotropes et zéotropes. Ils ont démontré l'effet de différentes propriétés matérielles sur les résultats de l'analyse exégétique avancée. Sarkar et al. [100] ont fait des analyses énergétiques et exégétiques ainsi que des études d'optimisation d'un système transcritique d'une pompe à chaleur au $CO_2$ utilisée dans les applications simultanées de refroidissement et de chauffage. Ils ont clarifié que les pertes d'exergie endogènes / exogènes et évitable / inévitable sont beaucoup plus complexes que l'analyse exégétique classique. L'application de la méthode de calcul des pertes d'exergie à différents systèmes énergétiques permettrait d'approfondir les connaissances sur leur réel potentiel d'optimisation. L'utilisation du $CO_2$ n'est pas intéressante sur le plan exégétique parce que la forte variation de température dans l'échangeur haute pression a une influence défavorable sur le rendement exégétique [101]. L'analyse exégétique permettra de suivre l'évolution du couplage d'une pompe à chaleur et une unité de dessalement avec des transformations réversibles de l'état initial à l'état d'équilibre avec l'environnement.

## III.6. Les fluides frigorigènes

Un fluide frigorigène est le support matériel du transfert de chaleur dans un cycle frigorifique. Il permet de produire du froid en captant la chaleur d'une source froide et en la cédant à une source chaude. Quand on modifie sa pression, il peut se vaporiser et se condenser à des températures proches de celles de notre environnement. Cette caractéristique est utilisée pour augmenter les transferts de chaleur et améliorer l'efficacité énergétique du système. Cette partie du mémoire donne d'abord les repères historiques essentiels de l'histoire des réfrigérants et de l'évolution de la réglementation, puis elle présente deux réfrigérants étudiés pour notre thermofrigopompe : le R407C, un des HFC les plus utilisés en pompe à chaleur et le dioxyde de carbone, fluide frigorigène qui fait l'objet d'énormément de publications scientifiques à l'heure actuelle.

La performance des machines frigorifiques ou des pompes à chaleur dépend fortement des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes. L'évolution des fluides frigorigènes est l'une des préoccupations des politiques et des industriels. Parmi les critères de sélection des fluides frigorigènes, l'impact sur l'environnement occupe une place importante. Ces impacts sont caractérisés par un indice sur la protection de la couche d'ozone et deux indices sur le réchauffement climatique. La connaissance de ces indices est un pré requis à la bonne compréhension de cette étude.

- **ODP** : Ozone Depletion Potential (Potentiel d'appauvrissement de l'ozone). Le fluide de référence du calcul de l'ODP est le R11 ou le R12, leur valeur d'ODP est égale à 1. C'est l'atome de chlore présent dans le chlorofluorocarbone (CFC) qui est responsable de la destruction de l'ozone. Les hydro chlorofluorocarbures (HCFC) ont un ODP beaucoup plus faible (ODPR22 = 0,055) car les atomes de chlore sont moins nombreux. Les hydrofluorocarbures (HFC) ont un ODP nul.
- **GWP** : Global Warming Potential (Potentiel de réchauffement global). Il est calculé par rapport au CO2. Le GWP s'exprime en kilogrammes de dioxyde de carbone équivalents. La durée déréférence du GWP est une période au-delà de laquelle les effets résiduels d'un fluide rejeté dans l'atmosphère sont ignorés, en général 100 ans. Le fluide frigorigène CO2 a donc un GWP égal à 1.
- **TEWI** : Total Equivalent Warming Impact (Impact total équivalent sur le réchauffement). En plus de l'effet direct des fuites du fluide frigorigène, le TEWI prend en compte l'effet de la production de l'électricité consommée par le compresseur de l'équipement frigorifique (TEWI indirect). Le TEWI donne des résultats différents selon le réseau électrique auquel l'installation est reliée. Le COP intervient au niveau de l'énergie électrique consommée. Un fluide ayant de bonnes propriétés thermodynamiques aura donc un faible TEWI indirect. Cependant, toute cette part indirecte disparait dans le cas d'une production d'électricité par énergie renouvelable.

Les CFC et les HCFC ont été abandonnés à cause de leur impact sur la couche d'ozone. Les HFC, étant des gaz à effet de serre, risquent à leur tour une interdiction dans un avenir de plus en plus proche. En effet, au vu de la prise de conscience collective du réchauffement climatique et du lien avéré entre ce dérèglement et les émissions de gaz à effet de serre, cette échéance peut approcher assez rapidement. Pour l'instant, ces fluides restent les frigorigènes les plus performants sur le marché. Leurs concurrents directs sont les hydrocarbures, l'ammoniac et le dioxyde de carbone dans les applications du secteur du bâtiment. Les hydrocarbures sont désavantagés sur le plan réglementaire par leur caractère inflammable. Malgré les progrès des techniques d'étanchéité des systèmes frigorifiques, la charge en réfrigérant des pompes à chaleur en général et de notre thermofrigopompe en particulier est trop élevée pour une application dans le chauffage ou le rafraîchissement des bâtiments. L'ammoniac est un fluide assez toxique et de plus corrosif pour le cuivre. La technologie qui y est associée n'est pastoralement flexible et les restrictions réglementaires sont trop dures pour imaginer aujourd'hui l'intégration de l'ammoniac dans les pompes à chaleur pour le chauffage des bâtiments. Ce réfrigérant ne pourra donc pas remplacer totalement les HFC. Les nouveaux fluides à faible GWP synthétisés par l'industrie chimique, comme le HFO1234yf, sont une alternative intéressante à surveiller de près. Cependant, les études montrent aujourd'hui que leur limite d'inflammabilité est trop basse pour une utilisation telle quelle dans les nouvelles machines frigorifiques. Il reste alors le dioxyde de carbone qui, après 60 ans d'oubli, connaît un regain d'intérêt depuis quelques années. Les organismes de recherche privés et publiques semblent s'y intéresser sérieusement et travaillent sur l'amélioration des composants des circuits au CO2 transcrit que (compresseurs, gascoolers, évaporateurs, échangeurs internes, éjecteurs, détendeurs avec récupération de travail). 570000 appareils au CO2 transcrit queont été produits en Asie pour le chauffage de l'eau chaude sanitaire en 2006, cela porte à 1 million le nombre d'unités vendues depuis le lancement de ce type de machine et les estimations du gouvernement japonais annoncent 5,2 millions d'unités vendues pour 2010 [102]. Le dioxyde de carbone dispose de deux propriétés intéressantes pour notre thermofrigopompe, à savoir la possibilité de produire de l'ECS de manière performante [103] et une grande quantité d'énergie récupérable au sous refroidissement.

## III.6.1.Les Hydrocarbures (HC)

Les hydrocarbures sont habituellement utilisés comme fluides frigorigènes pour de petites installations frigorifiques. Ce sont des composés organiques uniquement constitués d'atomes de carbone et d'hydrogène. Le cyclopropane RC270, le propane R290, le butane R600, l'isobutane R600a et le propylène R1270 sont les hydrocarbures les plus utilisés dans le domaine de la production de froid. Le Tableau III. 1 détaille la formule chimique, le pouvoir de réchauffement global (GWP), le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP), les limites inférieure et supérieure d'explosivité (LIE et LSE) exprimées en pourcentages volumiques dans l'air ainsi que la température d'auto-inflammation. Pour les trois hydrocarbures, les valeurs sont assez proches. Ils sont classés A3, fortement inflammables et non toxiques, d'après l'ASHRAE [104].

**Tableau III. 1 :** Caractéristiques des hydrocarbures

| **Fluide** | **R290 (propane)** | **R1270 (propylène)** | **R600a (isobutane)** |
|---|---|---|---|
| Formule chimique | $C_4H_{10}$ | $C_3H_6$ | $C_4H_{10}$ |
| $GWP100_{ans}$ ($kgCO_2/kg$) | 3 | 2 | 3 |
| ODP | 0 | 0 | 0 |
| Masse molaire (g/mol) | 44,10 | 42,08 | 58,12 |
| $T_{crit}$ (°C) | 96,68 | 92,42 | 134,67 |
| $P_{crit}$(bar) | 42,47 | 46,65 | 36,40 |
| Température d'auto-inflammation (°C) | 460 | 485 | 470 |

Les hydrocarbures ont de très bonnes propriétés thermo physiques. Leur utilisation est une bonne opportunité pour développer des équipements de chauffage et de rafraîchissement respectant l'environnement. Cependant, ils sont dans la classification de sécurité A3 (toxicité faible et inflammabilité élevée). L'amélioration

des caractéristiques d'inflammabilité, par rapport aux hydrocarbures, est compatible avec le règlement F-Gas UE (CE 842/2006). La quantité de HC comme fluide frigorigène est limitée par la norme EN 378 en fonction de la localisation de l'installation, sa conception et sa proximité au public. Cette limite est de 150 g dans les locaux occupés par des personnes.

## III.6.2.Les Hydro fluorooléfines (HFO)

Les HFO sont des composés avec des molécules fluorées à double liaison éthylénique. Cette double liaison amène une destruction rapide de molécules fluorées dans l'atmosphère par le radical oxhydryle–OH, ce qui entraine une durée de vie courte [105]. Cette courte durée de vie correspond à un faible GWP (Global WarmingPotential). Ils ont des GWP inférieurs à 10 et ne détruisent pas la couche d'ozone (ODP=0). Le R1234yf et le R1234ze semblent être des candidats sérieux pour remplacer leR134a ayant un GWP élevé (GWPR134a=1430). Les HFO sont utilisées dans beaucoup de systèmes de climatisation automobile. Ils sont peu toxiques mais légèrement inflammables. Ils ont des températures critiques élevées et de faibles pressions critiques. Les propriétés thermodynamiques et le GWP de certains HFO sont présentées dans le Tableau III.2.

Brown et al. [106] ont montré que le HFO-1234yf et le R134a ont des propriétés physicochimiques très semblables. D'autre part, Motta [MOT 2010] a effectué une analyse du HFO1234ze et du HFO1234yf pour les petites applications de réfrigération. Il a montré que leurs performances, comparables à celles du R134a, peuvent être réalisées sans modification importante du matériel. Le transfert de chaleur lors de l'ébullition du fluide frigorigène HFO1234yf circulant dans un tube horizontal lisse de petit diamètre a été étudié expérimentalement par Saitoh [107]. Les résultats ont montré qu'à faible titre en vapeur, l'ébullition nucléée est le mécanisme de transfert de chaleur dominant, qu'à haut titre en vapeur, l'évaporation par convection forcée est dominante et le coefficient de transfert de chaleur lors de l'ébullition du HFO1234yf est presque le même que celui du R134a. Les travaux de recherche sur les HFO aboutissent à des résultats intéressants.

**Tableau III. 2 :** Propriétés thermodynamique et GWP de quelques HFO [106 ,108]

| Fluide | R1225zc | R1234yf | R1234zf |
|---|---|---|---|

| Formule chimique | $CF_3CH=CF_2$ | $CH_2=CFCF_3$ | $CH_2= CHCF_3$ |
|---|---|---|---|
| $GWP100_{ans}$ ($kgCO_2/kg$) | 4,3 | 4 | 0,81 |
| ODP | 0 | 0 | 0 |
| Masse molaire (g/mol) | 132 | 114 | 96 |
| $T_{crit}$ (°C) | 103,45 | 96,15 | 116,55 |
| $P_{crit}$(bar) | 33,12 | 34,35 | 38,49 |

Des composants spécifiques utilisés dans les systèmes HFO sont peu développés actuellement. Les compresseurs hermétiques des systèmes au R134a ne sont pas parfaitement adaptés au fluide frigorigène HFO. Le TG310 a des puissances de refroidissement variant de 65 à 310 kW. Pour rendre les HFO plus efficaces dans le système de réfrigération, il est nécessaire aujourd'hui de développer des équipements adaptés à ces nouveaux fluides frigorigènes. C'est ce que la majorité des industriels de la climatisation a entrepris ces dernières années.

## III.6.3.L'ammoniac

L'ammoniac ($NH_3$ ou R717) est un des tous premiers fluides frigorigènes (Tableau III.3). Son impact environnemental est nul concernant l'appauvrissement de la couche d'ozone et sur le réchauffement climatique mais peut participer à l'acidification des eaux et des sols. Ce fluide, inhalé à haute dose, peut-être mortel pour l'homme. Il est éventuellement inflammable ou explosif et se montre corrosif pour certains métaux comme le cuivre et ses alliages. Pourtant, ses performances en cycle frigorifique surpassent celles de tous les autres fluides frigorigènes disponibles actuellement. A cause de sa forte toxicité, il est utilisé principalement dans les installations industrielles. Bien que l'expérience acquise tout au long du XXème siècle sur l'étanchéité des machines frigorifiques et la détection de fuites [109] ainsi que le durcissement des contraintes réglementaires sur les HFC qui ouvre d'autres perspectives pour ce fluide frigorigène [110], il reste encore une forte crainte vis-à-vis

de la toxicité ce fluide et à ce jour, aucune installation de pompe à chaleur ou de machine frigorifique de petite puissance n'est commercialisée.

**Tableau III. 3 :** Caractéristiques de l'ammoniac

| **Fluide** | **R1225zc** |
|---|---|
| Formule chimique | NH3 |
| $GWP100_{ans}$ ($kgCO_2/kg$) | 0 |
| ODP | 0 |
| Masse molaire (g/mol) | 17 |
| $T_{crit}$ (°C) | 132,25 |
| $P_{crit}$(bar) | 113,33 |

## III.6.4.Le dioxyde de carbone (CO2)

Le dioxyde de carbone ou $CO_2$a la référence R744. Tout comme l'ammoniac, le CO2 fait partie des premiers fluides utilisés dans l'histoire de la réfrigération. Dans les années 1930, il a été complètement abandonné au profit des CFC. Ce fluide a un ODP nul et un GWP égal à 1 puisque ce deuxième indice est calculé sur la base du pouvoir de réchauffement global du $CO_2$et son ODP est nul (Tableau III.4).

**Tableau III. 4 :** Caractéristiques dioxyde de carbone

| **Fluide** | **R744 (dioxyde de carbone)** |
|---|---|
| Formule chimique | $CO_2$ |
| $GWP100_{ans}$ ($kgCO_2/kg$) | 1 |
| ODP | 0 |
| Masse molaire (g/mol) | 44,01 |
| $T_{crit}$ (°C) | 30,98 |
| $P_{crit}$(bar) | 73,77 |

. Contrairement au cycle thermodynamique classique dans les applications du chauffage et du rafraîchissement, le cycle utilisé avec le dioxyde de carbone n'a pas

d'étape de condensation en condenseur. Il est dit « transcritique » car il passe par une phase supercritique. Les températures de sources conventionnelles du côté haute pression sont supérieures à la température critique de 31,1°C. En effet, la température de départ d'un circuit de chauffage par plancher ou par ventilo-convecteurs varie classiquement entre 30 et 45°C, la température de l'air extérieur peut dépasser les 30°C pour un système de climatisation. La haute pression du système sera par conséquent supérieure à la pression de 73,8 bar au point critique. Le $CO_2$ est comprimé en phase gazeuse jusqu'à une pression supercritique pouvant atteindre 120 bar. Puis, il est refroidi dans un échangeur appelé« refroidisseur de gaz » ou « gas cooler » dans lequel le fluide passe progressivement de l'état de gaz supercritique à liquide supercritique avec une variation des propriétés thermodynamiques importante. Les caractéristiques importantes pour le transfert thermique, à savoir la capacité thermique massique, la conductivité thermique et la viscosité ont des valeurs élevées et assez proches si l'on compare celles du $CO_2$ liquide et du $CO_2$ gazeux. Cependant, dans le domaine supercritique, ces paramètres varient énormément lors des transferts dans les échangeurs de chaleur.

A cause des fortes variations de propriétés thermodynamiques, une technologie d'échangeur à micro ou mini canaux a été développée pour supporter les hautes pressions mises en jeu au rejet de chaleur tout en majorant les coefficients de transfert. Depuis peu, des échangeurs à plaques sont construits par un fabricant taïwanais [111] et par Alpha Laval. Des corrélations spécifiques sont utilisées pour calculer les coefficients de transfert du CO2 dans ce type d'échangeurs. L'article de Yun et al. Recense les corrélations déterminées pour l'échange au gas cooler et leurs conditions d'applications [112]. Le rapport de Zhao et al recense les études menées sur le transfert de chaleur monophasique et diphasique du dioxyde de carbone dans des micro canaux [113]. L'étude bibliographique de Villette présente également quelques corrélations sur le refroidissement du $CO_2$ supercritique et l'évaporation du $CO_2$ su critique [114].

Aujourd'hui, le dioxyde de carbone n'est pas un fluide utilisé dans le secteur du chauffage des bâtiments. Cependant, Gustav Lorent zen, chercheur norvégien auteur de "Revival of carbondioxide as a réfrigérant" [115], affirme en 1995 que le dioxyde de carbone se présente comme le meilleur fluide pour remplacer les CFC et les HCFC. L'industrie en a décidé autrement car elle a préféré fabriquer des machines fonctionnant au HFC, fluide adapté à la technologie déjà existante des machines au

CFC ou au HCFC. Mais aujourd'hui, au vu des réglementations de plus en plus contraignantes sur les gaz à effet de serre, le dioxyde de carbone apparaît de nouveau comme un fluide intéressant. Si bien que d'après Peter Nekså [103], ancien thésard de Gustav Lorent zen et aujourd'hui professeur à l'université de Trondheim, le $CO_2$ est un fluide prometteur, même pour l'application du chauffage des bâtiments. En effet, les nouveaux composants de cette technologie sont de plus en plus adaptés aux propriétés thermodynamiques du $CO_2$. Grâce à cela, les performances des machines au dioxyde de carbone sont en constante amélioration. Le cycle transcrit que du $CO_2$atteintes performances correctes à partir du moment où l'on refroidit au maximum le gaz supercritique comme cela est déjà réalisé dans l'application des chauffe-eau thermodynamiques « Eco Cute »développés par la Norvège et le Japon. La compression du $CO_2$ aboutit à des températures de production de l'ordre de 120°C et selon le fluide de refroidissement utilisé, le $CO_2$ peut être refroidi jusqu'à une température de 30°C ou moins si l'on exploite le sous-refroidissement. Cette variation continue de température entre 120 et 30°C ou moins peut être notamment mise à profit pour produire de l'eau chaude à température plus élevée que les pompes à chaleur traditionnelles. C'est la possibilité de produire de l'eau chaude sanitaire avec le cycle $CO_2$ qui explique en partie le développement important de ce type d'appareils au Japon, pays où les besoins en eau chaude sanitaire sont élevés du fait des traditions liées aux bains [102]. Stene propose par ailleurs un système combiné de production d'eau chaude sanitaire et de chauffage [116] par pompe à chaleur au $CO_2$. La machine dispose de trois gas coolers en série dans lesquels la température du $CO_2$ supercritique diminue progressivement. Les gas coolers des niveaux de température le plus bas et le plus élevé réalisent respectivement un préchauffage et un réchauffage de l'eau chaude sanitaire alors que le gas cooler de niveau intermédiaire de température prépare de l'eau chaude pour le réseau de chauffage des locaux. Ce concept permet de profiter au maximum du sous-refroidissement et de l'importante variation de température au gas cooler. Un autre domaine d'application du $CO_2$ est la réfrigération en supermarché, principalement en boucle secondaire. Le $CO_2$ est un excellent fluide frigoporteur ou caloporteur. Son utilisation à la place d'un HFC permet de diminuer le potentiel d'impact sur le réchauffement climatique [84].

## III.7.Conclusion

La population mondiale continuera d'augmenter dans les prochaines décennies, il est nécessaire de produire du froid et de l'eau potable pour la survie des humains. Le froid est utilisé pour la conservation des aliments et le rafraichissement des bâtiments. Au vu de ses domaines d'applications, la production du froid semble être un élément clé de l'amélioration de la vie. D'autre part, l'eau est essentielle pour les êtres vivants. Sans elle, la vie serait impossible sur la planète Terre. Cette dernière est inégalement répartie dans la nature. En effet 97% de l'eau disponible est salée et seule 2,5% est douce. En plus de cela, 40 % de la population mondiale n'a pas accès à de l'eau potable distribuée. Aujourd'hui, il existe plusieurs techniques de dessalement dont la distillation membranaire qui est un système efficace en traitement des eaux salées si elle est combinée avec la TFP.

L'évolution des machines frigorifiques et l'utilisation de la thermodynamique a été très rapide depuis un siècle. Les usages se sont énormément diversifiés, les composants ont évolué, de nouveaux composants ont été développés si bien que les cycles frigorifiques sont aujourd'hui adaptables à un panel élargi de demandes en froid ou en chaud. Les pompes à chaleur sur air ou géothermiques sont devenues des systèmes de chauffage tout à fait courants dans les habitations neuves. Les thermofrigopompes, quant à elles, sont des installations de forte puissance sur des bâtiments de surface importante ou des procédés industriels ciblés. D'après cette étude bibliographique, il n'existe pas de publication sur des réalisations pour l'hôtellerie, le résidentiel de standing, le petit collectif ou le petit tertiaire, secteurs visés par notre thermofrigopompe. Ce constat parait logique étant donné la complexité d'une thermofrigopompe en termes de régulation par rapport à une pompe à chaleur ou une chaudière au fioul ou au gaz. Aujourd'hui toutefois, l'aspect contrôle et régulation ne représente plus la même gêne qu'auparavant grâce à l'outil informatique et à l'usage d'automates programmables de moins en moins coûteux. D'autre part, les besoins de chauffage et de rafraîchissement sont en train de changer avec les réglementations thermiques plus strictes au niveau de l'isolation et l'augmentation des apports internes par les appareils électriques. Les besoins en chauffage baissent mais les besoins en rafraîchissement augmentent. Les besoins simultanés en chaud et en

froid ont tendance à augmenter pour des bâtiments de petite surface assez fortement vitrés.

Dans le cadre de ce travail de thèse, une thermofrigopompe sera utilisée pour la production de froid et de chaleur pour l'unité de dessalement. La TFP utilise un fluide frigorigène pour son bon fonctionnement. En étude simulée, notre choix s'est porté en plus sur des fluides naturels à faible impact sur l'environnement comme le dioxyde de carbone (CO2) pour son cycle thermodynamique intéressant en production d'eau chaude et le propane (R290) car il est utilisé pour la production de froid industriel et commercial. Le HFO1234yf sera également utilisé en simulation parce qu'il est en phase expérimentale chez beaucoup de constructeurs du fait de son faible GWP. Le CO2, le R290 et le HFO1234yf ont des caractéristiques thermodynamiques très intéressantes et surtout ne sont pas menacé par les règlementations environnementales actuelles.

*Chapitre*

# *Modélisation du système étude des performances*

# *IV*

## IV.1. Introduction

Ce chapitre présentela modélisation numérique d'une unité de dessalement par distillation membranaire AGMD (air gap membrane distillation). Dans un premier temps, le system sera décrit. L'intérêt pour cette technique est de pouvoir être coupléd'une part avec l'énergie solaire et d'autre part avec une machine frigorifique ou une pompe à chaleur. Dans un second temps, les résultats et discussions de l'étude seront présentés. Les influences de la température d'alimentation, du débit d'alimentation, du débit d'eau de refroidissement et de l'épaisseur de l'air gapsur le flux de perméat sont présentées dans ce chapitre.

Le logiciel MATLAB a été utilisé pour modéliser le système solaire AGMD. En conséquence, une série de calculs mathématiques ont été effectués sur la base des paramètres de conception décrits plus loin afin d'analyser les performances du système solaire AGMD dans différentes conditions de fonctionnement[117].

## IV.2. Modélisation de la cellule de distillation membranaire

Le principe de l'AGMD repose sur l'utilisation d'une membrane microporeuse et hydrophobe afin de séparer un compartiment d'alimentation et un compartiment de perméat (air gap). A l'intérieur du module de la configuration de l'AGMD, deux phénomènes interviennent simultanément : les transferts de chaleur et de masse (Figure IV.1). Les hypothèses de modélisation sont : dimension1 (1D) et régime stationnaire.

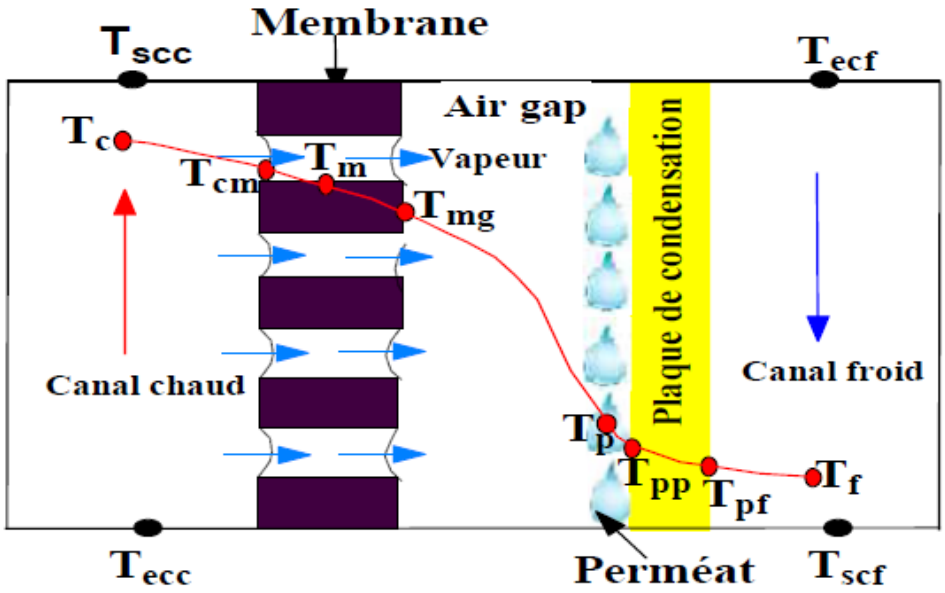



**Figure IV. 1:** Mécanismes des transferts de chaleur et de masse[117].

Le principe de l'AGMD est de séparer un compartiment alimentation d'un compartiment perméat à l'aide d'une membrane microporeuse et hydrophobe. Deux phénomènes de transfert se produisent simultanément à l'intérieur du module de configuration AGMD : la chaleur et la masse. Les équations de transfert de chaleur et de masse, ainsi que les corrélations de la littérature, ont été utilisées pour créer le modèle 1D [117].

## IV.2.1. Transfert de chaleur

Au sein d'un module AGMD, la transmission de chaleur par convection et conduction sont les deux formes les plus courantes de transfert de chaleur. La transmission de chaleur irradiative est souvent négligée. La chaleur est transmise dans le canal chaud, à l'intérieur des pores de la membrane, dans l'entrefer, sur la surface de la plaque froide, dans le canal froid et entre le liquide froid et la surface de la plaque froide. Dans l'unité Eq. (1), la conservation de l'énergie est utilisée. Cependant, la quantité d'énergie perdue dans le flux de perméat ainsi que les pertes de chaleur sur le plastique des parois extérieures de l'unité AGMD vers l'environnement ne sont pas prises en compte [117].

$$\boldsymbol{\varphi_c = \varphi_m = \varphi_{ag} = \varphi_p = \varphi_f} \qquad \textbf{(IV.1)}$$

Où : $h_{cc}$ est le coefficient d'échange convectif et Tc est le différentiel de température entre la température de la solution chaude et $T_{cm}$ est la température de la solution chaude à l'interface de la membrane Eq. (2) pour déterminer le flux de chaleur dans le canal chaud. Où $R_{mT}$ est la résistance thermique de la membrane, $T_{mg}$ est la température à l'interface membrane-entrefer, $J_v$ est le flux de vapeur traversant la membrane et $h_v$ est l'enthalpie d'évaporation [38].La température de la solution d'alimentation chaude est calculée à l'aide de l'Eq. (3) où$T_{ecc}$ et $T_{scc}$ sont les températures d'entrée et de sortie de la solution d'alimentation dans le canal chaud.

$$\boldsymbol{\varphi_c = h_{cc}(T_c - T_{cm})} \qquad \textbf{(IV.2)}$$

$$\boldsymbol{T_c = \frac{T_{ecc} + T_{scc}}{2}} \qquad \textbf{(IV.3)}$$

Le flux de chaleur de la surface de la membrane au condensat est composé d'un terme convectif et d'un terme de diffusion. Il est régi par l'Eq. (4) [118], où $R_{mT}$ est la résistance thermique de la membrane, $T_{mg}$ est la température à l'interface entre la membrane et la lame

d'air, $J_v$ est un débit masse surfacique appelé flux de vapeur traversant la membrane et $\Delta h_v$est la chaleur latente massique de vaporisation.

La résistance thermique $R_{mT}$ dépend de la résistance du matériau de membrane Rm (l'Eq. (6)) et de la résistance thermique de la vapeur dans les pores $R_v$ (l'Eq. (7)). La résistance de la membrane peut être calculée à partir des conductivités thermiques du matériau de la membrane $km$ etde l'air piégéà l'intérieur des pores de la membrane $k_a$ en utilisant l'Eq. (6) où$\delta_m$ et $\epsilon$ sont respectivement l'épaisseur et la porosité de la membrane.

$$\boldsymbol{\varphi_m = \frac{1}{R_{mT}}\left(T_{cm} - T_{mg}\right) + J_v \Delta h_v} \qquad \textbf{(IV.4)}$$

$$\boldsymbol{R_{mT} = \frac{R_m R_v}{R_m + R_v}} \qquad \textbf{(IV.5)}$$

$$\boldsymbol{R_m = \frac{\delta_m}{\epsilon . k_a + (1-\epsilon) . k_m}} \qquad \textbf{(IV.6)}$$

$$\boldsymbol{R_v = \frac{1}{J_v \, . \, cp_v}} \qquad \textbf{(IV.7)}$$

Le flux de chaleur à travers un entrefer est calculé à l'aide de l'équation. (8), où $R_{ag}$ et Tp sont respectivement la résistance thermique de l'entrefer et la température du perméat [117].

$$\boldsymbol{\varphi_{ag} = \frac{1}{R_{ag}}\left(T_{mg} - T_p\right)} \qquad \textbf{(IV.8)}$$

L'équation suivante peut être utilisée pour calculer le flux de chaleur dans la couche limite du canal froid, où $h_{cc}$ et $T_f$ are le coefficient de transfert de chaleur et la température de la solution froide dans le canal froid, respectivement. Le flux de chaleur dans la couche limite du canal froid Eq. (9) [119] :

$$\boldsymbol{\varphi_f = h_{cf}\left(T_p - T_f\right)} \qquad \textbf{(IV.9)}$$

Le flux de chaleur de l'interface à travers la plaque métallique peut être traduit par l'Eq. (10) où$kp$ et $\delta_p$ sont la conductivité thermique de la plaque, l'épaisseur de la plaque et $T_{pf}$ est la température à l'interface de la solution froide et de la plaque.

$$\boldsymbol{\varphi_P = \frac{k_p}{\delta_p}(T_p - T_{pf}) + J_v \Delta H_v} \quad \textbf{(IV.10)}$$

Le flux de chaleur dans la couche limite du canal froid peut être exprimé par l'Eq. (11), où $h_{cf}$ et $T_f$ sont le coefficient de transfert de chaleur et la température de la solution froide dans le canal froid. La température moyenne de la solution froide est calculée en utilisant l'Equation l'Eq. (12).

$$\boldsymbol{\varphi_f = h_{cf}(T_p - T_{pf})} \quad \textbf{(IV.11)}$$

$$\boldsymbol{T_f = \frac{T_{ecf} + T_{scf}}{2}} \quad \textbf{(IV.12)}$$

Les coefficients de transfert de chaleur convectifs $h_{cc}$et $h_{cf}$peuvent être calculés par l'Eq. (13) oùdh est le diamètre hydraulique, $k$ est la conductivité thermique et $Nu$ est le nombre de Nusselt et peut être déterminé par les corrélations du Tableau.1 en fonction du nombre de Reynolds.

$$\boldsymbol{h_c = \frac{Nu\ k}{dh}} \quad \textbf{(IV.13)}$$

**Tableau IV.1 :** Corrélations donnant le nombre de Nusselt utilisés en MD

| Corrélation | Domaine de validité | Réf |
|---|---|---|
| $Nu = 0.023\ Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_e}\right)^{0.14}$ | 2500 <Re <1.2 $10^5$ | [51] |
| $Nu = 3.36 + \frac{0.036\ Re\ Pr \left(\frac{dh}{L}\right)}{1 + 0.0011 \left(\frac{Re\ Pr}{L}\right)^{0.8}}$ | Re > 2100 | [120] |
| $Nu = 0.116\left(Re^{1/3} - 125\right) Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{dh}{L}\right)^{2/3}\right]$ | Régime transitoire | [58] |

| | | |
|---|---|---|
| $\mathrm{Nu} = 1.86\left(\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}\frac{\mathrm{dh}}{\mathrm{L}}\right)^{1/3}$ | Régime laminaire | [121] |

Les nombres de Reynolds correspondent à régime d'écoulement laminaire dans le canal chaud. Donc la corrélation de Nusselt donnée par Essalhi est utilisée pour déduire le coefficient de transfert convectif dans le canal chaud. La plus grande valeur du nombre de Reynolds obtenue pour le canal froid ne dépasse pas 300. Finalement, la même corrélation que pour le canal chaud est utilisée pour les calculs des coefficients d'échanges convectifs du canal froid.

## IV.2.2. Transfert de masse

Le transfert de masse à travers la membrane est déterminé par la différence de pression de vapeur entre les deux côtés de la membrane. Dans le procédé AGMD, le flux de perméat ($J_v$) est proportionnel à la différence de pression de vapeur dans toute la matrice membranaire et il peut être calculé à l'aide de l'Eq. (14) [117,122], où $P_{hm}$ et $P_p$ sont les pressions de vapeur à la surface de la membrane dans la couche limite du canal chaud et l'entrefer à la surface de la plaque de refroidissement, respectivementpeuvent être évaluées en utilisant l'équation d'Antoine (L'Eq. (15)) [117]. α est le coefficient d'activité et est la fraction d'eau de la solutionpeut être calculé par l'Eq. (16).

$$\mathbf{J_v = B\left(\alpha\beta P_{cm} - P_p\right)} \qquad \textbf{(IV.14)}$$

$$\mathbf{P = \exp\left(23.1964 - \frac{3816.44}{T - 46.13}\right)} \qquad \textbf{(IV.15)}$$

$$\mathbf{\alpha = 1 - 0.5X_{NaCl} - 10X_{NaCl}^{\ 2}} \qquad \textbf{(IV.16)}$$

La perméabilité de la membrane ou le coefficient de transfert de masse $B$ dansl'Eq. (14) est donnée parl'Eq. (17). $M$, $R$, $T_m$ et $P$ sont respectivement la masse molaire de l'eau, la constante des gaz parfaits, la température moyenne absolue de la membrane en Kelvin et la pression totale à l'intérieur des pores. $D_{va}$ est la diffusivité massique de la vapeur d'eau dans l'air et $\tau$ est la tortuosité de la membrane et peut être calculée par l'Eq. (18). Le produit $PDva$

peut enfin être calculé par l'Eq. (19). La pression partielle d'air dans les pores est calculée comme étant la moyennelogarithmique de la pression partielle à la surface de la membrane du côté de l'alimentation chaude etdu condensat côté air gap $|Pa\,|ln,,$ donnée par l'Eq. (20) [51].

$$\mathbf{B} = \frac{\boldsymbol{\varepsilon \mathrm{MPD}_{va}}}{\mathbf{RT_m}\left(\boldsymbol{\delta_m \tau + \delta_{ag}}\right)\mathbf{|P_a|_{ln,a}}} \tag{IV.17}$$

$$\boldsymbol{\tau} = \frac{\mathbf{2 - \varepsilon}}{\boldsymbol{\epsilon}} \tag{IV.18}$$

$$\mathbf{PD_{va}} = \mathbf{1.895 \times 10^{-5} T^{\,2.027}} \tag{IV.19}$$

$$\mathbf{|P|_{ln,a}} = \frac{\mathbf{P_{cm,a} - P_{p,a}}}{\mathbf{ln}\left(\frac{\mathbf{P_{cm,a}}}{\mathbf{P_{p,a}}}\right)} \tag{IV.20}$$

La valeur du flux de vapeur est déterminée en combinant les équations de transfert et de masse développées dans le programme MATLAB précédemment utilisé pour calculer le transfert de chaleur et donc le flux de perméat. Le débit de masse du perméat est calculé par l'Eq. (21). La figure IV.2 montre l'organigramme de calcul du débit massique de perméat.

$$\dot{\mathbf{m}}_{\mathbf{p}} = \mathbf{J_v . S_m} \tag{IV.21}$$

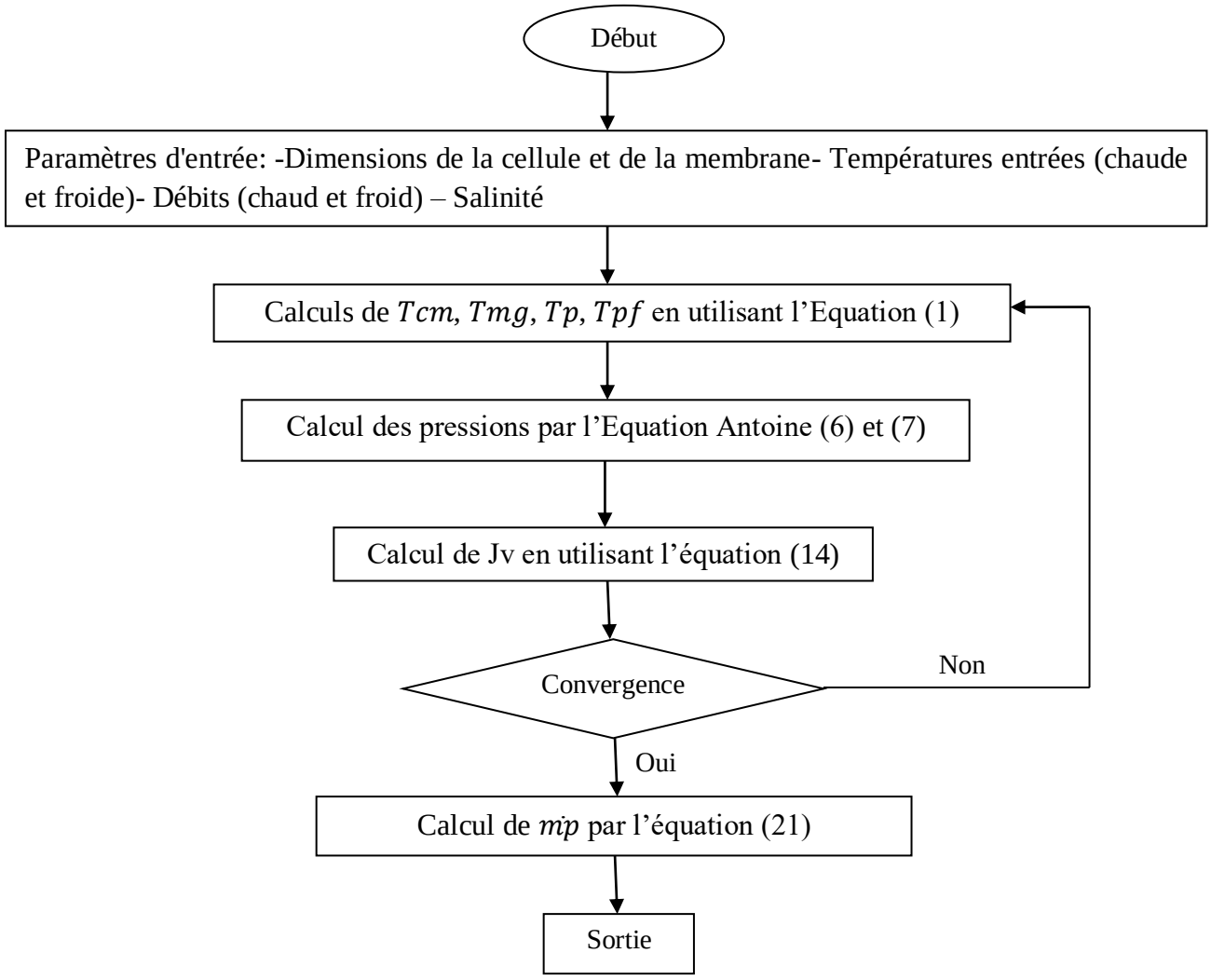



**Figure IV. 2 :** Organigramme du calcul du débit massique.

Les dimensions de l'unité AGMD simulée ont été choisies en tenant compte du rapport d'aspect de la cellule expérimentale étudiée par diaby & al. Les paramètres et les dimensions sont présentés sur leTableau IV.2. Les résistances thermiques de l'air gap, de l'espaceur et de la membrane sont respectivement de 0,022, 0,008, et 0,007 $m^2.K.W^{-1}$.

**Tableau IV.2 :** Paramètres de l'unité AGMD simulée

| Grandeurs | Valeurs(m) |
|---|---|
| Longueur de la cellule (m) | 1,185 |
| Hauteur de la cellule | 0,844 |
| Epaisseur de la membrane | 0,00028 |

| | |
|---|---|
| Epaisseur de la plaque froide | 0,007 |
| Epaisseur du canal froid | 0,018 |
| Epaisseur du canal chaud | 0,025 |
| Epaisseur de l'air gap | 0,001 |

### IV.2.3. Validation du modèle numérique de l'AGMD

Dans cette étude, la validation du modèle de prédiction a été réalisée sur la base des résultats expérimentaux obtenus par Diaby et al [119]. L'évolution du débit de vapeur d'eau prédit et mesuré a été comparée à différentes températures d'eau d'alimentation. La figure IV.3 a démontré que l'évolution du débit de perméat est affectée par la température de l'eau d'alimentation. Par ailleurs, il a été remarqué que l'augmentation de la température d'alimentation du flux de perméat croît de manière exponentielle. A ces températures, le débit de perméat passe de 0,625 à 7,03 $kg.m^{-2}.h^{-1}$ à une température de refroidissement fixée à 15 °C et un débit de refroidissement fixé à 5 $L.min^{-1}$. Ce changement de débit de perméat peut être le résultat de la force transmembranaire accrue de la vapeur d'eau. Les résultats sont cohérents avec ceux qui ont été rapportés par de nombreux auteurs dans la littérature [123,124].

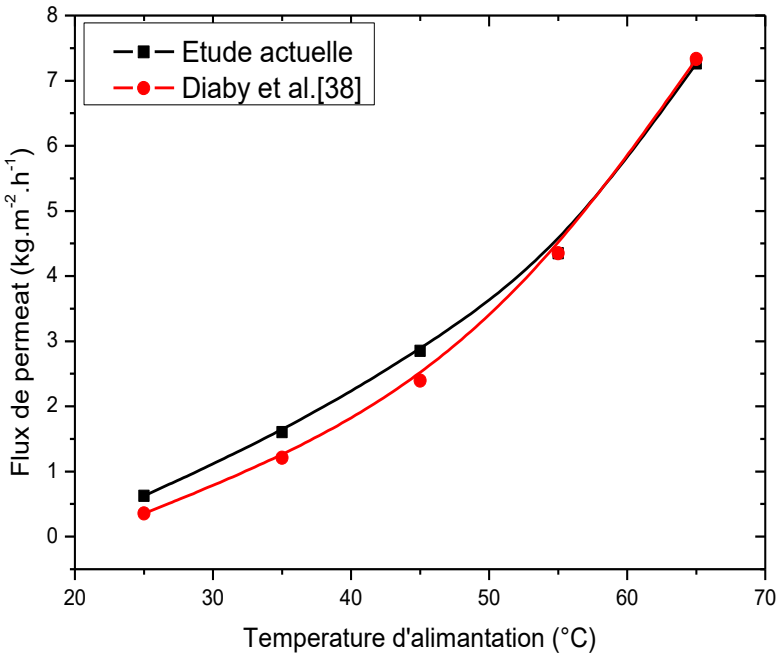



**Figure IV. 3 :** Évolution du flux de perméat en fonction de la température d'alimentation.

Une recherche dans la littérature sur le système AGMD a révélé de grandes divergences dans les valeurs. Le tableau IV.3 résume le flux de perméat pour certaines configurations de MD.

**Tableau IV.3 :** Résumé du flux de perméat pour différentes configurations MD de la littérature.

| Type de MD | Type de membrane | Taille des pores | Solution | Temperature d'alimantation(°C) | $J_v$ ($kg.m^{-2}.h^{-1}$) | Ref |
|---|---|---|---|---|---|---|
| AGMD | PVDF | 0.22 | Methanol/Eau | 50 | ≈3.9–4.6 | [49] |
| AGMD | PTFE | 0.2 | NaCl | 65 | ≈7 | [8] |
| AGMD | PTFE | 0.2 | NaCl | 80 | ≈6.5 | [47] |
| VMD | PP | 0.2 | NaCl | 55 | ≈10.7–7.0 | [50] |
| DCMD | PTFE | 0.2 | NaCl | 31 | ≈32.4–25.2 | [125] |
| DCMD | PVDF | 0.4 | NaCl | 81 | ≈44–63 | [126] |
| DCMD | PVDF | 0.22 | NaCl | 68 | ≈36–28.8 | [127] |
| AGMD | PTFE | 0.2 | NaCl | 65 | 7.03 | Etude actuelle |

**Tableau IV.4 :**Caractéristique de la membrane utilisée [124].

| Propriétés | Valeur |
|---|---|
| Épaisseur | 0.28 |
| Taille des pores | 0.2 |
| Porosité | 80 |
| Tortuosité | 1.5 |

## IV.3.Etude simulée du système couplé l'énergie solaire

### IV.3.1.Description du système

Le diagramme schématique de la figure IV.4 représente le processus de tentative de production d'eau distillée de haute qualité avec une consommation d'énergie minimale. Un SFPC est couplé à une unité AGMD par un échangeur de chaleur à plaques. Le préchauffage de la solution d'alimentation est nécessaire pour récupérer la quantité de chaleur présente dans la saumure. Ainsi, pour limiter l'évolution de la température d'alimentation dans la cuve, un échangeur à plaques est inséré entre l'unité AGDM et le SFPC. Par ailleurs, une pompe a été successivement traitée pour entraîner la solution d'alimentation dans le canal froid de l'unité de dessalement, puis dans le canal chaud de l'unité AGMD partout où le flux est divisé en flux de perméat et en flux de saumure, qui est légèrement plus concentré en sel, la saumure s'écoule finalement vers le réservoir d'alimentation. La combinaison du SFPC donnera à ce système une autonomie opérationnelle.

Afin d'extraire la chaleur du soleil, un capteur solaire est utilisé. De plus, au cœur d'un capteur solaire se trouve le menu d'un absorbeur solaire. Ce dernier absorbe le rayonnement solaire et le convertit en chaleur. De telles installations combinant ces technologies innovantes peuvent trouver des applications dans la marine, l'aide médicale d'urgence ou l'amélioration des conditions de vie des populations en sites isolés. L'objectif est d'extraire la chaleur d'un échangeur de chaleur immergé dans un réservoir de stockage relié à un capteur solaire plan en mode de chauffage à flux continu en cycle fermé et donc d'utiliser cette énergie pour le dessalement de l'eau salée.

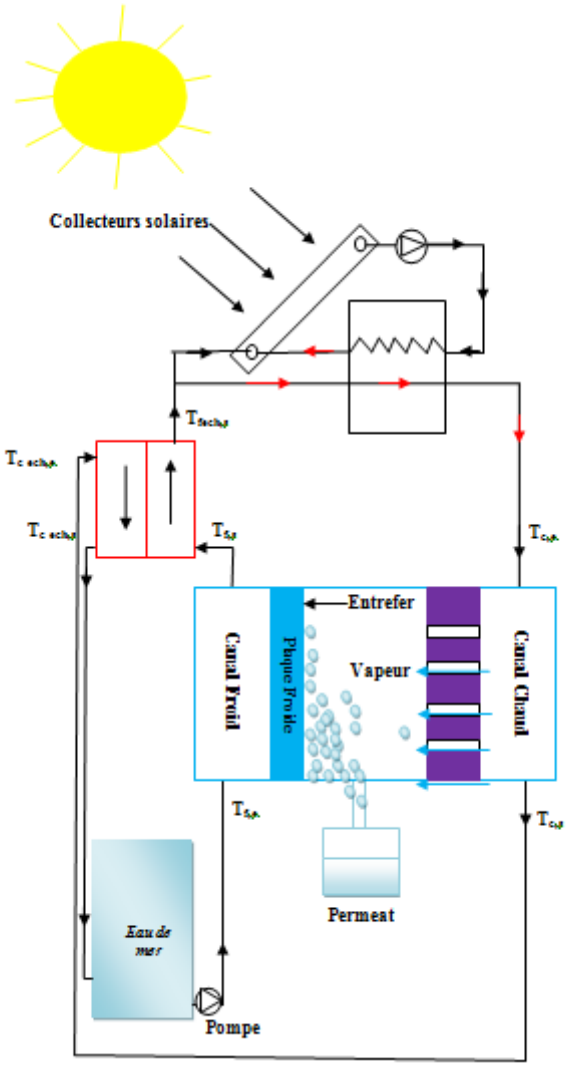



**Figure IV. 4 :** Diagramme schématique du processus CSPP/AGMD.

## IV.3.2.Modélisation d'un Capteur solaire à plaques planes

Lorsque le rayonnement solaire traverse la couverture, il gagne de l'énergie pour le collecteur. L'énergie gagnée par l'absorbeur peut être calculée par Eq. (22) [128] :

$$\mathbf{Q_r = (\alpha\tau)_{eff}.I_T} \qquad \textbf{(IV.22)}$$

avec : $(\alpha\tau)_{eff}$ désignant la fraction optique effective de l'énergie absorbée, IT est la quantité totale de rayonnement solaire incident sur la surface du capteur en $W.m^{-2}$, et $A_c$ est la surface du capteur en $m^2$.

L'énergie obtenue par le collecteur peut être exprimée par Eq. (23) [128] :

$$\mathbf{Q_i = I_T \times A_c} \quad \textbf{(IV.23)}$$

Le taux de perte de chaleur $Q_0$ est déterminé par le coefficient de transfert de chaleur total UL du capteur et sa température. Elle peut être exprimée par l'Eq. (24) [129] :

$$\mathbf{Q_0 = U_L \times A_c(T_c - T_a)} \quad \textbf{(IV.24)}$$

Où $Q_0$ représente la déperdition thermique en W, UL représente le coefficient de déperdition thermique W/K.m2, Tc représente la température moyenne du capteur en °C et Ta représente la température ambiante en °C. En conséquence, le taux auquel le collecteur extrait l'énergie utile, désigné par le taux d'extraction dans des conditions d'état stable, est proportionnel à la quantité d'énergie utile absorbée par le collecteur moins la quantité perdue par la collection. Il s'écrit comme indiqué dans l'Eq. (25) [128] :

$$\mathbf{Q_u = Q_r - Q_0 = (\alpha\tau)_{eff}.I_T.A_c - U_L.A_c(T_c - T_a)} \quad \textbf{(IV.25)}$$

Le terme pour l'augmentation de l'énergie utile réelle d'une surface de collecteur à la température d'entrée du fluide est simple à définir. Le facteur d'évacuation de la chaleur du collecteur (FR) est rapporté par l'équation. (26) [130] :

$$\mathbf{FR = \frac{\dot{m}C_p(T_0 - T_i)}{(\alpha\tau)_{eff}.I_T.A_c - U_L.A_c(T_c - T_a)}} \quad \textbf{(IV.26)}$$

Lorsque le capteur de montage est à la température du fluide en entrée, le capteur solaire produit le gain d'énergie le plus avantageux. En multipliant le facteur d'évacuation de la chaleur du collecteur (FR) avec le plus grand gain d'énergie utile possible, le gain d'énergie utile réel Qu est dérivé comme indiqué dans l'équation. (27) [128], [131] :

$$\mathbf{Q_u = FR.A_c[(\alpha\tau)_{eff}.I_T. - U_L(T_i - T_a)]} \quad \textbf{(IV.27)}$$

Le rapport du gain d'énergie utilisable Qu sur l'énergie solaire incidente correspond au rendement du capteur Eq. (28) [130].

$$\mathbf{Q_u = FR.(\alpha\tau)_{eff} - \left[\frac{FR \times U_L(T_i - T_a)}{I_T}\right]} \quad \textbf{(IV.28)}$$

## IV.3.3.Évaluation de la performance du système

Pour les unités de dessalement, leur performance est évaluée en fonction de la quantité d'énergie consommée par rapport à la quantité d'eau douce générée. Le GOR (Gained Output Ratio) correspond au rapport de la quantité d'énergie requise pour évaporer le flux de perméat divisé par la consommation de chaleur, il est utilisé pour mesurer la consommation d'énergie du procédé et il peut être décrit par l'équation (29).

Le GOR est un rapport sans dimension qui peut être exprimé en énergie ou en masse et il est utilisé dans les procédés de dessalement thermique. Elle est souvent définie comme le rapport énergétique de la chaleur latente totale produite par l'eau à l'apport d'énergie thermique [132,133].

$$\mathbf{GOR} = \frac{\dot{\boldsymbol{m}}_{\boldsymbol{p}}.\,\Delta \boldsymbol{h}_{\boldsymbol{v}}}{\dot{\mathrm{m}}.\,\boldsymbol{C}_{\boldsymbol{p}}.\left(\boldsymbol{T}_{\boldsymbol{c,e}} - \boldsymbol{T}_{\boldsymbol{c,s}}\right)} \qquad \textbf{(IV.29)}$$

Où $\dot{\boldsymbol{m}}_{\boldsymbol{p}}$c′estla masse du perméat produit, $\Delta \boldsymbol{h}_{\boldsymbol{v}}$ est la chaleur latente de vaporisation, $\dot{\mathrm{m}}$_swis est le débit massique de l'eau de mer, $C_p$ la chaleur spécifique de la charge, et $T_{c,e}$ les et $T_{c,s}$ sont respectivement la température d'entrée et de sortie du côté chaud du module.

Le rapport de performance (PR) d'un système de dessalement est défini comme la masse de distillat à l'apport d'énergie et il est calculé par Eq. (30) [118] :

$$\mathbf{PR} = \frac{\dot{\boldsymbol{m}}_{\boldsymbol{p}}}{\boldsymbol{Q}_{\boldsymbol{u}}} \qquad \textbf{(IV.30)}$$

Où $\dot{\boldsymbol{m}}_{\boldsymbol{p}}$ *est* la masse du perméat produit et $Q_u$ la consommation d'énergie thermique ou électrique.

## IV.3.4.Stratégie de simulation

La Figure IV. 5 présente la stratégie de simulation d'un collecteur à plaques planes couplé à une unité AGMD. Les conditions initiales de l'eau doivent être données pour les calculs de transfert de chaleur. Ainsi, la température d'entrée de l'eau de mer au capteur solaire correspond à la température de sortie de la voie froide de la cellule MD et la température de sortie de l'eau dans le capteur solaire à celle de la température d'entrée de la voie chaude.

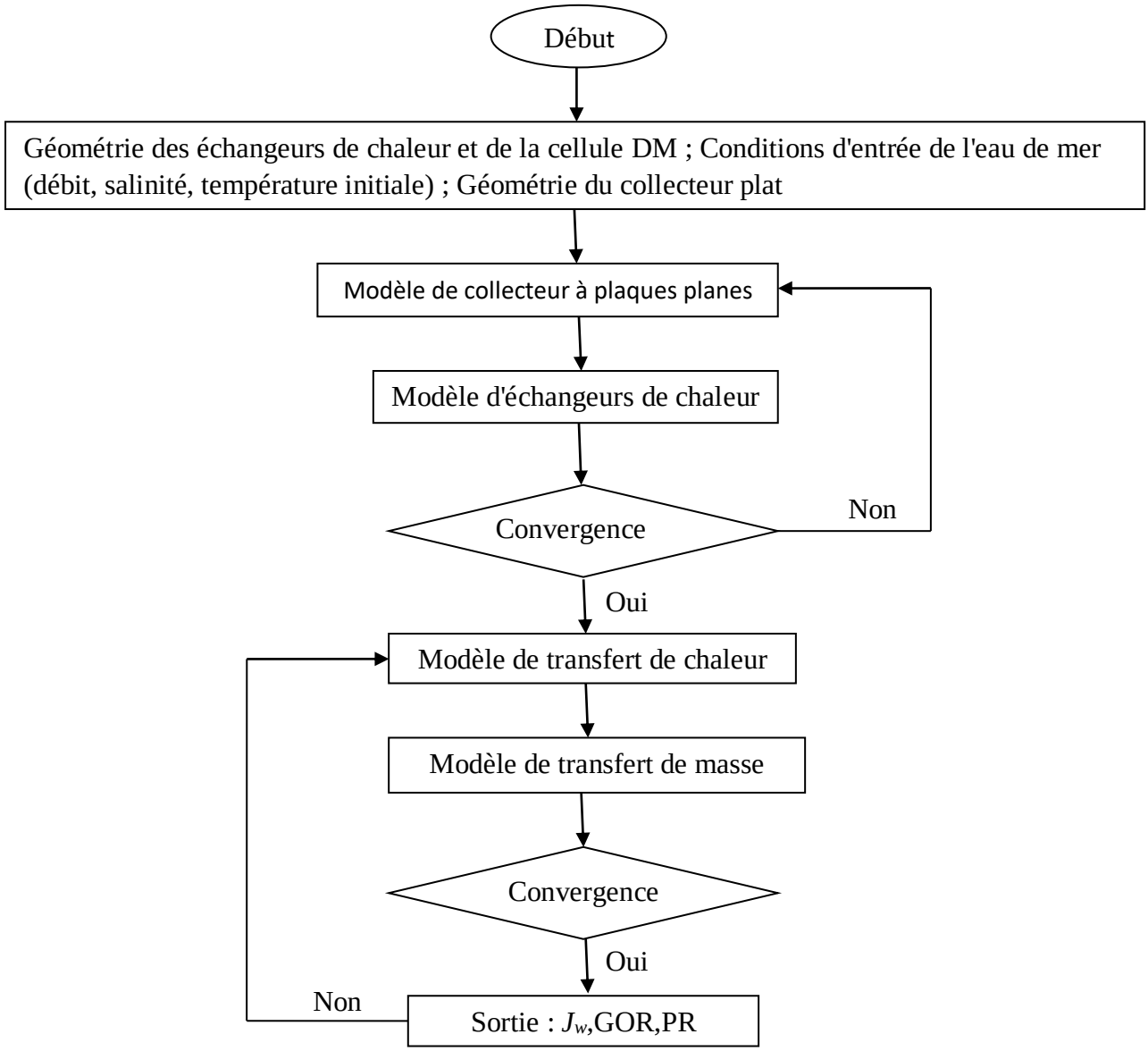



**Figure IV. 5 :**Stratégie de simulation de l'AGMD couplée à CSPP.

La valeur GOR dans la littérature varie entre 0,3 et 8,1, en raison de la conception variable du système et des conditions de fonctionnement [134].

**Tableau IV.5 :** Résumé du rapport de sortie de gain pour différentes configurations MD de la littérature.

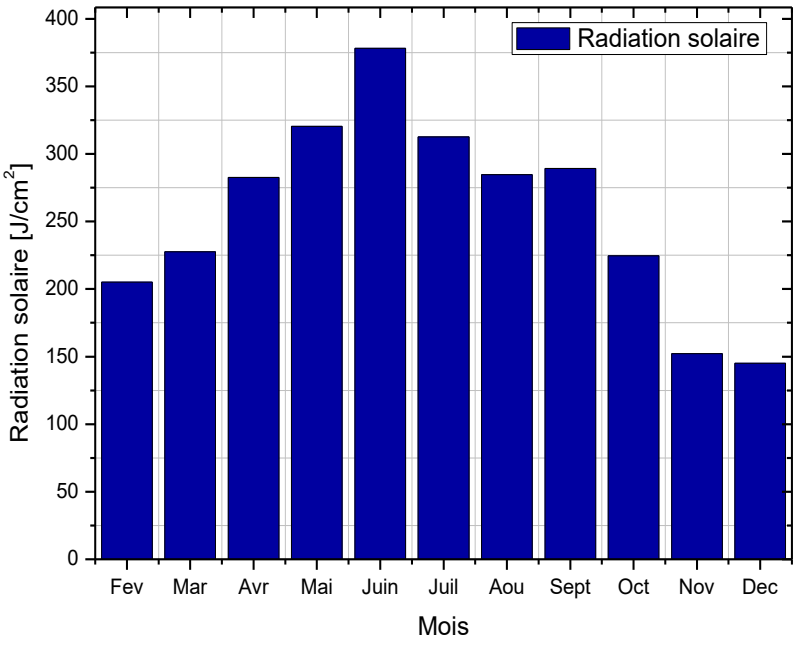
| Type | GOR | Ref |
|---|---|---|
| AGMD | 4.8 | [56] |
| AGMD | 4 | [118] |

| | | |
|---|---|---|
| MD | 5.5 | [135] |
| MD/MED | 4.2 | [134] |
| DCMD | 0.3-0.9 | [136] |
| AGMD | 4.6 | Etude actuelle |

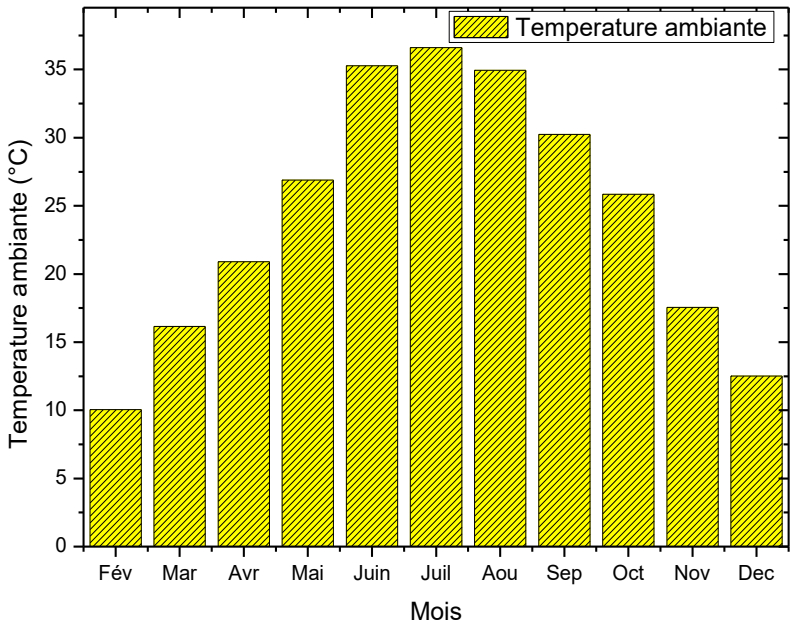
## IV.3.5.Évaluation du potentiel solaire

Afin d'évaluer le potentiel solaire de la région pour la présente étude, une station radiométrique utilisée de haute précision pour mesurer les données de rayonnement solaire a été installée dans le toit du laboratoire de rayonnement solaire du bâtiment de l'unité de recherche appliquée aux énergies renouvelables (URAER) dans la région de Ghardaïa [137]. Un ensemble de 335 jours au cours de l'année (du 9 février au 31 décembre) a été utilisé pour enregistrer le rayonnement solaire et la température, comme illustré à la Figure IV. 6. On peut remarquer que la température la plus élevée de 38 °C a été enregistrée en Juillet et le plus bas de 11 °C a été enregistré en janvier. Par conséquent, le mois de juillet est considéré comme la période la plus appropriée pour cette étude.

Figure IV. 7 montres l'évolution de l'irradiation solaire globale avec le jour pour les mois de juin, juillet et août. La distribution d'irradiation a un profil en forme de cloche qui est cohérent avec la prédiction de modèles semi-empiriques bien connus de la littérature. On remarque également que les valeurs de température et de rayonnement solaire les plus élevées sont enregistrées le 21 juillet, qui est le jour le plus approprié à considérer dans le présent travail.

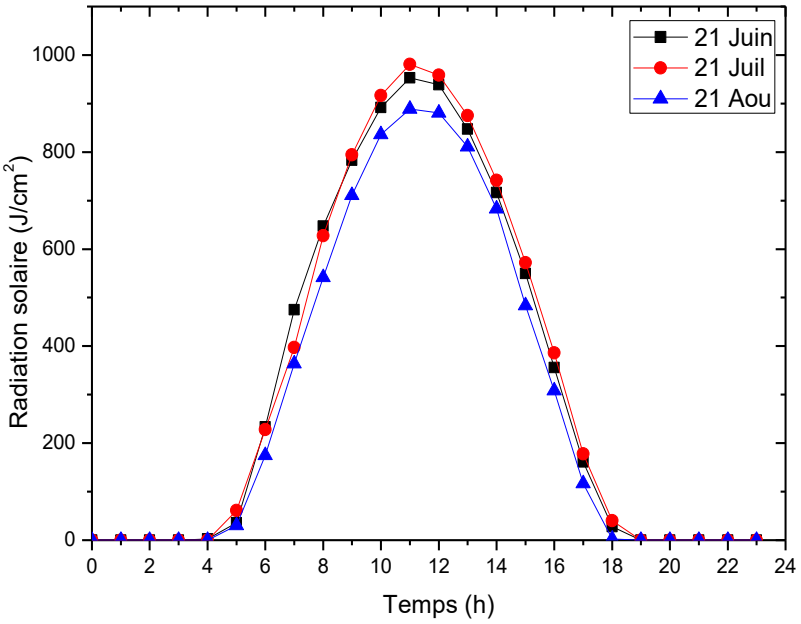



(a) Rayonnement solaire

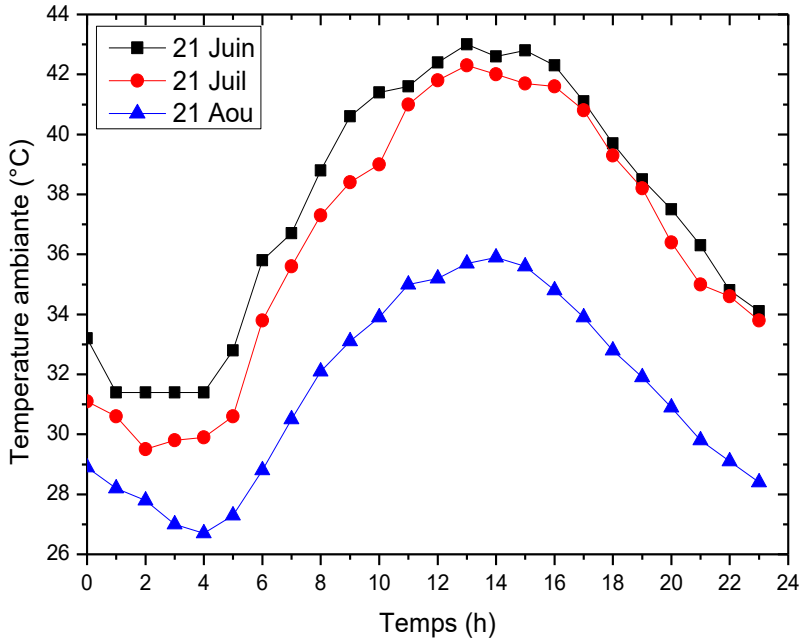



(b)Température

**Figure IV. 6 :**Évolution annuelle du rayonnement solaire et de la température ambiante (site de Ghardaïa).




(a) Rayonnement solaire




(b) Température ambiante

**Figure IV. 7 :** Variation instantanée du rayonnement solaire et de la température ambiante (site de Ghardaïa)

## IV.3.6.Variation de la température en unité AGMD

Généralement, le transfert de chaleur est impliqué par deux modes dominants à l'intérieur du module AGMD, la convection et la conduction, tandis que le transfert de chaleur par rayonnement est le plus souvent négligé. L'équation de conservation de l'énergie a été utilisée pour calculer la température à l'interface de la solution d'alimentation chaude et de la surface de la membrane ($T_{cm}$), la température à l'interface entre la membrane et l'entrefer ($T_{mg}$), la température du perméat ($T_p$), et la température à l'interface entre la solution de refroidissement et la surface de la plaque froide ($T_{pf}$). Les résultats obtenus sont donnés dans la figure IV.8.

Le graphique ci-dessous montre la variation en fonction du temps de la température saline à l'entrée et à la sortie de l'échangeur à plaques à contre-courant (figure IV. 9 et figure IV. 10) Comme on peut le voir, lorsque le flux solaire augmente, la température de l'eau saline à la sortie de l'échangeur de chaleur augmente. Aussi, la température du fluide d'alimentation augmente le matin pour atteindre un pic maximum de 58 °C entre 12 et 14 h puis redescend l'après-midi. Cette valeur est considérée comme une plage de températures d'alimentation typique pour le procédé AGMD qui varie entre 40°C et 80°C [138].

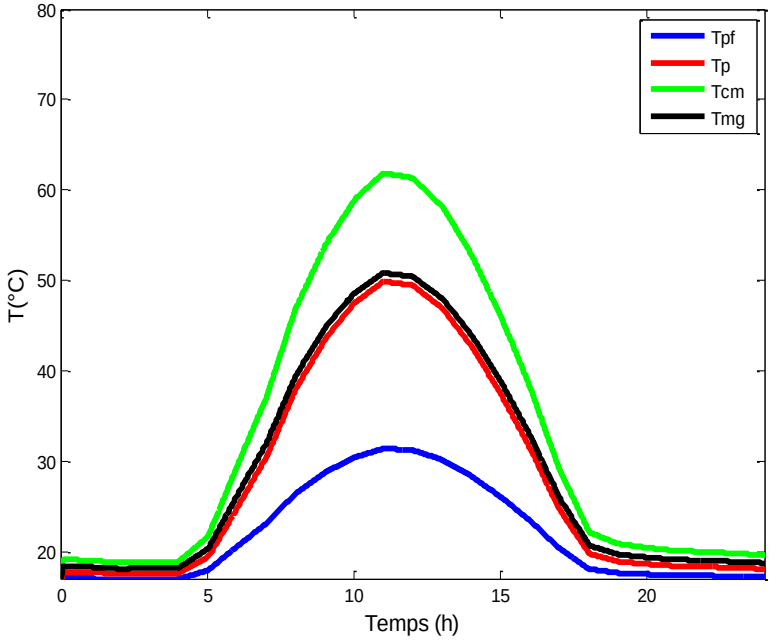



**Figure IV. 8 :** Variation des températures de fonctionnement AGMD avec le temps

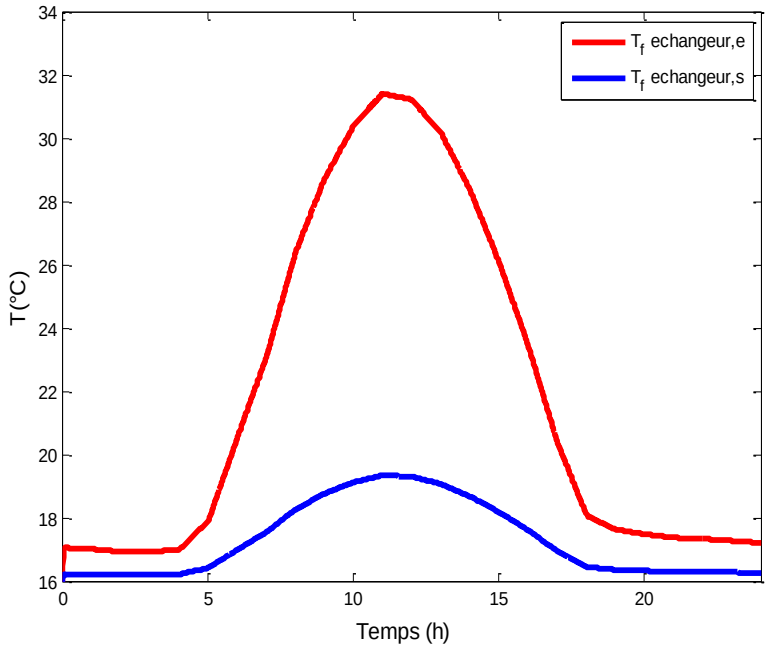



**Figure IV. 9 :** Variation des températures de l'eau saline au niveau d'un échangeur coté froid à plaques avec le temps

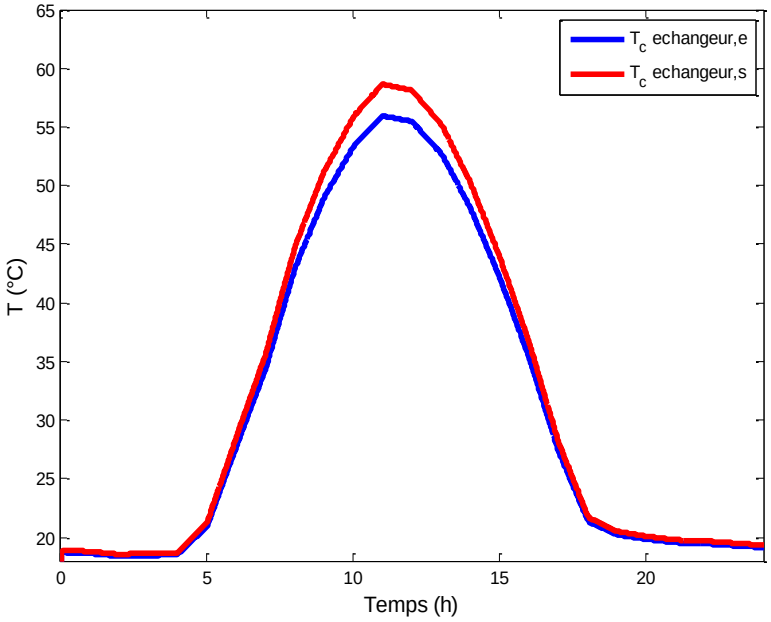



**Figure IV. 10 :**Variation des températures de l'eau saline au niveau d'un échangeur à plaques coté chaud avec le temps

## IV.3.7.Variation de la température de l'eau saline dans le collecteur plan

La température du fluide caloporteur en sortie des capteurs plans varie en fonction de l'heure locale, comme on le voit sur la figure IV.11 le taux de flux solaire, cette valeur est la température la plus appropriée pour le processus AGMD et la sécurité du capteur.

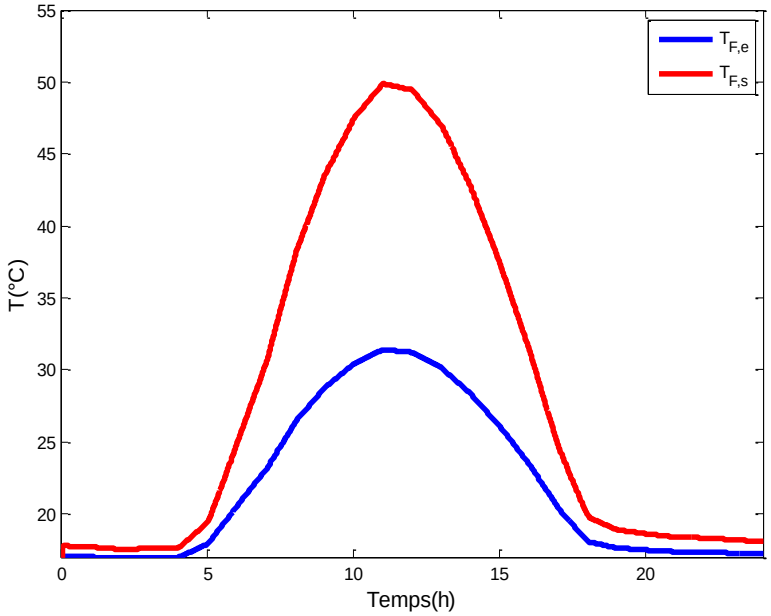



**Figure IV. 11 :** Variation des températures du fluide caloporteur dans le capteur plan avec le temps

Le résultat obtenu, illustré à la figure IV.12, indique que la température de l'eau saline Ter augmente avec le temps lorsque l'eau saline est chauffée à l'intérieur du réservoir pour atteindre une valeur maximale autour de 60 °C pour un débit massique de 0,01 $kg.s^{-1}$.

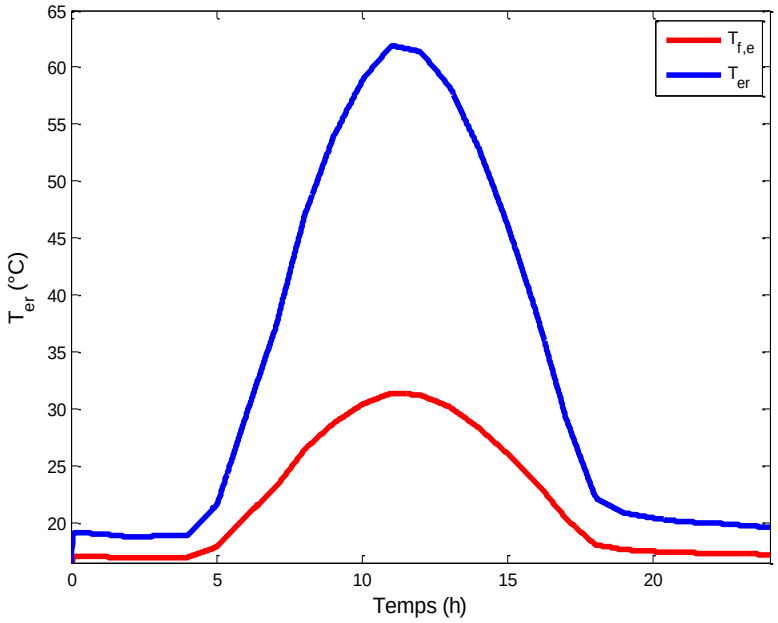



**Figure IV. 12 :**Variation des températures d'entrée et de sortie de l'eau saline dans le réservoir avec le temps

## IV.3.8. Variation du flux de perméat

La figure IV.13 montre l'évolution du flux de perméat avec l'heure locale. Comme on peut le voir les croissances de flux de perméat en début de journée atteignent environ 8 $kg.m^{-2}.h^{-1}$ pour un débit de 0,01 $kg.s^{-1}$ qui est considéré comme la valeur maximale autour de 12h00 h. Ces résultats obtenus montrent la meilleure concordance avec les autres résultats cités dans la littérature. Comme on peut l'observer sur la figure IV. 14, le flux de perméat est très sensible à la variation du débit d'eau de mer. Il a été remarqué que le flux de perméat augmente lorsque le débit d'eau de mer diminue. Le flux de perméat passe de 8 $kg.m^{-2}.h^{-1}$ pour un débit de 0,01 $kg.s^{-1}$ à 16 $kg.m^{-2}.h^{-1}$ pour une valeur de 0,005 $kg.s^{-1}$ d'un débit ; ce qui signifie que le débit a augmenté 2 fois. A partir des données obtenues et afin de garantir le bon fonctionnement du système couplé, 0,01 $kg.s^{-1}$ a été retenu comme valeur optimale de débit.

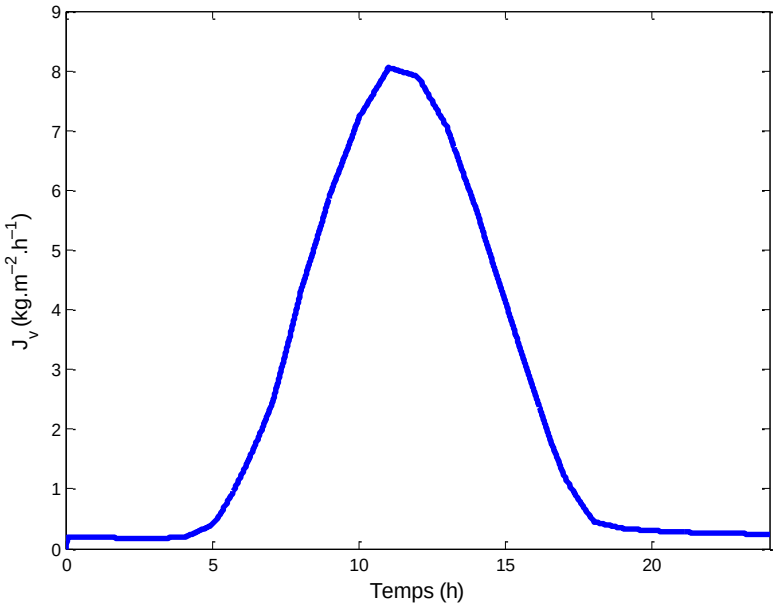



**Figure IV. 13 :**Variation du flux de perméat au cours de l'heure locale

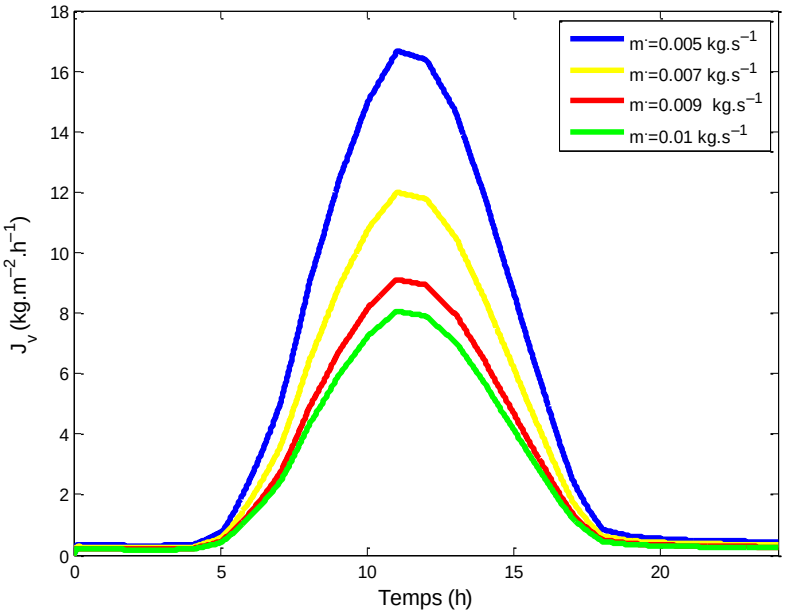



**Figure IV. 14 :** Variation du flux de perméat des différents débits au cours de l'heure locale

L'épaisseur de l'entrefer est une clé importante, c'est un rôle majeur joué dans les performances de l'AGMD. Parce que l'entrefer est une autre résistance supplémentaire pour le transfert de masse vers le processus AGMD [139,140]. La figure IV.15 montre l'effet de l'épaisseur de l'entrefer sur l'écoulement du perméat à des intervalles allant de 1 à 3 mm. L'influence de l'épaisseur de l'entrefer a été étudiée à une concentration d'eau souterraine

d'alimentation constante de 3,5 $g.L^{-1}$, alors que les débits d'alimentation et de fluide caloporteur étaient maintenus constants à 2 $L.min^{-1}$. L'épaisseur accrue de l'entrefer dans le module côté perméat, causée par la résistance de transfert de masse plus élevée, réduit considérablement le flux de perméat. De plus, les performances du procédé AGMD sont directement influencées par l'épaisseur minimale de l'entrefer.

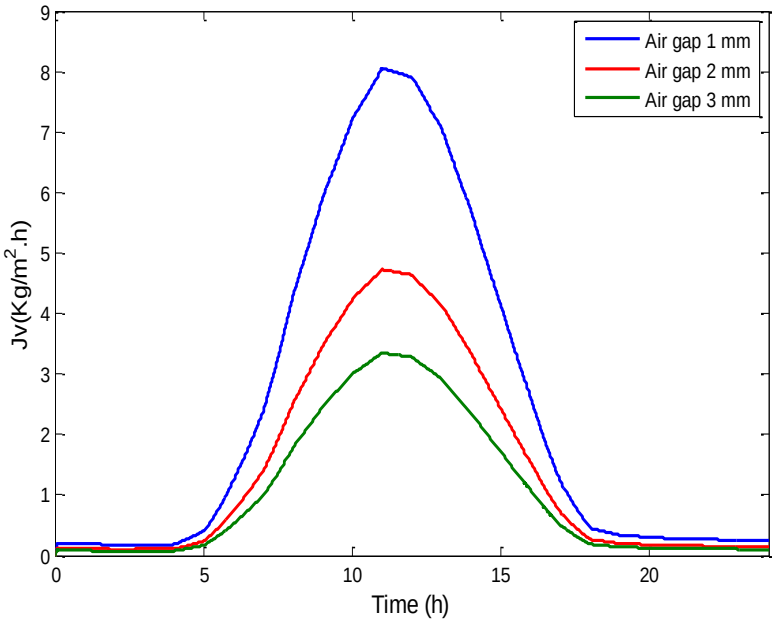



**Figure IV. 15 :** Variation de flux de permeat avec le temps a diffèrent épaisseur d'entrefer

## IV.3.9. Performance du système

Pour chaque système de dessalement thermique, l'évaluation des principaux paramètres tels que GOR et PR constitue une étape importante dans le processus d'obtention d'eau douce. Cependant, plus le GOR ou PR est élevé, plus l'énergie thermique utiliséest efficace. [141,142]. La figure IV.16 représente la variation de GOR et PR en fonction de l'heure locale. On peut observer à partir de cette figure que le GOR augmente proportionnellement à la différence de température à travers la membrane AGMD améliorée en raison de l'augmentation de la quantité d'énergie thermique nécessaire pour chauffer l'alimentation en eau. Cependant, à mesure que la température d'alimentation augmente, le flux de perméat augmente de manière exponentielle, tandis que la consommation d'énergie thermique pour chauffer l'alimentation en solution aqueuse augmente. La valeur maximale de GOR=4,6 est enregistrée à 12h00 principalement en raison de la valeur maximale de la productivité horaire en eau pure de l'unité solaire AGMD, qui correspond à la perte irréversible minimale de l'ensemble du système de dessalement.

De plus, le PR augmente avec la température d'entrée du fluide chaud, un comportement similaire est observé pour le GOR, et atteint une valeur maximale de (PR=2) vers 12h00. De plus, il a été remarqué que l'influence de l'évolution calculée de la chaleur latente de vaporisation en fonction de la température d'entrée du fluide chaud est négligeable. Cependant, le débit de l'eau produite augmente plus fortement que la consommation d'énergie. Le PR élevé indique qu'un débit élevé de distillat est obtenu pour un apport d'énergie thermique donné. Généralement, un PR élevé nécessitait certaines conditions telles que des composants de système bien conçus, une efficacité énergétique élevée et un bon matériau isolant.

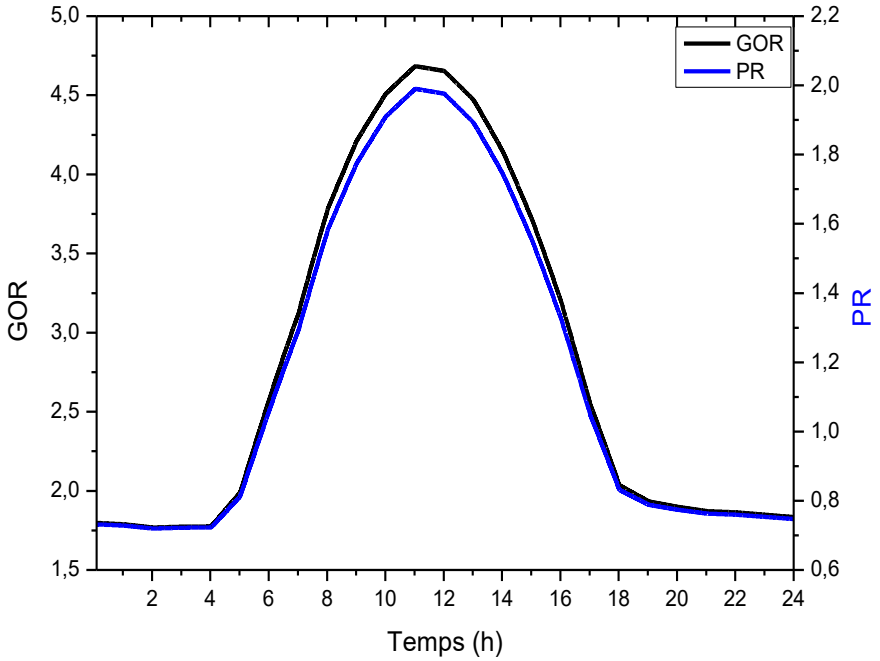



**Figure IV. 16 :**Variation de GOR et PR en fonction de temps

## IV.4. Modélisation d'une pompe à chaleur

Les cycles frigorifiques des pompes à chaleur ont étés développés dans le chapitre III. Dans ces cycles, nous avons principalement un compresseur, des échangeurs de chaleur (évaporateur et condenseur) et un détendeur. Ce dernier est simplement modélisé par la conservation de l'enthalpie durant le processus d'expansion. Les modèles de compresseur et d'échangeurs de chaleur sont présentés ci-après.

## IV.4.1 Modèle de compresseur

Le modèle de compresseur est construit à l'aide de tableaux de données fournis par le fabricant pour déterminer le COP, la puissance de refroidissement et la consommation d'énergie électrique en fonction des pressions d'évaporation et de condensation. Ce modèle permet de calculer le débit masse du fluide frigorigène et la puissance du compresseur à partir du volume de balayé, la température d'évaporation $T_{ev}$ et la température de condensation $T_{cd}$.

Le débit masse du fluide frigorigène du modèle est fonction de la masse volumique $\rho$, du rendement volumétrique $\eta_{vol}$et du volume de balayé $V_b$(Equation IV. 31). L'Eq IV. 32 détermine la puissance mécanique idéale selon la compression isentropique à partir du débit masse du fluide frigorigène et la différence d'enthalpie entre la sortie et d'entrée du compresseur. L'Eq IV. 33 est utilisée pour calculer la puissance électrique absorbée grâce à la puissance isentropique de compression et au rendement isentropique du compresseur.

$$\dot{m}_{ff} = p.\eta_{vol}.V_b \quad \textbf{(IV.31)}$$

$$\dot{W}_{is} = \dot{m}_{ff}.\Delta H_{comp} \quad \textbf{(IV.32)}$$

$$\dot{W}_{comp} = \frac{\dot{W}_{is}}{\eta_{is}} \quad \textbf{(IV.33)}$$

Les rendements volumétrique et isentropique sont donnés par les Eqs IV. 34 et IV. 35 en fonction du taux de compression $\delta$(rapport de la haute pression sur la basse pression), des températures d'évaporation et de condensation et du coefficient isentropique$\gamma$. Les coefficients de ces équations sont déterminés à partir des interpolations linéaires des données des constructeurs de compresseurs. Les coefficients des rendements isentropique et volumétrique des compresseurs sélectionnés pour la simulation sont fournis dans les Tableaux IV.6 et IV.7 respectivement. Les hypothèses de simulation sont les suivantes :

- Surchauffe de 5 K à l'évaporateur
- Sous-refroidissement de 2 K pour le propane et le R1234yf
- Les pertes de charge et les pertes thermiques dans les échangeurs sont négligées
- Pas de givrage à l'évaporateur ni de dégivrage

$$\eta_{is} = I_0\,\delta^4 + I_1\,\delta^3 + I_2\delta^2 + I_3\,\delta + I_4\,T_{ev} + I_5\,T_{cd} + I_6 \quad \textbf{(IV.34)}$$

$$\eta_{is} = V_0\,\delta^{\gamma} + V_1\gamma + V_2\,\delta + V_3 \quad \textbf{(IV.35)}$$

**Tableau IV.6.** Coefficients du rendement isentropique des compresseurs sélectionnés[118]

| Compresseur | $I_0$ | $I_1$ | $I_2$ | $I_3$ | $I_4$ | $I_5$ | $I_6$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **DSM180V1UDZ R 290** | -0.0009 | 0.0162 | -0.1142 | 0.4231 | 0.0088 | -0.0055 | 0.3686 |
| **PJ215G1C-4FT R1234yf** | - 0.0007 | 0.0146 | -0.1268 | 0.5775 | -0.0089 | 0.0168 | 0.0503 |

**Tableau IV.7.**Coefficients du rendement volumétrique des compresseurs sélectionnés[118]

| Compresseur | $V_0$ | $V_1$ | $V_2$ | $V_3$ |
|---|---|---|---|---|
| **DSM180V1UDZ R 290** | 0.2256 | - 3.5687 | - 0.4185 | 5.5004 |
| **PJ215G1C-4FT R1234yf** | 0.1974 | 1.4670 | - 0.3069 | - 0.7545 |

Le volume balayé du compresseur DSM180V1UDZ et celui du PJ215G1C-4FT sont de 3,248 $m^3/h$ et 3,5 $m^3/h$ respectivement[118]. Les rendements volumétriques et isentropiques provenant des données des compresseurs, fournies par les fabricants, sont représentés sur la Figure III.9 pour une température d'évaporation allant de - 5 à 10°C et une température de condensation de 45 °C. Cette température estdans l'intervalle de température dans lequel les données du fabricant des deux compresseurs ont été établies. Les compresseurs ont des rendements volumétriques comparables.

## IV.4.2. Modèle d'échangeurs

La modélisation des échangeurs thermiques permet de calculer les températures de sortie des sources(chaude et froide) grâce aux dimensions de ces échangeurs et aux paramètres de fonctionnement. Lesvariables d'entrée du modèle sont le débit du fluide frigorigène qui est une sortie du modèlecompresseur, le débit d'eau $\dot{m}_e$ ou la vitesse d'air $V_a$et

la température d'entrée de la source chaude $T_{esc}$ou de la source froide $T_{esf}$, suivant la nature de la source. Les variables de sortie de ces modèlesd'échangeurs sont les puissances thermiques (calorifique et frigorifique), la température de sortie de lasource froide $T_{ssf}$et celle de la source chaude *Tssc*. Les variables de sortie peuvent êtrecalculées en utilisant la méthode de l'écart de température moyenne logarithmique ou par la méthode de ε -NTU (efficacité-nombre d'unités de transfert).

- **Méthode ε-NTU**

La méthode du nombre d'unités de transfert et efficacité (ε-NTU) est également pratiquée pour l'analyse du transfert de chaleur dans les échangeurs thermiques. Elle permet de calculer les coefficients de transfert de chaleur dans toutes les parties des échangeurs, en améliorant par analogie physique la précision de la simulation. L'efficacité d'un échangeur de chaleur ($\epsilon$) est définie comme le rapport du transfert de chaleur réel $\dot{Q}$au transfert de chaleur théorique maximal $\dot{Q}_{max}$(Eq IV. 36).

$$\boldsymbol{\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}} \qquad \textbf{(IV.36)}$$

Le transfert de chaleur théorique maximal peut être calculé par l'Eq IV. 37 en fonction du débit de capacité calorifique minimal $C_{min}$et de la différence de température d'entrée des deux fluides. On en déduit le transfert de chaleur réel donné par l'Eq IV. 38.

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{max} = C_{min}\,(T_{ec} - T_{ef})} \qquad \textbf{(IV.37)}$$

$$\boldsymbol{\dot{Q} = \varepsilon\, C_{min}\,(T_{ec} - T_{ef})} \qquad \textbf{(IV.38)}$$

L'efficacité globale peut être exprimée par l'équation en fonction du nombre d'unités de transfert NUT(Eq IV. 39). Ce dernier est lui-même est une combinaison des coefficients globaux de transfert dechaleur *U*, de la surface d'échange *S* et du débit de capacité calorifique minimal (Eq IV. 40). Lescoefficients globaux de transfert de chaleur se calculent de la même manière qu'avec les équationsutilisées par la méthode de l'écart de température moyenne logarithmique. Pour un échangeur de chaleurà contre-courant, l'efficacité d'un échangeur de chaleur est liée par l'Eq IV. 41. Dans cetteéquation, *Cr* est le rapport du débit de capacité calorifique minimal (Equation IV. 42) sur celui maximal(EqIV. 43) entre les deux fluides.

Pour un transfert de chaleur latente, le débit de capacité calorifique $\dot{m}_{ff}Cp_{ff}$est supposé très grand par rapport et celui de la source. Le rapport Cr est donc égalà 0.

$$\boldsymbol{\varepsilon = 1 - e^{-\,Nut}} \quad \textbf{(IV.39)}$$

$$\boldsymbol{Nut = \frac{US}{C_{min}}} \quad \textbf{(IV.40)}$$

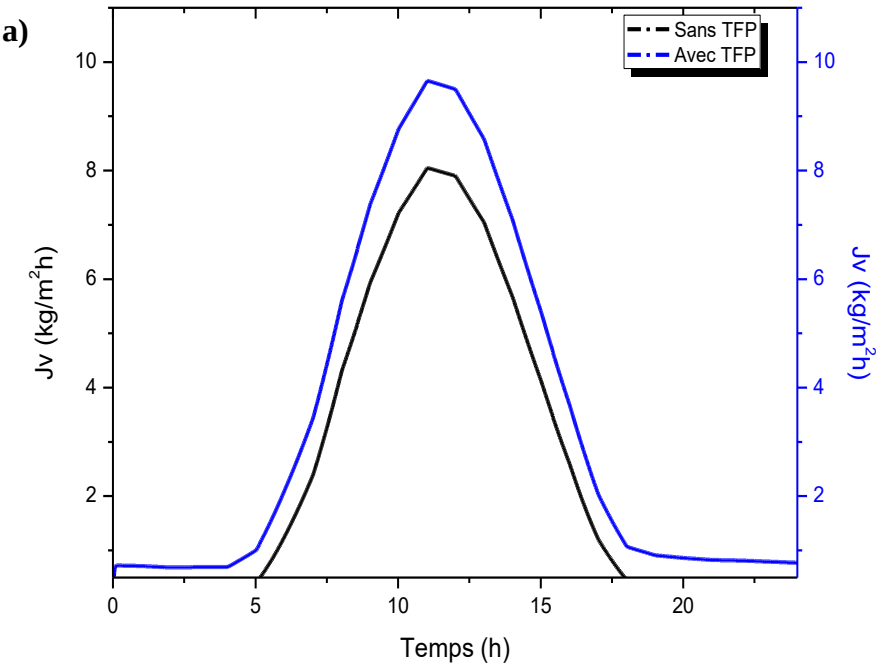
$$\boldsymbol{\varepsilon = \frac{1 - e^{-\,Nut(1-Cr)}}{1 - Cr.\, e^{-\,Nut(1-Cr)}}} \quad \textbf{(IV.41)}$$

$$\boldsymbol{C_{min} = min(\dot{m}_1 Cp_1, \dot{m}_2 Cp_2)} \quad \textbf{(IV.42)}$$

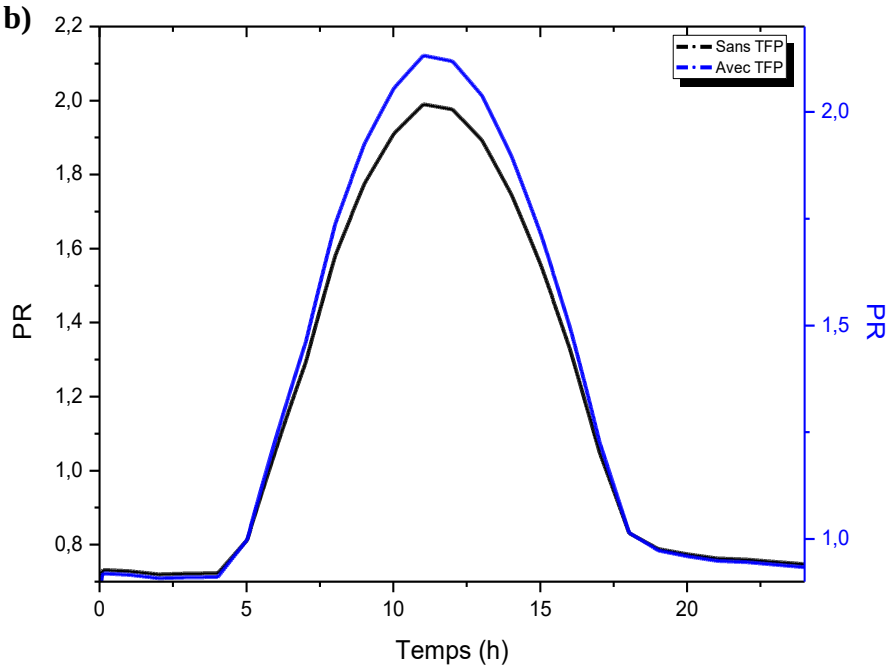
$$\boldsymbol{C_{max} = max(\dot{m}_1 Cp_1, \dot{m}_2 Cp_2)} \quad \textbf{(IV.43)}$$

La figure IV.17.a) montre l'évolution du flux de perméat avec l'heure locale. Comme on peut le voir les croissances de flux de perméat en début de journée atteignent environ 8 $kg.m^{-2}.h^{-1}$sans l'utilisation de la TFP etatteignent environ 9.5 $kg.m^{-2}.h^{-1}$ avec le couplage avec la TFP.La IV.17.b) représente la variation de PR en fonction de l'heure locale. On peut observer à partir de cette figure que le PR augmenteatteignent environ 2.1 lorsque on utilise la TFP et ne dépasse pas1.8 sans l'utilisation de la TFP.D'après la figure IV.17.c) on remarque que la valeur maximale de GOR=4,8 et 4.6 avec et sans l'utilisation de la TFP respectivement est enregistrée à 12h00. Cela peut être s'expliquer par une augmentationde la température du condenseur d'environ 5 °C, ce qui entraine une augmentation de la température au niveau du capteur solaire, et donc une augmentation à la fois du $J_v$, PR et GOR. Ce qui signifie que le couplage avec une TFP améliore les performances du système.

**a)**


Sans TFP
Avec TFP
Jv (kg/m²h)
Jv (kg/m²h)
Temps (h)
0
5
10
15
20
2
4
6
8
10

**b)**


Sans TFP
Avec TFP
PR
PR
Temps (h)
0
5
10
15
20
0,8
1,0
1,2
1,4
1,6
1,8
2,0
2,2
1,0
1,5
2,0

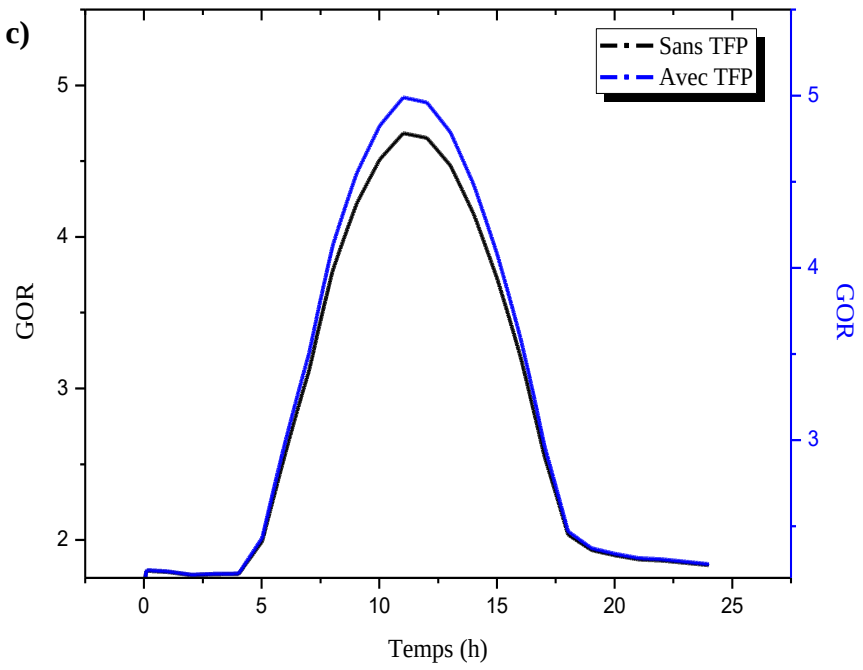



**Figure 17 :** Comparaison entre les performances du système a) $J_v$, b) PR et c) GOR) avec et sans couplage avec TFP en fonction du temps

## IV.5. Analyse énergétique et exégétique d'un système de distillation membranaire (AGMD) couplée à l'énergie solaire pour le dessalement de l'eau de mer

### IV.5.1. Description du système

La figure IV.18 est un diagramme schématique montrant un processus visant à produire de l'eau distillée de haute qualité tout en économisant de l'énergie. Le système est composé d'un capteur solaire plan couplé à une unité AGMD. La chaleur de la saumure est récupérée en préchauffant la solution d'alimentation et la température d'alimentation est maintenue par une pompe qui fait circuler la solution à travers les canaux froid et chaud de l'unité AGMD. La combinaison du collecteur à plaques planes assure l'autosuffisance du système. Le capteur solaire utilise la lumière du soleil pour extraire la chaleur, et l'absorbeur à l'intérieur du capteur convertit le rayonnement solaire en chaleur. Ce type d'installation, combinant ces technologies de pointe, peut avoir des applications pratiques dans des secteurs tels que la marine, l'aide médicale d'urgence ou l'amélioration des conditions de vie dans des zones reculées.

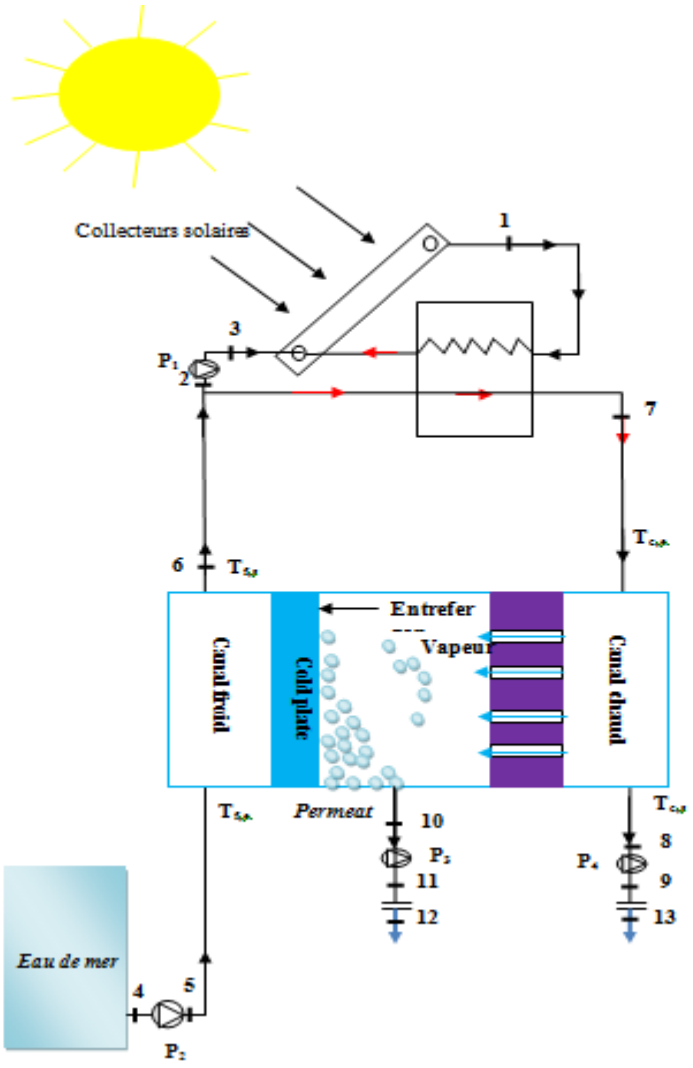



**Figure IV.18 :** Diagramme schématique du processus CSPP/AGMD

## IV.5.2. Modélisation numérique

Une représentation mathématique du système de dessalement AGMD combiné à l'énergie solaire a été établie en utilisant les principes des première et deuxième lois de la thermodynamique. Le modèle intègre des équations pour déterminer les caractéristiques physiques de l'eau de mer et de la saumure ainsi que des coefficients de transfert de chaleur (section 1 et 2). Pour simplifier le modèle développé, les postulats et hypothèses suivants ont été considérés :

- Le système fonctionne dans un état dynamique d'un bout à l'autre ;
- Les pertes thermiques ont été étudiées ;
- Les exergies cinétiques et potentielles sont ignorées ;

• Une efficacité moyenne de la pompe de 75 % est estimée ;

• Les propriétés à l'état mort des fluides sont évaluées à T0= 25 °C et la salinité à l'état mort X0= 35 g.kg$^{-1}$.

Le taux de performance universel (UPR) est une plateforme commune pour évaluer les processus de dessalement en fonction de la consommation d'énergie primaire[143] :

$$\mathbf{UPR} = \frac{\mathbf{energie\ d'evaporisation}}{\mathbf{apport\ d'energieprimaire}} = \frac{\boldsymbol{\lambda_m}}{\mathbf{3.6 \times Q_{PSE}}} \quad \textbf{(IV.44)}$$

Où$\lambda_m$ est équivalent à l'énergie de vapeur et $Q_{PSE}$est l'énergie primaire standard calculée comme suit :

$$\mathbf{Q_{PSE}} = \left[\left(\left(\frac{\mathbf{kWh_{elc}}}{\mathbf{m^3}}\right) \times (\mathbf{CF_{elc}})\right) + \left(\left(\frac{\mathbf{kWh_{elc}}}{\mathbf{m^3}}\right) \times (\mathbf{CF_{th}})\right)\right] \quad \textbf{(IV.45)}$$

Où $CF_{elc}$et $CF_{th}$sont, respectivement, les facteurs de conversion pour l'énergie primaire d'entrée électrique et thermique. Le kilowattheure par mètre cube (kWh.m$^{-3}$) est la consommation spécifique d'énergie électrique et thermique.

La limite thermodynamique (TL) est un concept idéal de dessalement sans génération d'entropie, et par conséquent, le système est indépendant car il n'y a aucune récupération. Selon la source d'eau de mer, dont la salinité peut varier de 3,0 % à 4,5 % en poids, la consommation d'énergie spécifique est calculée de l'ordre de 0,7 à 0,85 kWh.m$^{-3}$. Le TL qui a un travail minimum d'eau de mer typique à température ambiante et 3,5 % de concentration en poids de sels dissous est d'environ 0,78 kWh.m$^{-3}$ ou 2,8 kJ.kg$^{-1}$ comme donné par les équations de Gibbs. En conséquence, la limite théorique UPR basée sur la théorie du travail de séparation minimum est de 828 [143,144].

## IV.5.3. Analyse exégétique

Le taux d'énergie global comporte quatre parties principales : physique ($\dot{E}_{ph}$), chimique ($\dot{E}_{ch}$), cinétique ($\dot{E}_{ke}$) et potentielle ($\dot{E}_{pe}$) [145]. Le bilan énergétique général peut être obtenu par l'équation suivante :

$$\dot{\mathbf{E}}\mathbf{x} = \dot{\mathbf{E}}_{\mathbf{ph}} + \dot{\mathbf{E}}_{\mathbf{ch}} + \dot{\mathbf{E}}_{\mathbf{ke}} + \dot{\mathbf{E}}_{\mathbf{pe}} \quad \textbf{(IV.46)}$$

Le principe de l'équilibre exégétique dans les systèmes ouverts en régime permanent peut être exprimé par l'équation [146] :

$$\sum_{j} \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) - \dot{W}_{cv} + \sum_{i} \dot{m}_i e_i - \sum_{e} \dot{m}_e e_e - \dot{E}_d = 0 \qquad \textbf{(IV.47)}$$

La détermination de l'énergie externe destructrice (irréversible) résultant de la génération d'entropie est donnée par l'équation de Gouy-Stodola comme suit :

$$\dot{E}_d = T_0 \dot{S}_g \qquad \textbf{(IV.48)}$$

Cependant, la seconde loi est donnée par l'énoncé suivant [53] :

$$\dot{S}_g = \sum_{e} \dot{m}_e e_e - \sum_{i} \dot{m}_i e_i + \frac{\dot{Q}_j}{T_0} \qquad \textbf{(IV.49)}$$

Où :

$\dot{S}_g$**:** Le taux de génération d'entropie fait référence à la quantité d'entropie générée au cours du processus en raison de son irréversibilité inhérente.

$\dot{Q}_j$**:** Il exprime le taux de transfert de chaleur à la température de référence $T_0$.

$\frac{\dot{Q}_j}{T_0}$**:** Indique le taux de transfert d'entropie.

En faisant abstraction du transfert de chaleur ainsi que des énergies cinétiques et potentielles du courant, on arrive à la conclusion :

$$\dot{W}_{cv} = \dot{W}_u = \sum_{i} \dot{m}_i e_i - \sum_{e} \dot{m}_e e_e - T_0 \dot{S}_g \qquad \textbf{(IV.50)}$$

Les composantes de l'écoulement stationnaire ne contribuent pas au travail effectué lors du processus $\dot{S}_g = 0$car ses limites sont fixes ; un travail utile peut être obtenu si le terme de génération d'entropie est modifié [147].

$$\dot{W}_{rev} = \dot{W}_{u,max} = \dot{m}(e_i - e_e) \qquad \textbf{(IV.51)}$$

Les valeurs d'exergie physique et chimique sont calculées comme suit :

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m}e_{ph} = \dot{m}[(h_s - h_0) - T_0(s_s - s_0)] \quad \textbf{(IV.52)}$$

$$\dot{E}_{ch,w} = \dot{m}e_{ch} = \dot{m}\sum\omega_k(\mu_k^s - \mu_{ok}^o) \quad \textbf{(IV.53)}$$

L'indice (s) dans les équations en question désigne l'état de référence et représente l'état initial (0). Les symboles (μ) et (ω) font référence respectivement au potentiel chimique et à la fraction massique, tandis que ($e_{ph}$) et ($e_{ch}$) font référence à une exergie physique et chimique spécifique.

L'exergie de destruction des composants ($Ex_d$) est donnée par l'équation suivante

$$\dot{E}x_d = \sum_i \dot{E}x_i - \sum_e \dot{E}x_e \quad \textbf{(IV.54)}$$

L'unité de dessalement AGMD se compose de trois flux distincts : eau de mer, eau pure et vapeur. Les caractéristiques thermodynamiques des fluides concernés sont déterminées à l'aide de modèles empiriques qui ont été documentés dans les références [148–149].

Le rendement exégétique d'un système est le rapport entre le travail minimal de séparation et l'énergie du combustible :

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{min}}{\dot{E}_f} \quad \textbf{(IV.55)}$$

Le travail minimum à séparer ($\dot{W}_{min}$)est l'énergie du produit dans le processus de dessalement, tandis que l'énergie du combustible ($\dot{E}_f$)est l'énergie thermique fournie au système.

## IV.5.4. Résultats

Le tableau IV.8 montre les conditions de fonctionnement du système solaire AGMD obtenues à partir de l'analyse thermodynamique. Nous avons pris ces conditions pour celles de l'état mort : $P_0$= 1,01 bar, $T_0$= 302,65 K, $h_0$=117,76 k J.kg$^{-1}$.K$^{-1}$, entropie spécifique de l'état mort S0=0,4097 kJ.kg$^{-1}$.

**Tableau IV.8 :** Conditions de fonctionnement du système solaire AGMD obtenues à partir de l'analyse thermodynamique (valeur maximale).

| N | Température (K) | Débit (kg/s) | Salinité (g/kg) | Enthalpie (kJ/kg.K) | Entropie (kJ/kg) | Exergie (kW) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 87.5 | 0.024 | 0 | 385.58 | 1.2619 | 0.556 |
| 2 | 62.66 | 0.024 | 0 | 262.08 | 0.8642 | 0.2344 |
| 3 | 62.69 | 0.024 | 0 | 262.47 | 0.8652 | 0.2352 |
| 4 | 62.95 | 0.033 | 0.35 | 117.76 | 0.4097 | 0 |
| 5 | 29.8 | 0.033 | 0.35 | 118.96 | 0.4137 | 0.2036 |
| 6 | 57.91 | 0.033 | 0.35 | 151.43 | 0.5195 | 0.0158 |
| 7 | 62.11 | 0.033 | 0.35 | 248.6 | 0.8202 | 0.2260 |
| 8 | 58.77 | 0.03 | 0.43 | 232.22 | 0.7760 | 0.1863 |
| 9 | 58.84 | 0.03 | 0.43 | 232.5 | 0.7668 | 0.1872 |
| 10 | 29.70 | 0.003 | 0 | 124.52 | 0.4317 | 0.030 |
| 11 | 29.88 | 0.003 | 0 | 125.28 | 0.4342 | 0.0310 |
| 12 | 29.8 | 0.003 | 0 | 125.17 | 0.4260 | 0.0303 |
| 13 | 29.8 | 0.03 | 0.43 | 118.04 | 0.4076 | 0.1510 |

### IV.5.4.1. Performance du système

La température d'entrée du canal chaud $T_{c,in}$correspond à l'évolution de la température de l'échangeur de chaleur au fil des heures d'une journée (Figure IV.19). On constate que $T_{c,in}$ augmente et atteint son maximum ($T_{c,in}$= 62°C), avec une épaisseur d'entrefer de 1 mm et un débit de 2 $L.min^{-1}$ pour différentes températures initiales d'alimentation du réservoir. Cela signifie que la température de sortie du SFPC augmente la température d'entrée dans le canal chaud ; en effet, le temps de séjour de la solution d'alimentation est plus long lorsque le débit est plus faible.

La figure IV.20 montre le flux de perméat et le GOR en fonction de l'heure locale. On constate que le flux de perméat augmente en début de journée pour atteindre environ 5,6 $kg.m^{-2}.h^{-1}$ à une température d'alimentation de 62 °C et un débit de 0,01 $kg.s^{-1}$ comme maximum la valeur est obtenue à 12:00 h. Les résultats obtenus montrent un bon accord avec les résultats fournis dans la littérature. Les principaux paramètres de performance pour

l'évaluation du système de dessalement thermique sont le rapport de sortie gagné (GOR). Plus le GOR est grand, plus l'efficacité thermique utilisée est élevée [137].

À partir de la figure IV.20, nous pouvons conclure que le GOR augmente proportionnellement à l'augmentation de la différence de température à travers la membrane AGMD en raison de l'augmentation de la quantité d'énergie thermique nécessaire pour chauffer l'eau d'alimentation. Cependant, à mesure que la température d'alimentation augmente, le flux de perméat augmente de manière exponentielle tandis que la consommation d'énergie thermique pour chauffer la solution d'eau d'alimentation augmente. La valeur maximale de GOR=2,3 est enregistrée à 12h00, principalement en raison de la valeur maximale de l'eau pure horaire. La figure IV.21 montre que le PR augmente lorsque la température d'entrée du fluide chaud augmente de la même façon que pour le GOR et atteint son maximum PR=0,98 vers 12h00. Un PR élevé signifie qu'un débit élevé de distillat est obtenu pour un apport d'énergie thermique donné. Habituellement, un PR élevé peut être atteint en utilisant des composants de système bien conçus avec une efficacité énergétique élevée et un bon matériau d'isolation.

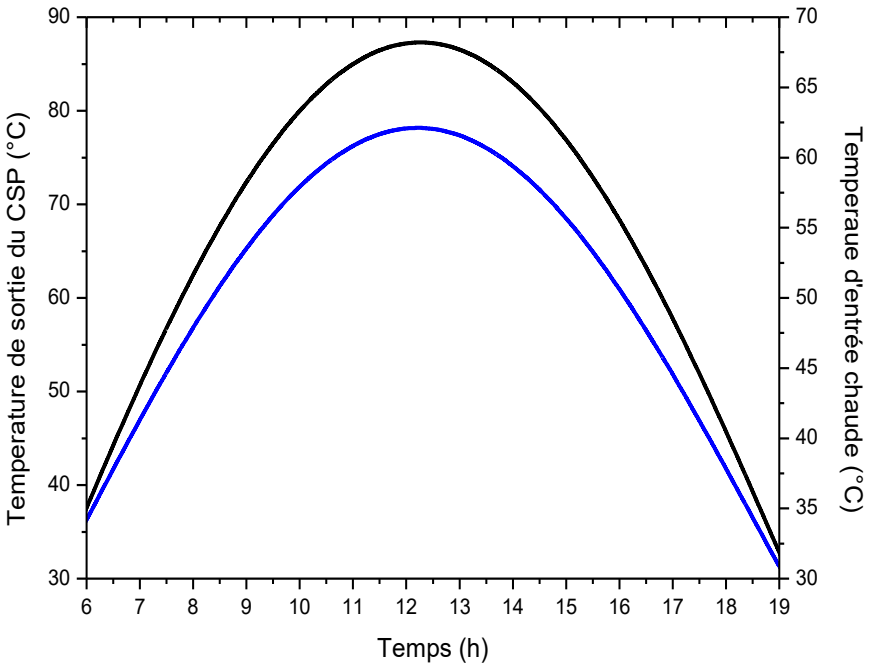



**Figure IV.19 :** Diagramme Variation des températures d'entrée de sortie de la voie chaude au cours de l'heure locale

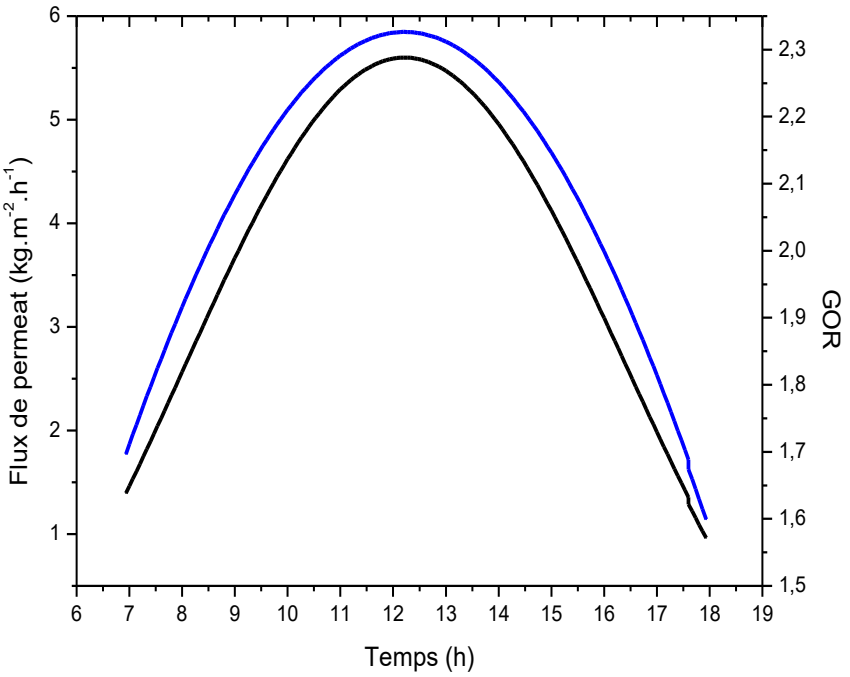



**Figure IV.20 :** Diagramme Variation du flux de perméat et du GOR au cours de l'heure locale

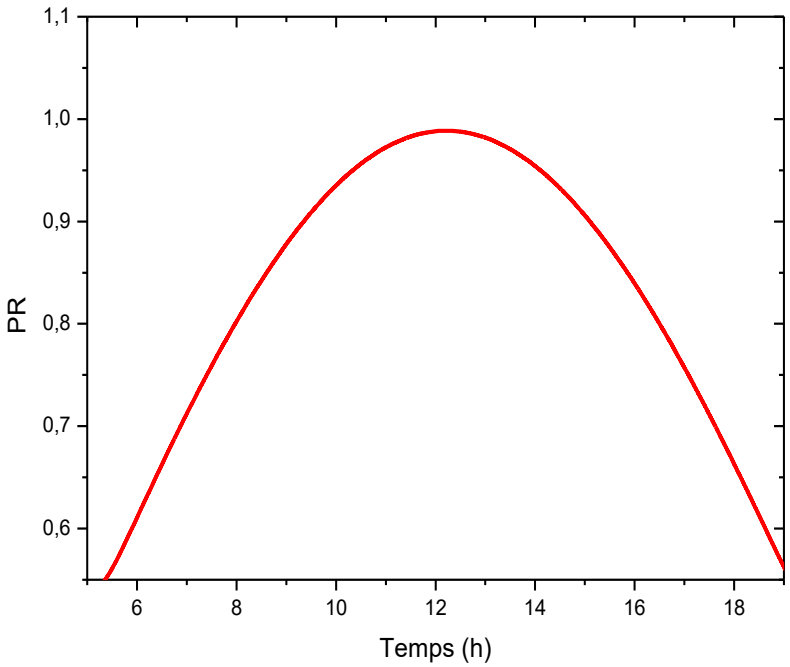



**Figure IV.21 :**Variation du ratio de performance sur l'heure locale

La variation de l'UPR % de la limite thermodynamique et de la limite thermodynamique sur l'heure locale est illustrée à la Figure IV. 22. La valeur UPR du système solaire AGMD est de 187,89, ce qui est beaucoup plus élevé que les processus de dessalement rapportés dans la littérature tels que MED-TVC (UPR = 102,2), MED (UPR = 88) et RO (UPR = 86). Ceci est principalement dû au fait que l'AGMD utilise de la vapeur de faible qualité, qui contient un très faible pourcentage de l'énergie primaire. De plus, les résultats obtenus montrent que le système solaire AGMD fonctionne à 20,43 % de la limite idéale ou thermodynamique et est proche d'atteindre un dessalement durable, qui varie de 25 % à 30 % de TL [143]. Les variations de l'énergie primaire standard et du rapport de performance universel sur l'heure locale sont illustrées à la Figure IV. 23. On peut voir que la valeur QSPE maximale pour le système solaire AGMD est de 8,43 kWh.m$^{-3}$, ce qui est similaire aux résultats obtenus lors de procédés de dessalement rapportés dans la littérature, tels que MSF(QSPE = 8,22 kWh.m$^{-3}$), RO (QSPE = 7,12 kWh.m$^{-3}$),MED (QSPE = 6 kWh.m$^{-3}$) et MED-TVC (QSPE= 5,3 kWh.m$^{-3}$). Par conséquent, la consommation d'énergie primaire standard permet la comparaison efficace de tous les processus de dessalement.

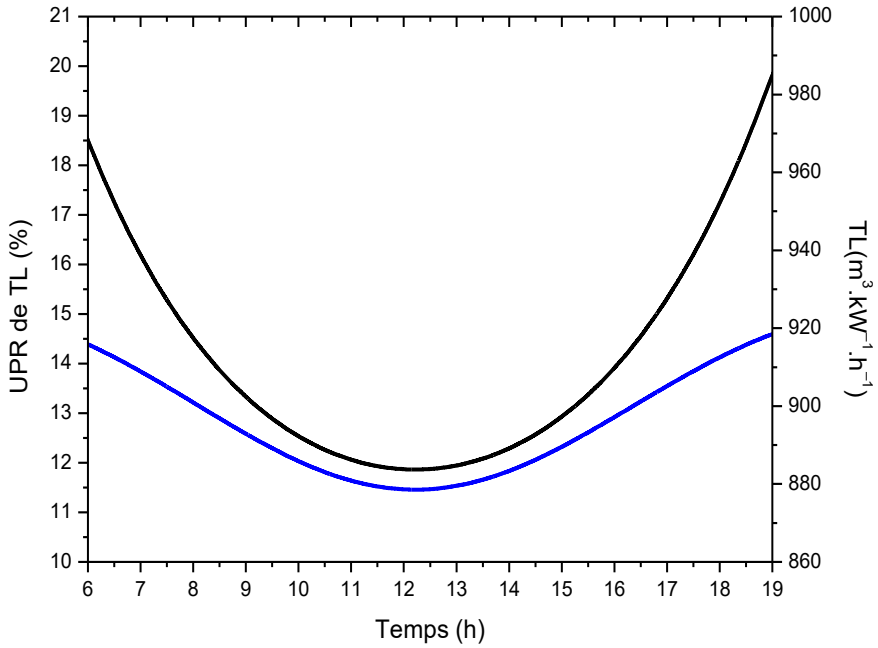



**Figure IV.22:** Variation d'UPR% de la limite thermodynamique et de la limite thermodynamique sur l'heure locale

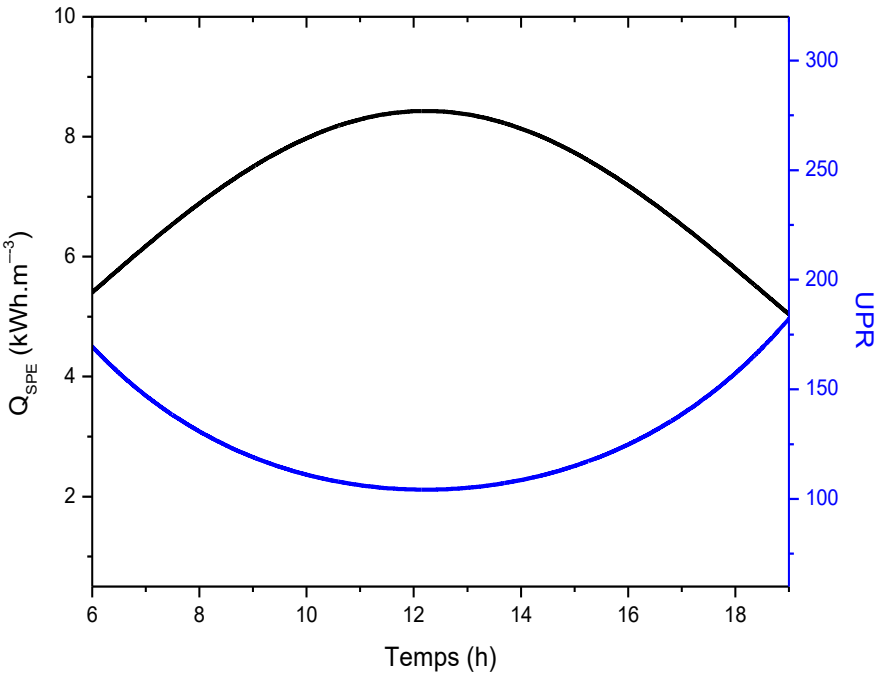



**Figure IV.23 :** Variation de l'énergie primaire standard et UPR en fonction de l'heure locale

## IV.5.4.2. Analyse énergétique et exégétique

Pour évaluer l'irréversibilité dans un système, l'analyse exégétique a été effectuée en utilisant la deuxième loi de la thermodynamique. Cela fait référence à la quantité équivalente de travail mécanique qui peut être produite à partir d'autres formes d'énergie. L'analyse exégétique a été menée à partir des données du 21 juillet, qui correspond au jour où le champ de capteurs a reçu la plus forte densité de flux solaire. Le travail minimum de séparation Ẇmin représente l'exergie produite dans le processus de dessalement. La figure IV.24 montre le travail minimum de séparation et le rendement exégétique de l'AGMD en fonction de l'heure locale. La valeur maximale de $\dot{W}_{min}$ est de 0,17 kW et est relevée à 12h00 pour une température de départ de 62°C et un débit de 2 L.min$^{-1}$. Par conséquent, la vapeur à basse température pourrait être utilisée pour améliorer le travail minimum. Les valeurs obtenues sont comparables à celles obtenues par Miladi et al[150], où il est révélé que les valeurs les plus élevées pour l'efficacité exégétique ont été enregistrées à 0,116 %. De plus, il est évident que l'efficacité exégétique globale calculée pour le système AGMD a une valeur maximale de 56,3 % à 12 h 00 à une température d'entrée du canal froid de 29,5 °C. Cependant, la valeur obtenue est similaire à celle rapportée dans la littérature pour les autres AGMD, comprise

entre 52,1 % et 55,4 % pour une température d'entrée de canal froid Tc, variant de 33,8°C à 36,2°C et pour un débit de 2 L. $min^{-1}$[115].

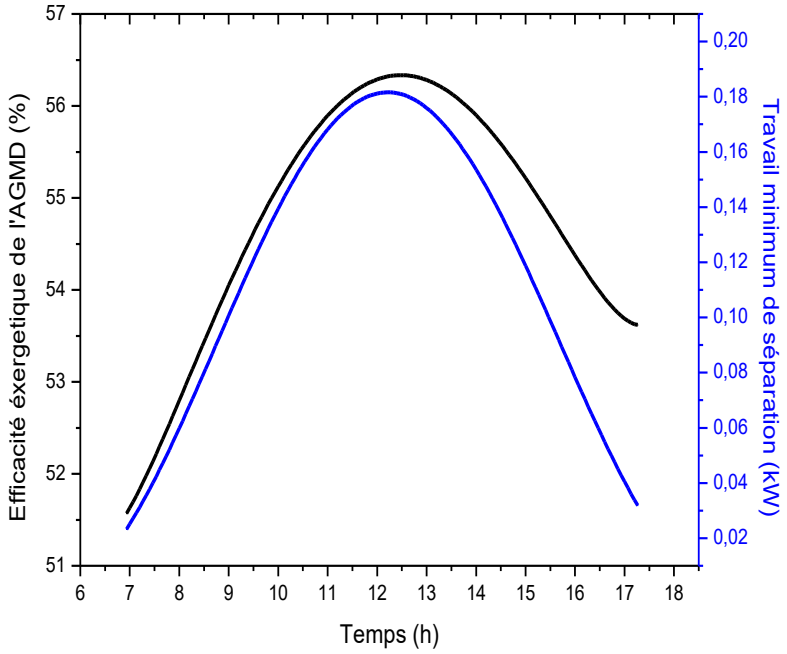



**Figure IV.24 :**Variation de l'efficacité exégétique de l'AGMD et du travail minimum de séparation avec le temps

Le tableau IV.9 résume les valeurs des rendements exégétiques obtenus dans les technologies de dessalement les plus courantes.

**Tableau IV.9 :** Résumé de l'efficacité exégétique pour différentes configurations MD de la littérature

| Type | Capacité ($m^3$/Day) | Efficacité exégétique (%) | Ref |
|---|---|---|---|
| RO | 7250 | 4.3 | [151] |
| MD sur RO retenté | 22,344 | 19.1–21.9 | [152] |
| MED-TVC | 4,802 | 3.6 | [153] |
| MD | 0.31 | 0.3 | [154] |
| DCMD avecHR | 24,000 | 28.3 | [155] |

| | | | |
|---|---|---|---|
| DCMD sansHR | 24,000 | 25.6 | [155] |
| AGMD (Xzero) | 0.22–0.73 | 8.54–19.32 | [156] |
| AGMD (Elixir500) | 0.1–0.17 | 18.3–26.5 | [38] |

Les figures IV.25 et IV.26 illustrent les courbes de performance des capteurs solaires testés lors de l'étude. Il est important de noter que l'efficacité exégétique enregistrée était nettement inférieure à l'efficacité énergétique, avec le rendement énergétique le plus élevé enregistré à 52 % et l'efficacité exégétique maximale à 4,45 %. L'efficacité énergétique mesure uniquement la quantité et ne fournit pas une évaluation approfondie des différentes pertes pouvant survenir dans les capteurs solaires.

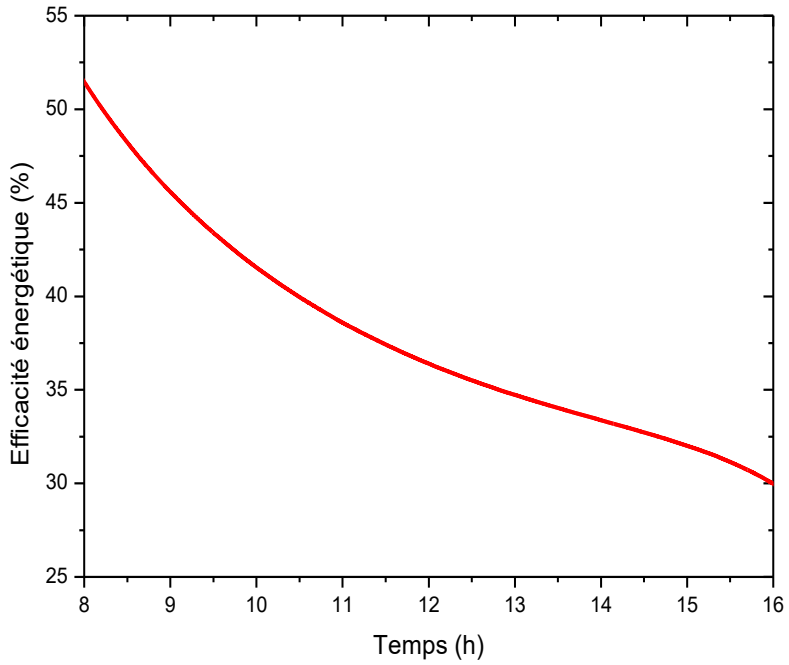



**Figure IV.25 :** Variation de l'efficacité énergétique du capteur avec un solaire avec le temps

Les résultats obtenus dans cette étude sont similaires à ceux trouvés par Banat et Jwaied[21] et Miladietal.[34], qui ont enregistré des valeurs d'efficacité exégétique maximales de 6,5 % et 5,03 %, respectivement, et des valeurs d'efficacité énergétique maximales de 55 % et 48,12 %, respectivement. Les formes d'énergie ont indiqué que le champ de capteurs solaires est efficace d'un point de vue énergétique mais pas d'un point de vue exégétique. Selon le profil énergétique, le champ de capteurs solaires est efficace d'un point de vue énergétique et

inefficace d'un point de vue exégétique. Par conséquent, effectuer une analyse exégétique d'autres éléments du champ solaire fournirait l'opportunité de prendre des décisions plus efficaces et d'empêcher la dégradation de la membrane.

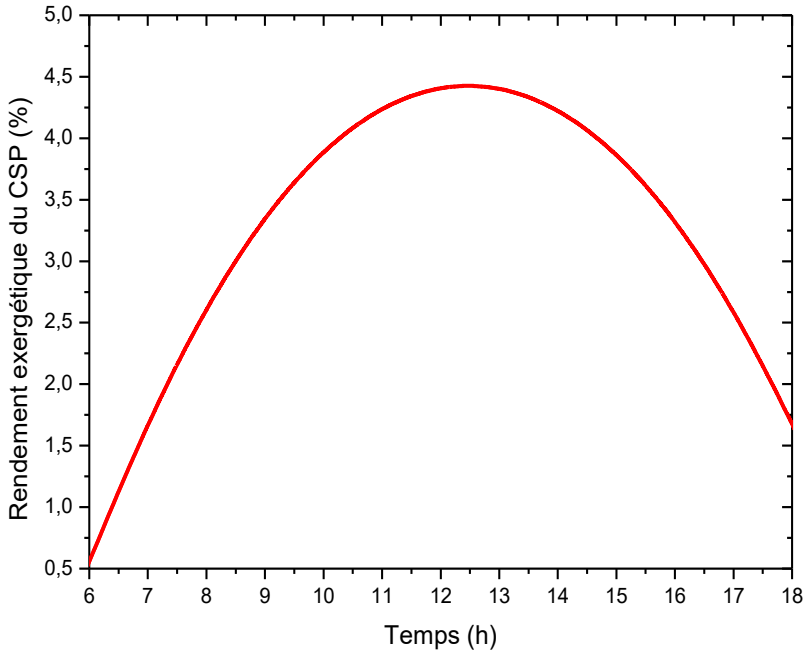



**Figure IV.26 :**Variation du rendement exégétique du capteur avec un solaire en fonction du temps

Le principal résultat de l'analyse de l'exergie est l'identification et la quantification des portions d'exergie détruites dans chaque composant. Ce résultat permet de mesurer et de reconnaître les zones de perte d'exergie, ainsi que les composants ou sous-systèmes cibles responsables de l'inefficacité. Ainsi, l'erreur est déterminée. La figure IV.27 montre la distribution de la destruction d'exergie dans l'AGMD, les pompes de l'échangeur de chaleur et le collecteur à plaques planes. On peut observer que la majorité de la perte totale d'exergie, 95%, a lieu dans les capteurs solaires. Cependant, l'échangeur de chaleur est la prochaine source importante de destruction d'exergie, représentant 2,55 % de la perte totale d'exergie, tandis que l'AGMD ne contribue qu'à 1,44 % de la perte totale d'énergie. Cette disparité est principalement due aux différentes valeurs de température entre le capteur plan, l'échangeur de chaleur, l'AGMD et les pompes.

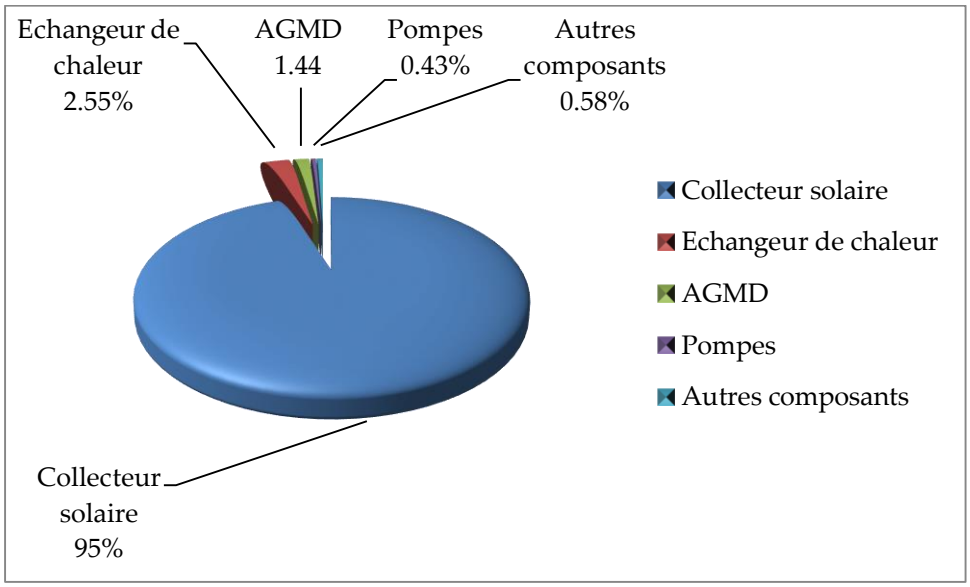



**Figure IV.27 :** Taux de destruction d'exergie dans les composants du système solaire AGMD

La destruction de l'exergie dans les capteurs solaires peut être réduite en prenant les mesures suivantes :

- Amélioration de l'isolation thermique : Un bon système d'isolation thermique réduit les déperditions thermiques et aide à maintenir la température du capteur. Ceci peut être réalisé en utilisant des matériaux d'isolation de haute qualité et en assurant une installation correcte.
- Réduction des pertes par rayonnement : Les capteurs solaires peuvent perdre de l'énergie par rayonnement dans l'environnement. Pour réduire cela, vous pouvez utiliser des revêtements sélectifs sur les plaques absorbantes, qui absorbent plus de rayonnement solaire et réfléchissent moins de rayonnement thermique. Cela peut augmenter l'efficacité du collecteur
- Amélioration du transfert de chaleur : Des pertes de transfert de chaleur peuvent survenir en raison d'un mauvais écoulement du fluide ou d'un transfert de chaleur inadéquat entre la plaque absorbante et le fluide. Vous pouvez réduire ces pertes en optimisant le débit de fluide et en utilisant des fluides caloporteurs à haut rendement.
- Optimisation de la conception du capteur : La conception du capteur solaire peut également avoir un impact sur son efficacité. Un collecteur avec une plus grande surface et une plus petite distance de transfert de chaleur peut réduire la destruction d'exergie en minimisant les pertes thermiques

## IV.6.Conclusion

La distillation à membrane solaire (SAGMD) s'est avérée être la meilleure option pour un fonctionnement décentralisé dans les zones à forte insolation et pénurie d'eau. Cette étude présente un modèle numérique unidimensionnel des processus de transfert de chaleur et de masse dans le module AGMD couplé à un collecteur plan. La simulation a été réalisée à l'aide du logiciel MATLAB pour prédire le flux de perméat du processus AGMD. Ce modèle peut être un outil utile pour concevoir un dessalement optimal sous un ensemble de contraintes de conception. un flux de perméat maximum supérieur à 8 $Kg.m^{-2}h^{-1}$ est également observé avec un changement de température d'alimentation. Les valeurs maximales de GOR et PR de 4,6 et 2 respectivement, peuvent être atteintes à 12h00 correspondant à la perte irréversible minimale de l'ensemble du système de dessalement. Les résultats ont montré que les deux principales sources de destruction d'exergie sont le capteur solaire thermique et l'unité de dessalement. 95% de la perte d'exergie totale est détruite dans le capteur, tandis que 2,55% de la perte d'exergie totale est détruite dans l'échangeur de chaleur et seulement 1,44% de la perte totale d'exergie est détruite dans le système de dessalement

# *Conclusion générale*

# Conclusion générale et perspectives

Les climatiseurs rejettent de la chaleur à l'air extérieur au niveau de leurs condenseurs. Cette perte de chaleur est en partie responsable de l'effet d'îlot de chaleur urbain. La proximité des bâtiments et de leurs équipements de refroidissement crée un environnement extérieur chaud provoquant des exigences de refroidissement plus élevées et une baisse des performances des climatiseurs. Parallèlement, les activités humaines utilisent de plus en plus les ressources en eau disponibles à la consommation par les pollutions et leur utilisation pour l'agriculture et l'industrie. La valorisation de l'énergie thermique perdue par les équipements frigorifiques pour effectuer du dessalement semble alors une solution intéressante au manque d'eau douce.

Une étude bibliographique a été menée en passant en revue les différents systèmes de dessalement, les cycles frigorifiques, les fluides frigorigènes et les différents capteurs solaires. Cette étude a permis de faire un choix sur le procède de dessalement, le capteur solaire et les fluides frigorigènes à étudier.

Par ailleurs, nous avons passé en revue les différents systèmes de dessalement. Il ressort de cette étude que le procédé de distillation membranaire est le plus approprié en raison des faibles températures de fonctionnement, compatibles avec les groupes de climatisation classiques. L'air gap membrane distillation (AGMD) est le type de procédé choisi, parmi ceux développés dans la littérature, pour ces caractéristiques de simplicité de mise en œuvre et de performances correctes.

Cette étude a investigué le potentiel de l'énergie solaire combiné avec le système AGMD pour le dessalement de l'eau saline dans le Sahara, la région Ghardaïa (Sud de l'Algérie). Un modèle dynamique unidimensionnel des processus de transfert de chaleur et de masse dans un procédé AGMD couplé à un collecteur à plaques planes a été développé pour prédire le flux et la production d'eau. Le modèle proposé est validé par rapport aux données expérimentales de flux rapportées dans la littérature. En outre, l'étude a élucidé les effets de paramètres sélectionnés sur l'efficacité des systèmes de dessalement solaires AGMD. Par conséquent, à partir des résultats obtenus, les conclusions suivantes peuvent être tirées :

La variation de la température du fluide caloporteur à la sortie du SFPC solaire augmente progressivement pour atteindre 50 °C, qui est la valeur la plus utilisée dans la littérature pour le procédé AGMD et la sécurité du capteur.

• Une production moyenne d'eau distillée de 8 $kg.m^{-2}.h^{-1}$ a pu être atteinte à 68 °C une température d'alimentation et un débit de 1 $L.min^{-1}$.

• L'augmentation de l'épaisseur de l'entrefer sera conduite à la résistance thermique et massique, et donc à une diminution du flux massique et de l'efficacité thermique de l'AGMD.

• Les valeurs maximales de GOR et PR de 4,6 et 2 respectivement, peuvent être atteintes à 12h00 correspondant à la perte irréversible minimale de l'ensemble du système de dessalement.

Aussi,Dans cette étude, une analyse énergétique et exergétique détaillée d'un système AGMD à énergie solaire pour le dessalement de l'eau salée dans la région de Gherdaïa, en Algérie, a été réalisée. Un modèle dynamique unidimensionnel a été développé pour analyser les processus de transfert de chaleur et de masse dans le système AGMD combiné à un collecteur à plaques planes afin de prédire la production et le flux d'eau. Le modèle a été validé à l'aide de données de flux précédemment rapportées et utilisé pour examiner l'impact de divers paramètres sur l'efficacité du système de dessalement solaire AGMD. De plus, des analyses énergétiques et exergétiques ont été menées pour évaluer le comportement thermodynamique global du système de dessalement solaire AGMD. Les principales conclusions sont résumées comme suit :

- L'augmentation de l'épaisseur de l'entrefer réduit le risque de contact direct entre la membrane et la surface considérée mais entraînera une résistance thermique et massique, et donc une diminution du flux massique et de l'efficacité thermique du procédé AGMD. Par conséquent, il doit être soigneusement examiné en fonction des exigences et des limites spécifiques du système ;
- L'efficacité exergétique du système AGMD est de 56,3 %, ce qui indique que le module AGMD de la conception actuelle est modérément efficace et que de grandes quantités d'énergie peuvent être économisées. Il est important de souligner que tous les processus de dessalement ont des rendements énergétiques très faibles. Cependant, ce qui distingue l'AGMD, c'est qu'il

fonctionne à une température plus basse par rapport aux autres procédés de distillation thermique. Cela facilite son couplage avec l'énergie solaire ;

- La destruction d'exergie maximale se produit dans le capteur solaire (95%) en raison de la grande différence de température entre la chaleur solaire et le fluide caloporteur dans le champ du capteur, ce qui entraîne des irréversibilités élevées. Il faut donc s'efforcer de réduire cette perte d'exergie. L'amélioration potentielle du champ du capteur solaire pourrait être obtenue en maximisant l'efficacité optique du capteur ainsi qu'en minimisant les pertes de chaleur globales de la zone du capteur ;
- Les deux principales sources de destruction d'exergie sont le capteur solaire thermique et l'unité de dessalement. 95% de la perte d'exergie totale est détruite dans le capteur, tandis que 2,55% de la perte d'exergie totale est détruite dans l'échangeur de chaleur et seulement 1,44% de la perte totale d'exergie est détruite dans le système de dessalement ;
- L'augmentation de la température d'entrée du canal chaud augmente l'efficacité énergétique et exergétique globale du système ; alors qu'il réduit le taux total de destruction d'exergie conduisant à l'amélioration des performances du système ;
- Les résultats confirment également que le procédé solaire AGMD fonctionne à 20,43 % de la limite thermodynamique de l'UPR, ce qui est insoutenable pour les futurs approvisionnements en eau dessalée ; par conséquent, il existe de nombreuses opportunités d'améliorer les performances du système de dessalement pour atteindre l'UPR à des taux plus élevés en hybridant les processus existants et en développant de meilleurs matériaux.

Il convient de noter qu'un encrassement peut se produire à la surface de la membrane, ce qui réduit le flux de perméat et affecte l'efficacité de séparation de l'AGMD. L'entrefer peut également s'encrasser, ce qui réduit encore les performances du procédé. En guise de recommandation, des recherches supplémentaires devraient être menées pour étudier l'impact du mécanisme d'encrassement de la membrane sur l'efficacité de l'AGMD. En outre, une optimisation supplémentaire du système de dessalement solaire AGMD est possible en tenant compte des aspects économiques et environnementaux en utilisant des approches exergoéconomiques et exergoenvironnementales.

# Conclusion générale

Pour conclure, ce travail est une contribution au processus d'innovation des procédés de dessalement par distillation membranaire pour la réduction des émissions de gaz à l'effet de serre et du prix de l'eau mais également la diminution de la consommation de l'énergie qui a été pendant longtemps une préoccupation majeure des systèmes de dessalement.

# *Références Bibliographiques*

## Références bibliographiques

[1]Kumar, A. ; Saini, R.P. ; Saini, J.S. Un examen des performances thermohydrauliques des réchauffeurs d'air solaires artificiellement rugueux. Revues des énergies renouvelables et durables 2014, 37, 100–122.

[2]Bayrak, F. ; Oztop, H.F. ; Hepbasli, A. Analyses énergétiques et exergétiques des réchauffeurs d'air solaires insérés dans des déflecteurs poreux pour les applications de construction. Énergie et Bâtiments2013, 57, 338–345.

[3]Yang, Y. ; Wang, Q. ; Xiu, D.; Zhao, Z.; Sun, Q. A Capteur solaire intégré au bâtiment : Capteur solaire tout céramique. Énergie et bâtiments2013, 62, 15–17.

[4]Zhai, X.Q. ; Wang, R.Z. ; Dai, YJ ; Wu, J.Y.; Xu, Y.X. ; Ma, Q. Système d'énergie solaire intégré pour un bâtiment écologique. Énergie et bâtiments2007, 39, 985–993.

[5]Djellouli-Tabet, Y. Rareté commune, réponses diverses dans la région du Maghreb. Eau et durabilité dans les régions arides : Combler le fossé entre les sciences physiques et sociales 2010, 87–102.

[6]Rabehi, A. ; Guermoui, M. ; Djafer, D. ; Zaiani, M. Modèle de réseaux neuronaux à fonction de base radiale pour estimer le rayonnement solaire global dans les zones semi-arides. Leonardo Electronic Journal of Practices and Technologies2015, 27, 177–184.

[7]HLPE, 2015. L'eau, enjeu pour la sécurité alimentaire mondiale. Rapport du Groupe d'experts de haut niveau sur la sécurité alimentaire et la nutrition du Comité de la sécurité alimentaire mondiale, Rome 2015.

[8]Brière,F.G. (2000) .Distribution et collecte des eaux. Presses intl Polytechnique, ISBN 2553007752, 9782553007750. 2ème édition

[9]Maurel A., Dessalement de l'eau de mer et des eaux saumâtres et autres procédés non conventionnels d'approvisionnement en eau douce, 2e édition, 2006

[10] Brown, E. ; Colling, A. ; Park, D. ; Phillips, J. ; Rothery D. ; et Wright J. Seawater: Its composition, properties and behaviour, The Open University, Second edition, 1997

[11]Méricq, J. P. Approche Intégrée Du Dessalement d'eau de Mer: Distillation Membranaire Sous Vide Pour La Réduction Des Rejets Salins et Possibilités de Couplage Avec l'énergie Solaire, Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse, 2009.

[12] Swaminathan, J. ; Chung,H. ; W. Warsinger,D. ; M. and J. H. L. V. Membrane distillation model based on heat exchanger theory and configuration comparison, *Appl. Energy*, vol. 184, pp. 491–505, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.09.090.

[13] Greenlee et al. 2009] « Approche intégrée du dessalement d'eau de mer Distillation membranaire sous vide pour la réduction des rejets salins et possibilités de couplage avec l'énergie solaire» these de Doctorat université de Toulouse.2009.

[14]Byrne P. et al. A review on the coupling of cooling, desalination and solar photovoltaic systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews 47 (2015) 703–717.

[15]Bennett Anthony, Developments in desalination and water reuse. Filtration + Separation July/August 2015

[16]Zotalis, K.; Dialynas, E.G.; Mamassis, N.; and Angelakis, A. N. Desalination Technologies: Hellenic Experience. Water 2014, 6, 1134-1150; doi:10.3390 / w605113

[17] Vanaamudan, A. ; Pathan, N. ; Pamidimukkala, P. Adsorption of Reactive Blue 21 from aqueous solutions onto clay, activated clay, and modified clay. Desalin & Water Treat 52:7-9, (2014) 1589-1599.

[18] Espantaleon, E.A. ;, Nieto, M. ; Fernandez, A., Marsal A. Use of activated clays in the removal of dyes and surfactants from tannery wastewaters. Appl. Clay. Sci 24 (2003) 105–110.

[19]http://www.rme.saint-malo.fr/tarifs-reglement/

[20]Al-Karaghouli A., Kazmerski L. L. Energy consumption and water production cost of conventional and renewable-energy-powered desalination processes. Renewable and Sustainable Energy Reviews 24 (2013) 343–356

[21]Ali A., Tufa R. A., Macedonio F., Curcio E., Drioli E. Membrane technology in renewable-energy-driven desalination. Renewable and Sustainable Energy Reviews 81 (2018) 1–21

[22]Alsehli M., Choi J.-K., Aljuhan M. A novel design for a solar powered multistage flash desalination. Solar Energy 153 (2017) 348–359

[23]Baig H., Antar M. A., Zubair S. M. Performance evaluation of a once-through multistage flash distillation system: Impact of brine heater fouling. Energy Conversion and Management 52 (2011) 1414–1425

[24]Thu K., Kim Y.-D., Amy G., Chun W. G., Ng K. C., A synergetic hybridization of adsorption cycle with the multi-effect distillation (MED. Applied Thermal Engineering 62 (2014) 245-255

[25]Banat F.A., Membrane Distillation for Desalination and Removal of VOCs from water, Thesis University Montreal, Canada, 1994.

[26] EL AMALI, A . BOUGUECHA, S. MAALEJ, M. Experimental study of air gap membrane distillation: Application to geothermal water desalination, *Presented at the conference on Desalination Strategiesin South Mediterranean Countries (2000) sponsored by the European Desalination Society and EcoleNationale d'Ingenieurs de Tunis*

[27] FINDLEY, M.E. Vaporization through porous membranes, Ind. Eng. Chemec. Process Dess. Dev.6 (1967) 226-230.

[28] GORE, D.W. Gore-Tex membrane distillation *in: Proceedings of the 10th Annual Convention of the Water Supply Improvement Association, Honolulu, USA (1982)*.

[29] ANDERSON, S.I. KJELLANDER, N. RODESJO, B. Design and field tests of a new membrane distillation desalination process, *Desalination 56 (1985) 345-354*.

[30] SCHNIEDER, GK. VAN GASSEL, T.J. Membrane distillation, *Chem. Eng. Technol. 56 (1984) 514-521*.

[31] EL-BOURAWI, M.S. DING, Z. MA, R. KHAYET, M. A framework for better understanding membrane distillation separation process, *Journal of Membranes Sciences, 285 (2006) 4-29*.

[32] KHAYET, M. MATSUURA, T. Preparation and characterization of polyvinylidene fluoride membranes for membrane distillation, *Ind. Eng. Chem. Res. 40 (2001) 5710-5718*.

[33] M. KHAYET, T. MATSUURA, Application of surface modifying macromolecules for the preparation of membranes for membrane distillation, *Desalination 158 (2003) 51-56.*

[34]Feng C., Kai W., Shouguo W., Ziwen X., Pengcheng S. Investigation of the heat pump water heater using economizer vapor injection system and mixture of R22/R600a. International journal of refrigeration 32 (20 09) 509–514

[35] Lawson K. W., Lloyd D.R. Membrane distillation. Journal of Membrane Science 124 (1997) 1-25

[36] COUFFIN, N. Elimination de composés organohalogénés volatils à l'état de traces dans l'eau par distillation membranaire sous vide, *Thèse de Doctorat, INSA Toulouse (2000)*

[37] WIRTH, D. Etude de la distillation membranaire sous vide pour le dessalement d'eau de mer: de l'analyse des mécanismes de transfert à l'optimisation énergétique du procédé, *Thèse de Doctorat,INSA Toulouse (2002)*

[38] González, D. Amigo, J. Suárez , F. Membrane distillation: Perspectives for sustainable and improved desalination. Renewable and Sustainable Energy Reviews 80 (2017) 238– 259

[39]Said, I.A.; Chomiak, T.; Floyd, J.; Li, Q. Sweeping Gas Membrane Distillation (SGMD) for Wastewater Treatment, Concentration, and Desalination: A Comprehensive Review. *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification***2020**, *153*, 107960.

[40]François S., Roy P., *Les Substituts du R22*, Colloque Effet de Serre VII de l'Alliance Froid Climatisation Environnement, Réglementation Fluides Frigorigènes La Fin du R22 & Fluides à Bas GWP, Eurosites Républiques, Paris, 9 octobre 2008

[41]] Gao,L. Zhang, J. Gray,S. and Li, J. "Influence of PGMD module design on the water productivity and energy efficiency in desalination," *Desalination*, vol. 452, no. September 2018, pp. 29–39, 2019, doi: 10.1016/j.desal.2018.10.005.

[42] Tansakul, C. "Procédés hybrides à membranes pour le prétraitement d'eau de mer avant dessalement par osmose inverse," *Thèse*, 2009, [Online]. Available: http://eprint.insa-toulouse.fr/archive/00000305/

[43] LAWSON, K. W.LLOYD, D. R. Membrane distillation, I Module design and performance evaluation using vacuum membrane distillation *Journal of Membrane Science, 120 (1996) 111-121*.

[44] KHAYET, M. MATSUURA, T. Pervaporation and Vacuum Membrane Distillation Processes: Modelling and Experiments, *AICHe J. 50 (8) (2004) 1697-1712*

[45] KHAYET, M. MENGUAL, J.I. ZAKREWSKA-TRZNADEL, G. Direct contact membrane distillation for nuclear desalination. Part II. Experiments with radioactive solution, *Int. J. Nucl. Desalination 56(2006) 56-73*.

[46] IZQUEIRDO-GIL, M.A. GARCIA-PAYO, M.C. FERNANDEZ-PIENDA, C. Air-gap membrane distillation of sucrose aqueous solutions, *Journal of Membrane Science 155 (1999) 291-307*

[47]Wang P., Chung T.-S., Recent advances in membrane distillation processes: Membrane development, configuration design and application exploring /Journal of Membrane Science 474 (2015) 39 – 56

[48] Drioli E., Ali A., Macedonio F. Membrane distillation: Recent developments and perspectives. Desalination 356 (2015) 56–84.

[50]Gao L., Zhang J., Gray S., Li J-D., Experimental study of hollow fiber Permeate Gap Membrane Distillation and its performance comparison with DCMD and SGMD. Separation and Purification Technology

[51]Pangarkar B. L., Deshmukh. S. K. Theoretical and experimental analysis of multi-effect air gap membrane distillation process (ME-AGMD). Journal of Environmental Chemical Engineering 3 (2015) 2127–2135.

[52]Summers E. K., Lienhard V J.H. Experimental study of thermal performance in air gap membrane distillation systems, including the direct solar heating of membranes. Desalination 330 (2013) 300-311.

[53]Alkhudhiri A., Darwish N., Hilal N. A comprehensive review. Desalination 287 (2012) 2–18

[54]Abu-Zeid M.A.E.-R., Zhang Y., Dong H. Zhang L., Chen H.-L., Hou L. A comprehensive review of vacuum membrane distillation technique. Desalination 356 (2015) 1–14.

[55]Buonomenna M.G., Bae J. Membrane processes and renewable energies. Renewable and Sustainable Energy Reviews 43 (2015)1343–1398

[56]Camacho L. M. et al. Advances in membrane distillation for water desalination and purification applications. Water 2013, 5, 94-196; doi:10.3390/w5010094.

[57]Saffarini R. B., Summers E. K., Arafat H. A., Lienhard J. H. Economic evaluation of stand-alone solar powered membrane distillation systems. Desalination 299 (2012) 55– 62

[58]Khayet M. Membranes and theoretical modeling of membrane distillation: A review. Advances in Colloid and Interface Science 164 (2011) 56–88

[59]Ali A., Tufa R. A., Macedonio F., Curcio E., Drioli E. Membrane technology in renewable-energy-driven desalination. Renewable and Sustainable Energy Reviews 81 (2018) 1–21

[60]Nezungai C. D., Majozi T., Optimum synthesis of an electrodialysis framework with abackground process — I: A novel electrodialysis model Chemical Engineering Science 147 (2016) 180 – 188

[61]Hosseini S.R. et al. Cost optimization of a combined power and water desalination plant with exergetic, environment and reliability consideration Desalination 285 (2012) 123– 130

[62]Gude V.G. Desalination and sustainability - An appraisal and current perspective. Water Research 89 (2016) 87-106

[63]Lee J.-G., Kim W.-S. Numerical study on multi-stage vacuum membrane distillation with economic evaluation Desalination 339 (2014) 54–67

[64] HOGAN, P.A, SUDJITO. FANE, A.G. MORRISON,G.L. Desalination by solar heated membrane distillation, *Desalination 81 (1991) 81-90*

[65] BANAT, F. JUMAH, R. GARAIBEH, M. Exploitation of solar energy collected by solar stills for desalination by membrane distillation, *Renewable Energy 25 (2002) 293-305.*

[66] DING, Z. LIU, L. EL BOURAWI, M. MA, S. R. Analysis of a solar-powered membrane distillation system, *Desalination 172 (2005) 27-40*

[67] WANG, X. ZHANG, L. YANG, CHEN, H. Feasibility research of potable water production via solar-heated hollow fibber membrane distillation system, *Desalination 247 (2009) 403-411*

[68] SECAN ET AL. Different methods for modelling adsorption heat transformer powered by solar pond, *Energy Conversion and Management, 48 (724-735)*

[69] WALTON, J. LU, H. TURNER, C. SOLIS, S. HEIN, H. Solar and waste heat desalination by membrane distillation, *Desalination and Water Purification Research and Development Program Report N°81, April 2004, University of Texas at El Paso*

[70] Peuser , F.A. Remmers , K.H. Schanauss, M. installations solaires thermiques conception et mise en oeuvre, (2005).

[71] Gergaud , O. Modélisation énergétique et optimisation économique d'un système de production éolien et photovoltaïque couple au réseau et associe a un accumulateur, école normale supérieure de Cachan, France, (2002).

[72] Quaschning , V. renewable energy and climate, (2010).

[73]Tawfik Hussein, T.A. Estimation of hourly global solar radiation in Egypt using mathematical model, Int. j latest trends Agr. Food Sci, (2) (2) (2012).

[74] Bostan, I. Gheorghe, A. Sobor, V.D. Boston, V. A sochirean,resilient energy systems renewable wind, solar, hydro, (2013).

[75] Jannot, Y. Thermique solaire, Mars 2011.

[76] Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER). Nouvelle carte du rayonnement solaire en Algérie, publié par le CDER, Alger, 2013. < http://www.cder.dz >

[77] Nitsch J. "Potenziale erneuerbarer Energien und ihr Beitrag zur zukünftigen Energieversorgung". Umweltsymposium der Universität Konstanz: Klima und Energie im Spannungsfeld von Risiko und Verantwortung". Konstanz, 19. Juni 2009.

[78] Trieb F, Schillings C, O'Sullivan M, Pregger T, Hoyer-Klick C. "Global potential of concentrating solar power". German Aerospace Centre (DLR); 2009.

[79] Lacas, L. Le guide des énergies douces. Le soleil, la maison solaire, le vent, labiomasse,

[80] Foster, R. Ghassemi, M. Cota, A. solar energy, renewable energy and the environment, (2009).

[81] Soteris, A. kalogirou, solar thermal collectors and applications, progress in energy and combustion science, (30) 231–295 (2004).

[82] Iordanou , G. flat-plate solar collectors for water heating with improved heat transfer for application in climatic, thesis, university of durham, (2009).

[83] Struckmann, F. analysis of a flat-plate solar collector, (2008).

[84] SELLAMI Mohamed Hassen, Etude amélioration des techniques de distillation solaire dans la région sud-est algérien ( ouargla), these , soutenu publiquement 03/02/2014, université kasdi merbah ouargla .

[85] Kaci, k. Belloua, A. Etude et réalisation d'un capteur solaire plan à contact direct eauplaque absorbante configuration ''convexe'' ; Mémoire de PFE Energétique, Université de Blida, 1997.

[86] Fournaison L., *Evolution des Fluides Frigoporteurs*, Revue Générale du Froid & du Conditionnement d'Air, No. 1080, pp. 45-55, janvier-février 2008.

[87]Brian Norton, solar energy thermal technology, (1991).

[88] Garg, H. P. dayal, M. Furlan, G. Sayigh, A. A. M. physics and technology of solar energy volume 1 ,solar thermal applications, proceedings of the international workshop on physics of solar energy, New Delhi, India,(1986).

[89] Pasquetti , R . chauffage de fluides par capteurs solaires a concentration, dossier technique d'ingenieur, (1987).

[90] Lerouge, C. Recherche & Industrie Photovoltaïque (PV) aux Etats-Unis, Science physique, 2006.

[91] Labbe, J. L'hydrogène électrolytique comme moyen de stockage d'électricité pour système photovoltaïque isolés, thèse de doctorat de l'Ecole des Mines de Paris, 21 décembre 2006.

[92] Zouagri, R. 2011-2012. Etude de faisabilité technique et économique des installations solaires thermiques dans un bâtiment. Magister physique, Université HADJ LAKHDAR, BATNA. P: 185.

[93] MESMOUS, N. 2017. Production d'électricité par voie solaire, Energie renouvelable. Faculté d'Electronique et d'Informatique (USTHB). P : 96.

[94] Brahimi, A. 2016. Etude de performances d'un capteur solaire plan à eau, Mémoire de Master 2, Faculté des sciences et technologies Nancy 1, UNIVERSITE DE LORRAINE, CDER de Bouzaréah (Alger). P : 207.

[95] http://www.manicore.com/documentation/serre/fossile.html, accès Avril 2016

[96]Byrne, P. Etude Expérimentale et Simulée d'une Thermofrigopompe de Petite à Moyenne Puissance. In Proceedings of the Colloque les Rendez-Vous du Pôle Cristal; 2009.

[97] Thévenot R., *Essai pour une Histoire du Froid Artificiel dans le Monde*, Editions de l'Institut International du Froid, 1978

[98] Fangtian S., Yitai M. Thermodynamic analysis of transcritical CO2 refrigeration cycle with an ejector. Applied Thermal Engineering 31 (2011) 1184-1189

[99] Morosuk T., Tsatsaronis G. Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids, Energy 34 (2009) 2248–2258

[100] Sarkar J., Bhattacharyya S., Gopal M. R. Optimization of a transcritical CO2 heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, International Journal of Refrigeration 27 (2004) 830–838

[101] Gullo P., Elmegaard B., Cortella G. Advanced exergy analysis of a R744 booster refrigeration system with parallel compression. Energy 107 (2016) 562e571

[102] Kusakari, K., The spread situation and the future view of the CO2 refrigerant heat pump water heater in Japan, 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim, Norway, Keynote speech, 2006.

[103] Neksa P., Rekstad H., Reza Zakeri G. and Arne Schiefloe P. CO2-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results. Int J. Refrig. Vol, 21, No. 3, pp. 172-179, 1998

[104] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ANSI/ASHRAE Standard 34, Designation and Safety Classification of Refrigerants, (2004).

[105]Denis Clodic. Je suis un complet agnostique en matière de fluides! Chaud Froid Performance N°775, Février 2014

[106] Brown J. S., Ph. D., P. E., New, low global warming potential refrigerants. ASHRAE Journal (2009) 22-29

[107]Saitoh S., Dang C., Nakamura Y., Hihara E. Boiling heat transfer of HFO-1234yf flowing in a smooth small-diameter horizontal tube. International Journal of Refrigeration 34 (2011) 1846-1853

[108]McLinden M. O., Kazakov A. F., Brown J. S., Domanski P. A. A thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and tradeoffs for Low-GWP refrigerants, International journal of refrigeration 38 (2014) 80 – 92

[109]Calm J.M., Emissions and environmental impacts from air-conditioning and refrigeration systems, International Journal of Refrigeration 25, pp. 293-305, (2002).

[110]Duminil, M., Histoire et Evolution des Fluides Frigorigènes des Systèmes Frigorifiques à Compression, Revue Générale du Froid & du Conditionnement d'Air, No. 1080, pp. 45-55, janvier-février (2008).

[111] Kaori Heat Treatment Co. Ltd., *Brazed Plate Heat Exchanger, Innovative Concept for CO2 (R744) Application*, December 2008

[112] Yun R., Hwang Y., Radermacher R., *Convective Gas Cooling Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Supercritical CO2/oil Mixture in a Minichannel Tube*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 50, pp. 4796-4804, novembre 2007

[113]Zhao Y., Ohadi M. M., Radermacher R., *Microchannel Heat Exchangers with Carbon Dioxide*, Final report prepared for the Air-Conditioning and Refrigeration TechnologyInstitute, Arlington, Virginie, USA, Ref. ARTI-21CR/10020-01, septembre 2001

[114]Veillette M., *Étude bibliographique sur le fonctionnement et la modélisation de cycles thermiques utilisant du CO2 comme caloporteur*, Laboratoire Thermaus, Université deSherbrooke, juillet 2004

[115]Lorentzen G, *Revival of Carbon Dioxide as a Refrigerant*, International Journal of Refrigeration, Vol. 17, No. 5, pp. 292-301, 1994

[116] STENE, J., Residential CO2 Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating, International Journal of Refrigeration 28, pp. 1259-1265, (2005).

[117]Diaby, A.T.; Byrne, P.; Loulergue, P.; Balannec, B.; Szymczyk, A.; Maré, T.; Sow, O. Design Study of the Coupling of an Air Gap Membrane Distillation Unit to an Air Conditioner. *Desalination***2017**, *420*, 308–317.

[118]Khalifa, A.; Ahmad, H.; Antar, M.; Laoui, T.; Khayet, M. Experimental and Theoretical Investigations on Water Desalination Using Direct Contact Membrane Distillation. *Desalination***2017**, *404*, 22–34.

[119] Diaby, A.T. ; Byrne, P.; Loulergue, P.; Semez, O. ; Maré, T. Etude expérimentale d'une pompe à chaleur pour refroidissement et dessalement simultanés par distillation membranaire. Membranes2021, 11, 725.

[120]Aryapratama R., Koo H., Jeong S., Lee S., Évaluation des performances du module de distillation à membrane à intervalle d'air à fibres creuses avec plusieurs canaux de refroidissement, Dessalement 385 (2016) 58–68.

[121] Essalhi M., Khayet M., Application d'une membrane hydrophobe / hydrophile composite poreuse dans le dessalement par distillation à membrane à intervalle d'air et à intervalle liquide: une étude comparative, Sep. Purif. Technol. 133 (2014) 176–186.

[122]Boubakri, A.; Hafiane, A.; Al Tahar Bouguecha, S. Élimination des nitrates d'une solution aqueuse par distillation sur membrane à contact direct à l'aide de deux membranes commerciales différentes. Dessalement et traitement de l'eau2015, 56, 2723–2730.

[123] Alsaadi, A.S. ; Ghaffour, N.; Li, J.-D. ; Gray, S.; Francis, L.; Maab, H.; Amy, G.L. Modélisation du processus de distillation par membrane à espace d'air : une étude théorique et expérimentale. Journal of membrane science2013, 445, 53–65.

[124] Banat, F.A. Distillation membranaire pour le dessalement et l'élimination des composés organiques volatils de l'eau. 1994.

[125] Martinez-Diez, L. ; Florido-Diaz, FJ ; Vazquez-Gonzalez, M.I. Étude de l'efficacité d'évaporation dans la distillation membranaire. Dessalement1999, 126, 193–198.

[126] Schofield, R. W. ; Fane, A.G. ; Fell, CJD ; Macoun, R. Facteurs affectant le flux dans la distillation membranaire. Dessalement1990, 77, 279–294.

[127] Yun, Y. ; Mar.; Zhang, W.; Fane, A.G. ; Li, J. Mécanisme de distillation par membrane à contact direct pour les solutions de NaCl à haute concentration. Dessalement2006, 188, 251–262.

[128] Irshad, M. ; Yadav, A.; Singh, R.; Kumar, A. Modélisation mathématique et analyse des performances d'un capteur solaire à plaque plate à passage unique. Série de conférences IOP : Science et ingénierie des matériaux 2018, 404, doi : 10.1088/1757-899X/404/1/012051.

[129] Ismail, T. Étude, Réalisation et Simulation d'Un Capteur Solaire. 2016.

[130] Terfai, A. ; Chiba, Y.; Zirari, M.; Bouaziz, M.N. Simulation numérique d'un capteur solaire à plaque plane fonctionnant en mode cycle ouvert d'extraction de chaleur. Dans Actes des progrès de la technologie des énergies vertes et des matériaux : articles sélectionnés du Symposium algérien sur les énergies renouvelables et les matériaux (ASREM-2020) ; Springer, 2021; p. 153–158.

[131] Zelzouli, K. ; Guizani, A.; Sebai, R.; Kerkeni, C. Performances des systèmes solaires thermiques par rapport aux capteurs solaires plats connectés en série. Engineering2012, 04, 881–893, doi : 10.4236/eng.2012.412112.

[132] Koschikowski, J. ; Wieghaus, M.; Rommel, M. Usines de dessalement thermiques solaires basées sur la distillation membranaire. Dessalement2003, 156, 295–304.

[133] Fane, AG ; Schofield, R. W. ; Fell, C.J.D. L'utilisation efficace de l'énergie dans la distillation membranaire. Dessalement1987, 64, 231–243.

[134] de Andrés, M.C. ; Doria, J.; Khayet, M.; Peña, L.; Mengual, J.I. Couplage d'un module de distillation membranaire à un distillateur multieffet pour la production d'eau pure. Dessalement1998, 115, 71–81, doi : 10.1016/S0011-9164(98)00028-9.

[135] Safavi, M.; Mohammadi, T. Dessalement de l'eau à haute salinité à l'aide de VMD. Journal de génie chimique 2009, 149, 191–195.

[136] Alquraish, M.M. ; Mejbri, S.; Abuhasel, KA ; Zhani, K. Enquête expérimentale sur une distillation de membrane d'écart de perméat assistée par l'énergie solaire pilote. Membranes2021, 11, 336.

[137] Gairaa, K. ; Bakelli, Y. Évaluation du potentiel énergétique solaire dans la zone sud algérienne : cas de la région de Ghardaïa. Journal des énergies renouvelables2013, 2013.

[138] Al-Zoubi, H. ; Al-Amri, F.; Khalifa, A.E. ; Al-Zoubi, A.; Muhammad, A.; Ebtehal, Y.; Mallick, TK Un examen complet du processus de distillation par membrane à espace d'air. Dessalement et traitement de l'eau2018, 110, 27–64.

[139] Guillén-Burrieza, E. ; Saragosse, G.; Miralles-Cuevas, S.; Blanco, J. Évaluation expérimentale de deux modules de distillation à membrane à l'échelle pilote utilisés pour le dessalement solaire. Journal of Membrane Science2012, 409, 264–275.

[140] Suárez, F.; Tyler, S.W. ; Childress, A.E. Une étude théorique d'un système de distillation à membrane à contact direct couplé à un bassin solaire à gradient de sel pour la remise en état des lacs terminaux. recherche sur l'eau2010, 44, 4601–4615.

[141] Rahimi-Ahar, Z. ; Hatamipour, MS ; Ahar, L. R. Processus d'humidification-déshumidification de l'air pour le dessalement : un examen. Progrès en sciences de l'énergie et de la combustion2020, 80, 100850.

[142] Zheng, H. Technologie de dessalement de l'énergie solaire ; Elsevier, 2017 ; ISBN 0-12-809422-2.

[143] Ng, K.C. ; Shahzad, MW ; Fils, HS ; Hamed, O.A. Une approche exergétique pour l'évaluation de l'efficacité du dessalement. Appl. Phys. Lett. 2017, 110, 184101

[144] Shahzad, M.W. ; Burhan, M.; Fils, HS ; Oh, SJ ; Ng, K.C. Évaluation des processus de dessalement sur une plate-forme commune : une méthode de rapport de performance universel (UPR). Appl. Thermie. Ing. 2018, 134, 62–67.

[145] Eshoul, N. ; Almutairi, A.; Lamidi, R.; Alhajeri, H.; Alenezi, A. Analyse énergétique, exergétique et économique de l'usine de dessalement d'eau MED-TVC avec et sans préchauffage. Eau2018, 10, 305.

[146] Terzi, R. Application de l'analyse exergétique aux systèmes énergétiques.Appl. Exergie 2018, 109. , http://dx.doi.org/10.5772/intechopen.74433.

[147] Menasri, R. ; Triki, Z.; Nadjib, M.; Hamrouni, B. Analyses énergétiques et exergétiques d'un nouveau système de distillation multi-effets avec compression thermique de vapeur pour le dessalement de l'eau de mer. Traitement de l'eau de dessalement. 2021, 27992, 1–14.

[148] Wang, Q. ; Hum.; Yang, H.; Cao, J.; Li, J.; Su, Y. ; Pei, G. Analyses énergétiques et exergétiques sur les récepteurs solaires paraboliques à structure optimisée dans un système de capteurs solaires thermiques concentrés. Énergie2019, 171, 611–623.

[149] Elan, D. ; Chung, W. (12) Publication de demande de brevet (10).Pub. N° : US 2016 / 0074812 A1. 1, 19, 7 juillet 2016 .

[150] Miladi, R. ; Frikha, N.; Gabsi, S. Analyse exergétique d'une unité de distillation à membrane sous vide à énergie solaire utilisant deux modèles. Énergie2017, 120, 872–883.

[151] Safarini, R.B. ; Summers, EK ; Arafat, H.A.;Lienhard, J.H. Évaluation économique des systèmes autonomes de distillation membranaire à énergie solaire. Dessalement2012, 299, 55–62.

[152] Banat, F.;Jwaied, N. Évaluation économique du dessalement par des unités de distillation à membrane solaires autonomes à petite échelle. Dessalement2008, 220, 566–573.

[153] Cerci, Y. Analyse exergétique d'une usine de dessalement par osmose inverse en Californie. Dessalement2002, 142, 257–266.

[154] Drioli, E.; Curcio, E.; Di Profio, G.; Macédoine, F.; Criscuoli, A. Intégration de la technologie des contacteurs membranaires et des opérations membranaires sous pression pour le dessalement de l'eau de mer. Chim. Ing. Rés. Des.2006, 84, 209-220.

[155] Al-Obaidani, S. ; Curcio, E.; Macédoine, F.; Di Profio, G.; Al-Hinai, H.; Drioli, E. Potentiel de la distillation membranaire dans le dessalement de l'eau de mer : efficacité thermique, étude de sensibilité et estimation des coûts. J. Membre. Sci. 2008, 323, 85–98

[156] Woldemariam, D. ; Martin, A.; Santarelli, M. Sciences appliquées Analyse exergétique des systèmes de distillation à membrane à espace d'air pour les applications de purification de l'eau. Appl. Sci. 2017,7, 301.