

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE Et POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

UNIVERSITE Hassiba ben bouali -Chlef-

FACULTE DES SCIENCES Et sciences de l'ingénieur

Département de Génie des procédés

# Mémoire de Magister

*Spécialité : Génie des Procédés*

*Option : Environnement et énergies renouvelables*

Présenté par

**Larbaoui Karima**

*Thème*

*Analyse de la condensation de vapeur d'eau en présence  
de gaz non condensables dans un système de  
dessalement intégré*

Soutenu le 30 Mai 2009 devant le jury composé de :

M <sup>r</sup> A.OUAGUED	Professeur	U.H.B, Chlef	Président
M <sup>r</sup> S.HANINI	Professeur	U. de Médéa	Examineur
M <sup>elle</sup> KOUADRI MOSTEFALS	M.C.A	U.H.B de Chlef	Examinatrice
M <sup>r</sup> H .MAHMOUDI	M.C.B	U.H.B de Chlef	Examineur
M <sup>r</sup> M. DOUANI	M.C.B	U.H.B. de Chlef	Encadreur

# Table des matières

<i>Remerciements</i> .....	<i>I</i>
<i>Dédicaces</i> .....	<i>II</i>
<i>Symboles</i> .....	<i>III</i>
<i>Liste des figures</i> .....	<i>IV</i>
<i>Liste des tableaux</i> .....	<i>VII</i>
<i>Introduction générale</i> .....	<i>I</i>

## **CHAPITRE I : PROBLEMATIQUE DE LA DISPONIBILITE DE L'EAU POUR L'IRRIGATION DANS LES ZONES CÔTIÈRES ET ARIDES**

I.1 Introduction.....	3
I.2 Coût du dessalement dans le monde .....	5
I.3 L'impact environnemental du dessalement .....	6
I.4. Faisabilité du dessalement à des fins agricoles.....	7
I.4.1. Coût de l'eau dessalée et agriculture .....	8
I.4. 2. Cas de culture à fort rapport économique .....	8
I.5. Généralités sur les procédés de dessalement.....	9
I.5.1. Procédés à membranes .....	9
I.5.1.1.Osmose inverse.....	9
I.5.1.2.Électrodialyse .....	10
I.5.2. Procédés de distillation.....	11

I.5.2. 1. Procédé de distillation par détente successive ou MSF (Multi Stage Flash) .....	11
I.5.2.2. Distillation à multiples effets.....	12
I.5.2.3. Procédé à compression de vapeur (Thermique TVC et Mécanique MVC) .....	13
I.5.3. Autres procédés.....	14
I.5.3.1. Échange d'ions.....	14
I.5.3. Distillation par membrane (MD).....	15
I.6. Procédés de dessalement solaire.....	15
I.6.1. Système indirect.....	16
I.6.1. 1. Association des procédés de distillation à l'énergie solaire.....	17
I.6.1. 1. Distillation à détente successive (MSF) .....	17
I.6.1. 2. Distillation par compression de vapeur .....	17
I.6.1.2. Couplage des procédés membranaires à l'énergie solaire .....	17
I.6. 2. Système direct .....	18
I.6. 2.1. Distillateurs solaires direct à effet de serre .....	18
I.6. 2.2. Distillateurs solaires à simple effet .....	19
I.6. 2.3. Distillateurs solaires à multiples effets .....	19
I.6. 2.4. Serre à distillation solaire .....	22
I.6. 2.4.1. Principe .....	22
Bibliographie.....	23

## **CHAPITRE II : ETUDE DU FONCTIONNEMENT D'UNE SERRE DE**

### **CHAPITRE II : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE DU PHENOMENE DE CONDENSATION EN PRESENCE DES GAZ NON CONDENSABLES**

II.1 Introduction .....	25
II.2.1.1. Condensation en film .....	25

II.2.1.2. Condensation homogène .....	26
II.2.1.3. Condensation en gouttes.....	26
II.2.1.4. Condensation par contact direct.....	27
II.2.1.5. Condensation de mélange de vapeurs formant des liquides immiscibles .....	27
II.3. Analyse théorique de la condensation .....	27
II.3.1. Théorie de NUSSELT .....	28
II.3.3. Corrélations semi empiriques pour la condensation en présence des gaz non condensables .....	35
II.3.3.1. Corrélations pour la condensation à l'intérieur du tube vertical .....	36
• II.3.3.1. Corrélations basées sur le facteur de dégradation (f).....	36
• II.3.3.2. Corrélations basées sur les nombres adimensionnels.....	37
Bibliographie.....	40

## **CHAPITRE III: MODELISATION DES ECHANGES THERMIQUES EN PRESENCE DES GAZ NONCONDENSABLES**

III.I. Etude du fonctionnement d'une serre de production d'eau douce (SWG).....	43
III.1.1.1 Introduction.....	43
III.1.2. Description du procédé .....	44
III.1.2.1. Description de l'humidificateur (Evaporateur).....	46
III.1.2.2. Description du déshumidificateur (Condenseur) .....	46
III. 2. Études théoriques de la condensation en présence de gaz non condensables .....	47
III 2.1 Transfert de chaleur et de matière à l'interface gaz- liquide. ....	48
III 2.2 Modélisation de l'écoulement dans le film condensât.....	50
III.3. Effet de l'échange thermique sur l'intensité de transfert de matière .....	54
III.4. Algorithme de calculs du système de condensation.....	56
III.5. Organigramme de calculs du système de condensation.....	58
III .6. Acquisition des données physiques du système.....	60

III 6.1. Propriétés thermo physiques de l'eau .....	60
III 6. 1.1 Chaleur latente de vaporisation .....	60
III 6. 1.2 Tension de vapeur .....	60
III 6. 1.3 Densité .....	60
III 6. 1.4 Viscosité .....	61
III 6. 1.5 Conductivité thermique .....	61
III 6. 1.6 Nombre de Prandtl .....	61
III 6.2.4. Chaleur spécifique.....	62
III 6.2. Propriétés thermo physiques de l'air.....	62
III 6.2.1. Conductivité thermique .....	62
III 6.2.2 Viscosité .....	62
III 6.2.3.Densité .....	62
III 6.2.4. Chaleur spécifique .....	62
Bibliographie.....	63
 <b>CHAPITRE IV: SIMULATION DU FONCTIONNEMENT DU CONDENSEUR</b>	
IV-1. Concept de degrés de liberté à un échangeur de chaleur.....	65
IV.1.1. Principe de la méthode .....	65
IV.1.2. Application du concept à l'analyse du condenseur .....	66
IV.2. Identification des paramètres opératoires.....	67
IV.3 - Résultats et discussions.....	68
IV.3 .1. Effet de l'humidité absolue.....	68
IV.3 .1.1. Influence de l'humidité absolue sur le débit du condensât.....	68
IV.3 .1. 2. Influence de l'humidité absolue sur le coefficient de condensation.....	69
IV.3 .1. 3. Influence de l'humidité absolue sur l'efficacité du condenseur .....	70
IV.3 .1. 4. Influence de l'humidité absolue sur la température du réfrigérant à la sortie .....	71
IV.3 .1. 5. Influence de l'humidité absolue sur la température de la paroi extérieure...72	

---

IV.3 .2. Effet de la température de bulbe sec.....	72
IV.3 .2.1. Influence de la température de bulbe sec sur le débit du condensât.....	72
IV.3 .2.2. Influence de la température de bulbe sec sur l'efficacité du condenseur.....	73
IV.3.2.3. Influence de la température de bulbe sec sur le coefficient de condensation	74
IV.3.4. Effet de l'angle d'inclinaison sur le coefficient et le débit de condensation .....	75
IV.3.5. Influence de la pression de fonctionnement sur l'efficacité énergétique du condenseur	77
IV.3 .6. Effet de la longueur du tube sur le coefficient de condensation .....	78
IV.3 .7. Influence de la température du fluide réfrigérant sur l'efficacité du condenseur .....	79
IV.3 .8. Influence du débit du réfrigérant $m_f$ sur l'efficacité du condenseur.....	80
IV.3 .9. Influence de la fraction de gaz non condensables sur l'efficacité du condenseur .....	81
Conclusion et suggestions .....	83
<i>Annexe</i> .....	85

# Remerciements

C'est avec l'aide de Dieu que le présent travail est achevé. L'aboutissement de ce mémoire est une grande satisfaction. C'est donc avec un immense plaisir que j'exprime mes profondes gratitudee aux quelques personnes qui ont contribué, directement ou indirectement, à la réussite de ce travail dont les conseils et les encouragements ont été précieux durant sa réalisation.

J'adresse mes remerciements les plus vifs et les plus chaleureux à mon directeur de mémoire Monsieur à M<sup>r</sup>. M DOUANI pour la confiance qu'il m'a témoignée en me proposant ce sujet de thèse et pour l'encadrement. Je tiens à remercier :

- Monsieur M<sup>r</sup> H .MAHMOUDI pour son assistance sans faille,
- Monsieur M<sup>r</sup> A .ABENE,
- Monsieur M<sup>r</sup> L. LOUKARFI,

Mes remerciements vont également aux membres du jury de thèse qui ont accepté de consacrer leur temps à l'évaluation de ce travail et qui m'ont fait l'honneur d'assister à ma soutenance.

Je tiens à remercier et à exprimer mes profondes reconnaissances à nos professeurs :

Monsieur DENAI, BEN SEBIA, ABDI, LABBACI, DJAFER, MAHMOUDI, OUAGUED, ACHOUR, BETAHER, DOUAOUI, MOUDJEBER.

Melle KOUADRI et HANINI...

Je voudrais remercier tous les enseignants et enseignantes que j'ai connus tout au long du cycle de mes études.

Je tiens enfin à remercier tous ceux qui ont collaboré de près ou de loin à l'élaboration de ce travail. Que tous ceux –ci se reconnaissent et acceptent mes humbles remerciements.

K.Larbaoui

# *Dédicaces*

*Je dédie le présent travail :*

*A mes parents qui m'ont aidé pour tracer ma vie afin qu'elle fleurisse pour moi,*

*A mes frères, Salim, Arbi, Djelloul,*

*A mes frères Mohamed, Kamel et leurs femmes Zohra et Sabah, et les petites :Nacer Allah ,  
Ishaq et Aya .*

*A mes cousins, mes cousines et leurs enfants,*

*A mes amis et mes sœurs fi ALLAH : Karima , Fatiha , Siham, Djamila, Batoul, Aicha , Amina ,  
Safia , Amel , Houria ,Zhor, Sakina, Radia, Najdma, Naima ,Samira, Malika, Saida  
,Zahra, Zahira,Rabiaa,.....*

*A tous les étudiants et les étudiantes du département de génie des procédés.*

*A tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin à réaliser ce travail,*

*A mes enseignantes : F.Bouaalili et Belahdji,*

*Merci enfin à tous les enseignants qui n'ont épargné aucun effort pour ma formation durant tout mon cycle d'études,*

*A Tous mes amis qui ont toujours su me soutenir.*

*K. Larbaoui*



# Symboles

Symboles	Signification	Unité
Cp	Chaleur spécifique	[J/kg.K]
d	Diamètre	[m]
D	Coefficient de diffusion	[m <sup>2</sup> /s]
f	Coefficient de frottement.	[--]
G <sub>∞</sub>	Densité du flux massique de mélange	[kg/m <sup>2</sup> s]
g	Accélération de la pesanteur	[m/s <sup>2</sup> ]
h	Coefficient de transfert thermique	[W/m <sup>2</sup> K]
h <sub>m</sub>	Coefficient de transfert de masse	[mol /m <sup>2</sup> s]
H <sub>fg</sub>	Chaleur latente de la vaporisation,	[J /kg]
L	Longueur du tube	[m]
m		
m''	Débit massique	[ kg/s ]
M	Densité du flux massique	[kg/m <sup>2</sup> s]
Nu	Poids moléculaire	[g/mol]
N <sub>v</sub>	Nombre de Nusselt, $hL/\lambda$	[--]
N <sub>E</sub>	Nombre des variables.	[--]
N <sub>D</sub>	Nombre d'équations indépendantes.	[--]
Pr	Nombre de degré de liberté.	[--]
q	Nombre de Prandtl,	[--]
Re	Flux de la chaleur	[W]
Sc	Nombre de Reynolds	[--]
Sh	Nombre de Schmidt $\mu / \rho D$	[--]
St	Nombre de Sherwood, $h_m L / \rho D$	[--]
T	Nombre de Stanton $Nu / (Re.Pr)$	[--]
U	Température	[K]
y	Vitesse du condensât	[ m / s ]
y*	Fraction massique	[--]
Y	Fraction de masse de référence	[--]
	Humidité absolue (Kg d'eau / Kg de l'air)	[--]

Symboles grecs	Signification	Unité
$\lambda$	Conductivité thermique	[W/m K]
$\mu$	Viscosité dynamique	[Pas.s]
$\rho$	Masse volumique	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\Gamma$	Débit massique du condensât par unité périmètre,	[kg/m]
$\beta$	Facteur de correction	[--]
$\tau$	Contrainte de cisaillement interfacial	[N/m <sup>2</sup> ]
$\delta$	Epaisseur de film du condensât,	[m]
$\eta$	Efficacité du condenseur	[--]

## Indices :

nc	Gaz noncondensable
f :	Film
l :	Liquide
g :	Gaz
G :	Global
p :	Paroi
i :	Interface de liquide/gaz
in :	Intérieur
b :	Bulb
mél :	Mélange
x :	Local
o :	Sans aspiration
tot:	Total
v:	Vapeur
conv :	Convection
cond :	Condensation
lam :	Laminaire
tur :	Turbulent
ref :	Référence
sat :	Saturation
ext :	Extérieur
eff :	Efficacité
e :	Entrée
s :	Sortie

# Liste des figures

<b>Figure. I.1</b> : Carte des besoins prévisionnels en eau pour 2025 .....	3
<b>Figure I.2</b> : Schéma de répartition des procédés de dessalement .....	5
<b>Figure I.3</b> : Schéma d'une serre de production agricole horticulture .....	8
<b>Figure I.4</b> : Principe du dessalement par osmose inverse .....	9
<b>Figure I.5</b> : Procédé de dessalement d'électrodialyse .....	10
<b>Figure I.6</b> : Schéma du procédé de détentes successives (MSF) à 4 étages .....	12
<b>Figure I.7</b> : Schéma du procédé distillation à multiples effets (3 effets) .....	13
<b>Figure I.8</b> : Schéma du procédé dessalement par compression mécanique de vapeur .....	14
<b>Figure.I.9</b> : Schéma typique d'un procédé d'échange d'ions .....	15
<b>Figure. I.10</b> : Distinction entre procédés de dessalement solaire .....	16
<b>Figure.I.11</b> . Schéma d'un distillateur à effet de serre .....	19
<b>Figure. I. 12</b> : Schéma du distillateur solaire à simple effet (capteur plan) .....	19
<b>Figure I.13</b> : Schéma du distillateur solaire à multiples effets (capteur plan) .....	20
<b>Figure I.14</b> : Schéma d'un distillateur solaire avec un capteur à concentration .....	20
<b>Figure .I.15</b> : Principe de la serre couplée à un système de dessalement solaire intégré.	21
<b>FigureII.1</b> : Profils de vitesse et de température dans le condensât sur une plaque verticale .....	26
<b>FigureII.2</b> . Condensation homogène .....	26
<b>Figure.II.3</b> : condensation en gouttes .....	26

<i>Figure. II. 4 : Condensation par contact direct .....</i>	<i>27</i>
<i>Figure.II. 5 : Condensation formant des liquides immiscibles .....</i>	<i>27</i>
<i>Figure.II.6 : Influence de l'air sur le rapport <math>q_{nc}/q</math> .....</i>	<i>30</i>
<i>Figure. II.7. Transfert de chaleur lors de la condensation.....</i>	<i>31</i>
<i>Figure II.8 : Variation théorique de la contribution du phénomène de conduction au coefficient de transfert total.....</i>	<i>33</i>
<i>Figure II.9 : Impact de la concentration de l'hélium sur le coefficient de transfert thermique.....</i>	<i>34</i>
<i>Figure II.10 : Prévion théorique du flux thermique échangé <math>\frac{q}{q_{Nusselt}}</math> .....</i>	<i>34</i>
<i>Figure II. 11: Prévion théorique du taux de transfert de la chaleur en fonction du sous refroidissement de la paroi.....</i>	<i>35</i>
<i>Figure.III.1 : Production de concombres à Mascate avec succès tout au long des mois d'été les plus chauds. Serre chaude (mai 2005) .....</i>	<i>43</i>
<i>Figure III.2:Schéma de fonctionnement de serre.....</i>	<i>45</i>
<i>Figure.III.3: Schéma d'un évaporateur renforcé par bio-minéralisation de CaCO<sub>3</sub> et d'un condenseur formé des tubes en polythène .....</i>	<i>46</i>
<i>Figure III.4: Schéma du condenseur de la serre.....</i>	<i>46</i>
<i>Figure. III.5 : Modèle physique de l'écoulement du condensât dans un tube vertical en film tombant.....</i>	<i>48</i>
<i>Figure III.6 : Organigramme de calcul énergétique d'un condenseur dans un SWGH...58</i>	
<i>Figure IV.1 : Schéma standard d'un échangeur de chaleur.....</i>	<i>66</i>
<i>Figure IV.2: Influence de l'humidité absolue de l'air ambiant sur le débit du condensât ....68</i>	
<i>Figure IV.3: : Influence de l'humidité de l'air ambiant sur le coefficient de condensation <math>h_{cond}</math>.....</i>	<i>69</i>
<i>Figure IV.4: Influence l'humidité de l'air ambiant sur l'efficacité du condenseur .....</i>	<i>70</i>
<i>Figure IV.5: Variation l'humidité de l'air ambiant avec la température réfrigérant <math>T_{fs}</math></i>	<i>71</i>
<i>Analyse de la condensation de vapeur d'eau en présence de gaz non condensables dans un système de dessalement intégré</i>	<i>V</i>

<i>Figure IV.6: Variation l'humidité de l'air ambiant avec la température de la paroi <math>T_p^{Ext}</math> ...</i>	72
<b>Figure IV.7 :</b> <i>Influence de la température de bulbe sec sur le débit du condensât.....</i>	73
<b>Figure IV.8 :</b> <i>Influence de la température de bulbe sec sur l'efficacité du condenseur .....</i>	74
<b>Figure IV.9 :</b> <i>Influence de la température de bulbe sec sur le coefficient de condensation <math>h_{cond}</math>.....</i>	75
<i>Figure IV.10. Influence de l'angle d'inclinaison sur le coefficient de condensation.....</i>	76
<i>Figure IV.11: Influence de l'angle d'inclinaison sur le débit du condensât.....</i>	77
<b>Figure IV.12.</b> <i>Influence de la pression de fonctionnement sur l'efficacité du condenseur ....</i>	77
<b>Figure IV.13.</b> <i>Influence de la pression de fonctionnement sur le débit du condensât.....</i>	78
<b>Figure IV.14.</b> <i>Influence de la longueur du tube sur le coefficient de condensation.....</i>	79
<b>Figure IV.15 :</b> <i>Effet de la température d'entrée du fluide réfrigérant sur l'efficacité du condenseur.....</i>	80
<b>Figure IV.16 :</b> <i>Effet du débit fluide réfrigérant sur l'efficacité du condenseur.....</i>	81
<b>Figure IV.17 :</b> <i>Effet de la présence des gaz non condensables sur l'efficacité du condenseur.....</i>	82

# Liste des tableaux

**Tableau I.1 : Variation du coût de dessalement avec le procédé exploité au 2006.....6**

*Tableau II.1 : Tableau récapitulatif des conditions de la condensation de vapeur en présence de gaz noncondensables .....39*

**Tableau III.1: Paramètres de conception du prototype serre chaude, Mascate, Oman.....45**

*Tableau III .2: Coefficients utilisé dans le calcul du nombre de Nusselt local de film.....54*

**ملخص:** إن مشكلة تواجـد المياه ذات نوعية مقبولة للقطاعات المتعلقة بالاستعمال المنزلي و الري في المناطق الساحلية الجافة تزداد حدة. إن استغلال مياه البحار و دمج الطاقة الشمسية لتمثل بديلا يستوجب النظر في إمكانية استعماله. إن الدراسات الأولية المرتبطة بتحليل ظاهرة تكثيف بخار الماء علي مستوى السطح الداخلي لحزم من الأنابيب الموضوعه عموديا سمحت لنا بإظهار أهمية مفعول بعض العوامل على مردود الوحدة أهمها : درجة حرارة الهواء الرطب ,نسبة الرطوبة, زاوية الميل بالنسبة للشاقول ,شروط ضغط تشغيل للوحدة الخ. إن تواجـد الغازات الغير قابلة للتكثيف يمثل العقبة التي يستوجب تخطيها ,باعتـماد علي خوارزمية الحساب وبعد إنشاء برنامج بلغة Fortran. وعليه تم التمثيل البياني لنتائج تأثير المتغيرات العملية علي تدفق الماء المكثف ,معامل التبادل الحراري الكلي ومردود جهاز التكثيف.

وفي شروط التوظيف المستمر , نشي إلي أن رطوبة الهواء , درجة حرارة سائل التبريد , درجة حرارة الهواء الرطب وطول الأنبوب يؤثران إيجابا .في حين أن ارتفاع كمية الغاز الغير قابل للتكثيف , تدفق سائل التبريد وزاوية الميل يؤثران سلبا علي كمية الماء العذب الناتج بواسطة هذا الجهاز.

**الكلمات المفتاحية:** تكثيف , غاز غير قابل للتكثيف , بخار الماء , المحاكاة , بيت بلاستيكي لتحلية مياه البحر.

## Résumé :

Le problème de la disponibilité de l'eau avec des qualités exigées aussi bien pour la consommation domestique que pour l'irrigation dans les régions côtières arides continue à se poser avec une acuité croissante. Ainsi, l'exploitation de l'eau de mer avec l'énergie solaire comme source d'énergie constitue une alternative. C'est dans cette optique que nous avons proposé une installation destinée à la production de l'eau douce par l'entremise d'une série d'évaporateur et de condenseur. En effet, c'est après analyse bibliographique et développement du phénomène de la condensation dans un faisceau de tubes disposés verticalement, nous avons développé un modèle incluant une série de paramètres de fonctionnement ( $T_b$ ,  $Y$ ,  $\theta$ ,  $L$ ,  $P$ ,  $m_f$ ,  $T_{fe}$ ). La présence de gaz non condensables a été la difficulté majeure à surmonter. Sur la base d'un algorithme de calculs et moyennant un programme rédigé en langage ForTran, les résultats de l'influence des variables opératoires de conception sur le débit de condensat, le coefficient d'échange par condensation et l'efficacité du condenseur ont été représenté graphiquement.

En régime permanent, on note que l'humidité de l'air, la température du fluide réfrigérant, la température de bulbe sec et la longueur du tube contribuent positivement. Néanmoins, l'angle d'inclinaison du tube, présence de gaz non condensables, débit du fluide réfrigérant affecte négativement la performance de production d'eau douce.

**Mots clés :** Condensation, gaz non condensable, vapeur d'eau, serre de dessalement, simulation.

## Abstract:

The problem of the water availability with good quality as well for the domestic consumption as for irrigation in the arid inshore areas continues to arise with an increasing acuity. Thus, the exploitation of sea water with solar energy as source constitutes an alternative. In this work, we proposed an installation for production of fresh water via an evaporator-condenser chain. Indeed, after bibliographical analysis and development of the condensation phenomenon in a tube bank arrayed vertically, we developed a model including a series of operating parameters ( $T_b$ ,  $Y$ ,  $\theta$ ,  $L$ ,  $P$ ,  $m_f$ ,  $T_{fe}$ ). The presence of non condensable gas has been the major difficulty to overcome in modelling phase. On the basis of calculation algorithm and program written in language ForTran, the results of the influence of the operating variables on the condensate mass flow, the coefficient of heat transfer by condensation and the effectiveness of the condenser were graphically represented.

In steady state, we note that the air humidity, the temperature of the fluid cooling, the temperature of dry bulb and the length of the tube contribute positively. Nevertheless, the angle of inclination of the tube, the presence of non condensable gas, the mass flow of the fluid cooling affects negatively the installation performance for fresh water production.

**Key words:** Condensation, non condensable gas, steam, greenhouse of desalination, simulation.



# **Introduction générale**



## **Introduction générale:**

L'agriculture représente 70% de la consommation mondiale en matière d'eau douce.

Compte tenu des phénomènes d'évaporation qui sévissent dans les régions arides, ce taux s'élève jusqu'à 90%. Cette carence se répercute négativement sur le développement des différents secteurs de l'agriculture. Le problème se pose avec beaucoup plus d'acuité dans les années à venir si on remarque que les poussées démographiques sont particulièrement concentrées dans les zones pauvres où la malnutrition est le souci majeur des pouvoirs publics à l'échelle planétaire.[II.1]

Cette situation continue à mobiliser les chercheurs de par le monde en essayant de proposer des solutions qui s'adaptent à des problèmes posés localement, sans pour autant tenir compte des difficultés propres à chaque pays. Naturellement, la gestion financière et la rentabilité des procédés proposés constituent une tare que le pouvoir public arrive difficilement à endiguer.

En exploitant le phénomène de la faible transpiration des serres de dessalement, la production de l'eau à usage domestique a conduit à des résultats assez probants, en utilisant le procédé de distillation solaire. Récemment, **Paton et al [II.1]** ont passé en revue un certain nombre d'approches relatives à la distillation solaire tout en accordant une importance particulière aux procédés impliquant le cycle de l'humidification et de la déshumidification de l'air humide. Ils ont noté que l'exploitation de ces procédés dans le domaine de l'agriculture est un événement scientifique nouveau avec des retombées économiques fort intéressantes.

Pour l'analyse de la faisabilité d'un tel procédé, le travail initié par ce mémoire comprendra une analyse de la problématique de la disponibilité de l'eau dans les zones arides. Cette approche vise l'exploitation de l'eau de mer pratiquement impropre à toute utilisation à des fins agricoles ou autres.

C'est dans cette partie qu'on abordera l'aspect comparatif entre les différents procédés du point de vue économique et leur impact sur l'environnement.

Pour une meilleure gestion, l'étude théorique du condenseur et l'application du modèle de Nusselt sont à la base de tout le calcul ; il fera l'objet du deuxième chapitre. On envisage l'analyse de l'influence des différentes variables (composition en gaz non condensables, pression de fonctionnement, longueur du tube, température de bulbe sec.....etc) sur le coefficient d'échange par condensation.

Dans la troisième chapitre, on notera la possibilité de recourir, technologiquement, à des procédés exploitant l'énergie solaire pour l'évaporation de l'eau de mer. C'est dans cet objectif qu'on présentera les conditions de fonctionnement d'une installation de production de l'eau douce destinée à l'usage agricole.

La conception d'un tel procédé et l'analyse de sa faisabilité méritent l'étude de l'impact des différentes grandeurs expérimentales sur le débit d'eau douce. En effet le condenseur constitue l'élément principal de toute l'installation et sa performance conditionne la rentabilité du procédé.

Ce chapitre sera consacré aussi sur la modélisation des échanges thermiques dans le procédé en présence de gaz non condensables. Une analyse détaillée de la condensation met en évidence le transfert croisé de matière et de chaleur entre deux phases. Pour alléger notre étude, on fera recours à l'analogie d'échange. Le chapitre est couronné par la présentation des données physiques de l'eau sous ses deux états ainsi que les données physiques de l'air.

Afin de visualiser les différentes étapes, on note un algorithme assez succinct pour le dimensionnement du condenseur. Il sera à la base de la simulation et de l'analyse de l'influence des grandeurs caractéristiques de l'air.

Le dernier chapitre est de toute évidence réservé à la simulation où on introduit le concept de degrés de liberté pour dégager le nombre de variables de conception. Leur impact fera l'objet d'une discussion détaillée.

En définitive, on parachèvera le travail par une conclusion suivie d'un ensemble de suggestions.

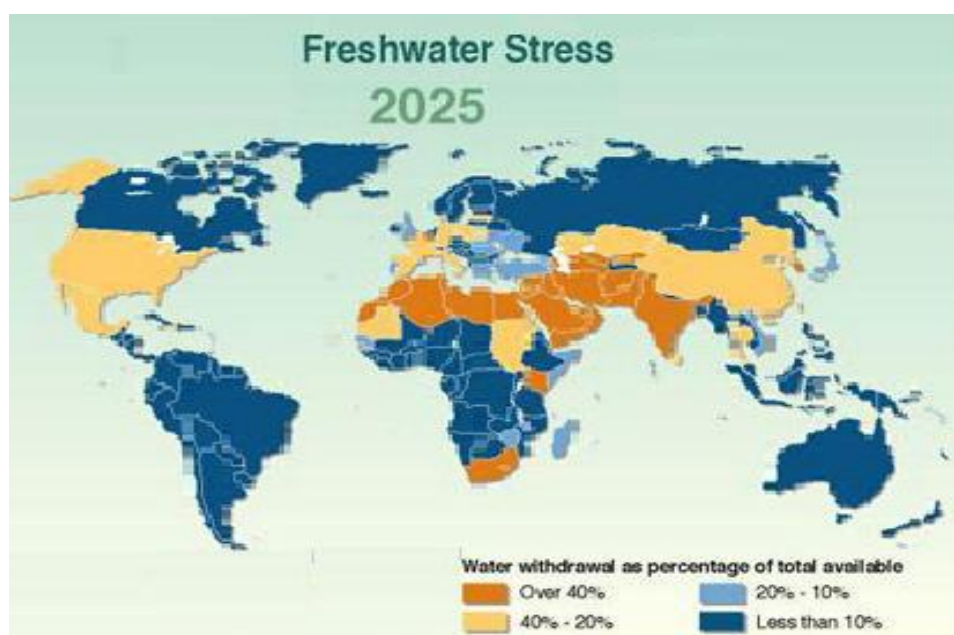


# Chapitre I:

Problématique de la disponibilité de l'eau  
pour l'irrigation dans les zones  
côtières et arides

## **I.2. Introduction**

De nombreuses régions de notre planète sont menacées par de graves pénuries d'eau, notamment, pour l'agriculture irriguée dans les zones arides et semi-arides des pays disposant de peu de ressources en eau. Face à ce problème majeur du siècle, le dessalement de l'eau de mer se présente comme un moyen industriel fiable de production d'eau douce auquel ont recours de nombreux pays tels que l'Algérie, Maroc, Tunisie..... [I.1].



**Figure I.1 :** Carte des besoins prévisionnels en eau pour 2025[SW1].

En raison de ces faits, le dessalement semble être le seul espoir réaliste pour une nouvelle source d'eau. Outre le problème de la pénurie d'eau, les procédés énergétiques de séparation constituent l'autre facette du problème. Les procédés de dessalement nécessitent une dépense d'énergie, pour la production de 1 million de m<sup>3</sup> par jour, il faut 27000 tonnes de pétrole [I.2]. En raison des coûts élevés des sources d'énergie conventionnelles qui sont également préjudiciables à l'environnement, les sources d'énergies renouvelables (notamment l'énergie solaire) commencent à gagner plus d'attrait depuis leur utilisation dans les unités de dessalement. Elle permettra d'économiser l'énergie conventionnelle pour d'autres applications et de réduire, par la même occasion, la pollution de l'environnement et de fournir quasi gratuitement, en continu, un moyen de préservation et d'entretien de sources d'énergie [I.3].

Le dessalement de l'eau de mer est une technologie bien établie pour l'approvisionnement en eau et constitue la principale source d'eau potable dans les pays du Golfe où les coûts de l'énergie nécessaire à ce procédé sont peu onéreux. Les eaux saumâtres

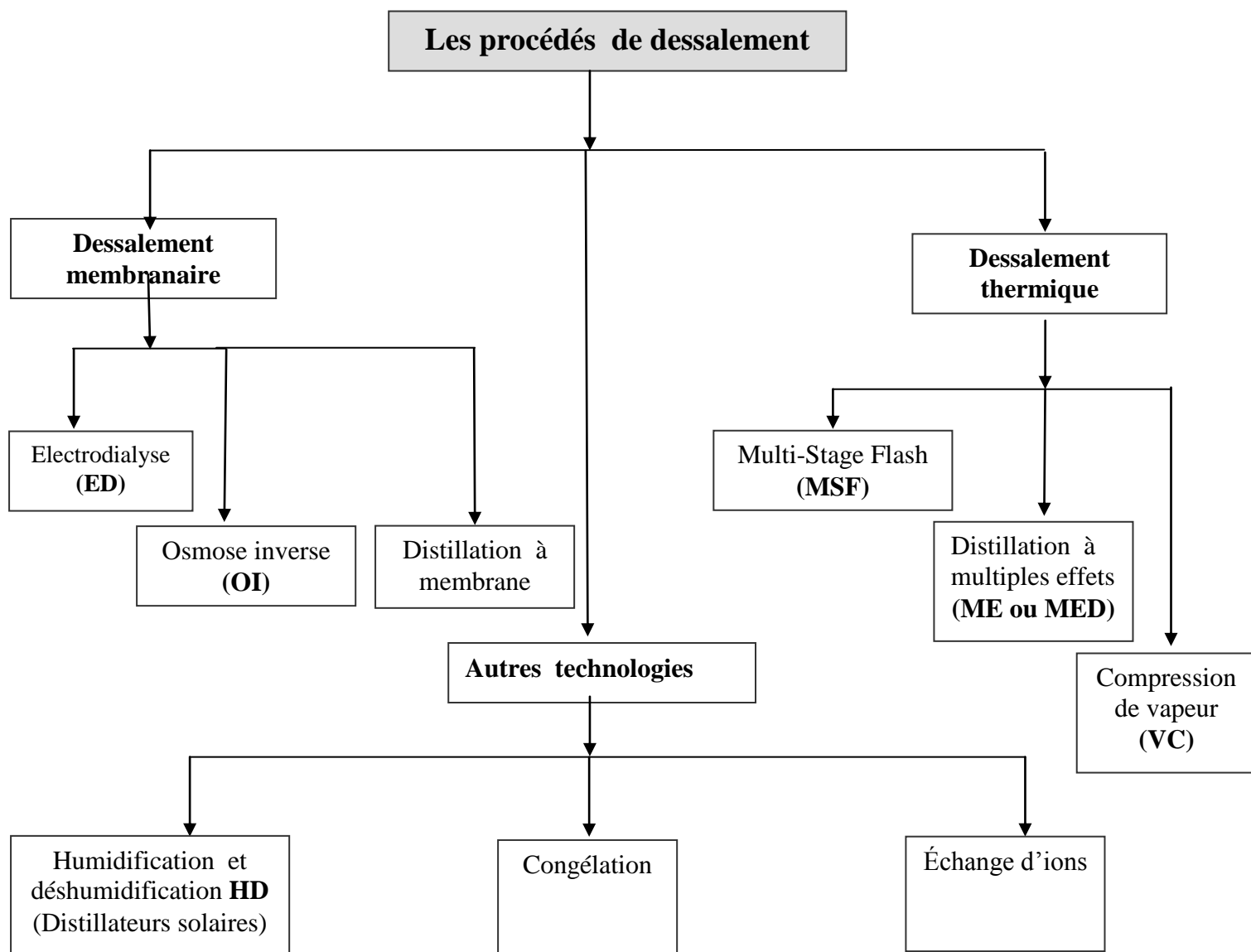
et l'eau de mer dessalées sont également employées dans certains pays pour l'irrigation des cultures à fort rapport économique.

Le dessalement de l'eau peut également s'avérer essentiel dans les situations d'urgence, lorsque les réserves d'eau subissent des infiltrations d'eau salée, à la suite, par exemple, de marées salines, comme cela c'est dramatiquement produit lors des récents tsunamis en Asie du Sud et du Sud-Est. Le dessalement de l'eau peut alors être le procédé déterminant pour la fourniture aux populations concernées par l'eau potable à usage domestique [SW2].

Aujourd'hui, il existe dans le monde près de 13 600 unités de dessalement, réparties sur 120 pays qui produisent près de 40 millions de m<sup>3</sup> par jour dont 62 % issus de l'eau de mer et 46 % issues des eaux saumâtres. Sur ces 40 millions, 75% sont destinés à l'approvisionnement en eau potable de près de 155 millions d'habitants et 25% à l'usage agricole [I.4].

L'Algérie est entrain d'implanter 43 stations qui seront réalisées à l'horizon 2019, pour répondre aux besoins domestiques nationaux. Les 13 premières unités déjà prêtes. L'objectif tracé à cet effet est de doubler les capacités journalières actuelles qui s'élèvent à 400.000 de m<sup>3</sup> /jour via la société d'investissement Algerian Energy Company (filiale de la Sonatrach et de la Sonelgaz à hauteur de 50% pour chacune) [SW3].

Les procédés de dessalement se répartissent en trois catégories; d'une part les procédés à distillation (qui nécessitent un changement de phase, évaporation/ condensation) et d'autre part les procédés membranaires (filtration) et autres procédés (humidification et déshumidification ...). La figure I.1 représente les principales méthodes de dessalement [I.4].



**Figure I.2** : Schéma de répartition des procédés de dessalement [I.4].

## **I.2. Coût du dessalement dans le monde :**

Les coûts du dessalement subissent d'importantes modifications selon les conditions locales, par exemple, la tarification électrique, les caractéristiques de l'eau à dessaler (fort variables selon le type de mer), la prise d'eau (directe de la mer, puits), la qualité de l'eau exigée, l'incidence des rejets, la concession de l'exploitation, etc.

Nous présentons ci-dessous quelques coûts moyens unitaires du dessalement pour des installations en fonctionnement. Il est à noter que les installations qui emploient les systèmes d'évaporation se trouvent essentiellement dans les pays du Golf [I.4].

**Tableau I.1 :** Variation du coût de dessalement avec le procédé exploité au 2006 [SW8].

Type d'eau	Technologie	Coût (\$/m <sup>3</sup> )
<b>Marine</b>	La technique d'évaporation (MSF)	0,73 - 1,07
	La distillation par effet multiple (MED)	0,51 - 0,70
	La thermo compression par vapeur (TCV)	0,78 - 1,05
	Osmose inverse (OI)	0,38 - 0,78
	Hybride avec cogénération	0,17 - 0,37
<b>Saumâtre</b>	Osmose inverse (OI)	0,17 - 0,37
	L'électrodialyse (ED)	0,19 - 0,35

### **I.3. Impact environnemental du dessalement :**

Le dessalement de l'eau a un impact à la fois positif et négatif sur l'environnement. Le principal effet positif direct est un accroissement des disponibilités en eau. L'impact positif indirect sur l'environnement découle d'une salinisation réduite du sol grâce à une irrigation à base d'eau dessalée par rapport à l'utilisation d'eaux saumâtres.

Les répercussions négatives sur l'environnement peuvent tenir à divers éléments: évacuation de la saumure ou des eaux résiduelles produites par le dessalement; additifs chimiques antiscallants ou anticorrosion; impact visuel au niveau du paysage; bruit; émission de gaz à effet de serre dérivant de la consommation d'énergie; etc. Par ailleurs, l'évacuation de la saumure résiduelle dans les zones côtières ou intérieures n'a pas la même incidence ; l'opération étant plus complexe dans le second cas tandis que les rejets directs dans les régions côtières ont des retombées sur l'écosystème marin.

Bien qu'il existe quelques directives du programme des Nations Unies pour l'environnement (PNUE) concernant les options en matière de technologie et de gestion pour réduire ces effets, l'élaboration de normes et des évaluations complètes de l'impact sur l'environnement (EIE), ainsi qu'une analyse du cycle de vie des techniques, sont néanmoins indispensables. Un contrôle suivi des effluents et des travaux de recherches sur la saumure résiduelle s'impose également, tandis que les effets indirects des émissions de gaz à effet de serre dérivant de la consommation d'énergie doivent être pris en compte dans les évaluations d'impact. Des EIE

doivent encore être intégrées dans les politiques de gestion des pays qui mettent déjà ces techniques en application [SW2].

Ainsi, des efforts doivent être déployés pour développer des technologies qui utiliseraient des sources d'énergie renouvelables de façon plus efficace et rentable afin de fournir de l'eau douce en plus et de développer des technologies de stockage [I.3].

#### **I.4. Faisabilité du dessalement à des fins agricoles :**

L'eau dessalée est trop chère pour la plupart des cultures; elle n'est peut-être abordable que pour les cultures à fort rapport économique, en particulier lorsque les investissements sont subventionnés. Les eaux saumâtres étant moins salines que l'eau de mer ; elles ont la préférence sur cette dernière, le cas échéant, pour le dessalement à des fins de production agricole. Les installations de dessalement situées à proximité du point d'utilisation sont privilégiées pour réduire au minimum les coûts de transfert; Cependant, en termes de fonctionnement et d'entretien, les petites ou moyennes installations tendent à être moins rentables que les grandes installations.

Les programmes de dessalement devraient être complétés par une gestion judicieuse des ressources en eau, avec l'application de meilleures pratiques de gestion de l'eau (méthodes d'irrigation améliorées) et le choix de cultures halophytes appropriées. Il conviendra de déterminer la taille optimale des installations et leur emplacement le plus approprié, tandis que la gestion opérationnelle des petites installations doit être améliorée (automatisation des opérations; connaissance des exploitants agricoles intéressés par le procédé; formation d'opérateurs) [SW2].

##### **I.4.1. Coût de l'eau dessalée et agriculture :**

L'idée de dessalement de l'eau de mer pour irriguer les déserts avec, éventuellement, production céréalière nécessaire à la consommation humaine est souvent évoquée. Nous avons vu que les coûts de dessalements de l'eau de mer ont diminué considérablement et qu'ils se situent actuellement dans les conditions les plus favorables aux environs de 0.60-0.80\$/m<sup>3</sup> [SW2].



#### **I.4. 2. Cas de culture à fort rapport économique :**

Si le coût de l'eau dessalée est trop élevé pour la culture de céréales telle que le blé, il peut permettre la production de produits agricoles à fort rapport économique tels que les légumes (concombres, tomates...), horticulture .....

- Les cours de ces produits sont nettement plus élevés (un facteur de 10 environ, par rapport au blé, soit 1 \$/Kg au lieu de 0.1).
- L'utilisation de technique de cultures (serres conditionnées) et/ ou d'irrigation (goutte à goutte) difficiles à mettre en œuvre pour les céréales permet de réduire considérablement les quantités d'eau nécessaires. La production de concombre par exemple, dans ces conditions nécessite seulement 200 m<sup>3</sup>/t, soit 5 fois moins que pour la production d'une tonne de blé [I.1].



**Figure I.3 :** Schéma d'une serre de production agricole horticulture [SW3]

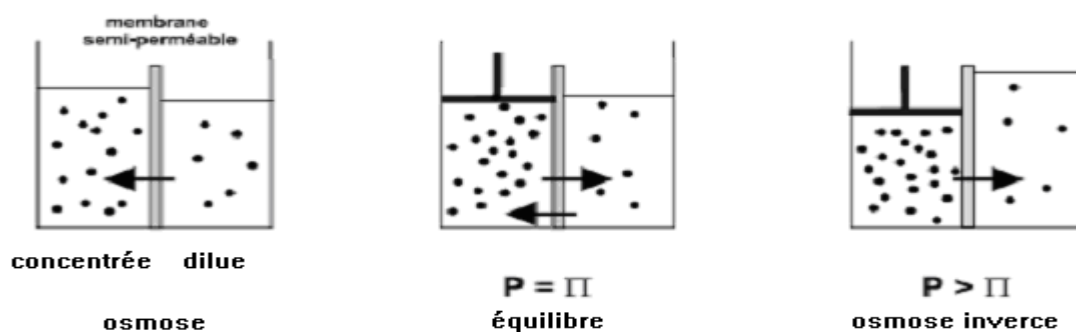
#### **I.5. Généralités sur les procédés de dessalement :**

Les techniques de dessalement les plus courantes sont la distillation thermique pour le traitement de grands volumes d'eau (55 000 m<sup>3</sup>/jour), La capacité de traitement par la technologie des membranes peut être adaptée en fonction de l'usage prévu (les grandes installations ont une capacité supérieure à 5 000 m<sup>3</sup>/jour, celle des installations moyennes se situe entre 500 et 5 000 m<sup>3</sup>/jour, tandis que les petites installations ont une capacité maximale de 500 m<sup>3</sup>/jour) [SW2].

## **I.5.1. Procédés à membranes:**

### **I.5.1.1. Osmose inverse :**

L'osmose inverse (en anglais, reverse osmosis) est un procédé de séparation de l'eau et des sels dissous au moyen des membranes semi-perméables sous l'action de la pression (54 à 80 bars pour le traitement de l'eau de mer). Ce procédé fonctionne à température ambiante et n'implique pas de changement de phases. Les membranes polymères utilisées laissent passer sélectivement les molécules d'eau. La figure ci après montre le dessalement par osmose inverse qui nécessite d'abord un prétraitement très poussé de l'eau de mer pour éviter le dépôt de matières en suspension sur les membranes qui conduirait très rapidement à une diminution des débits produits.



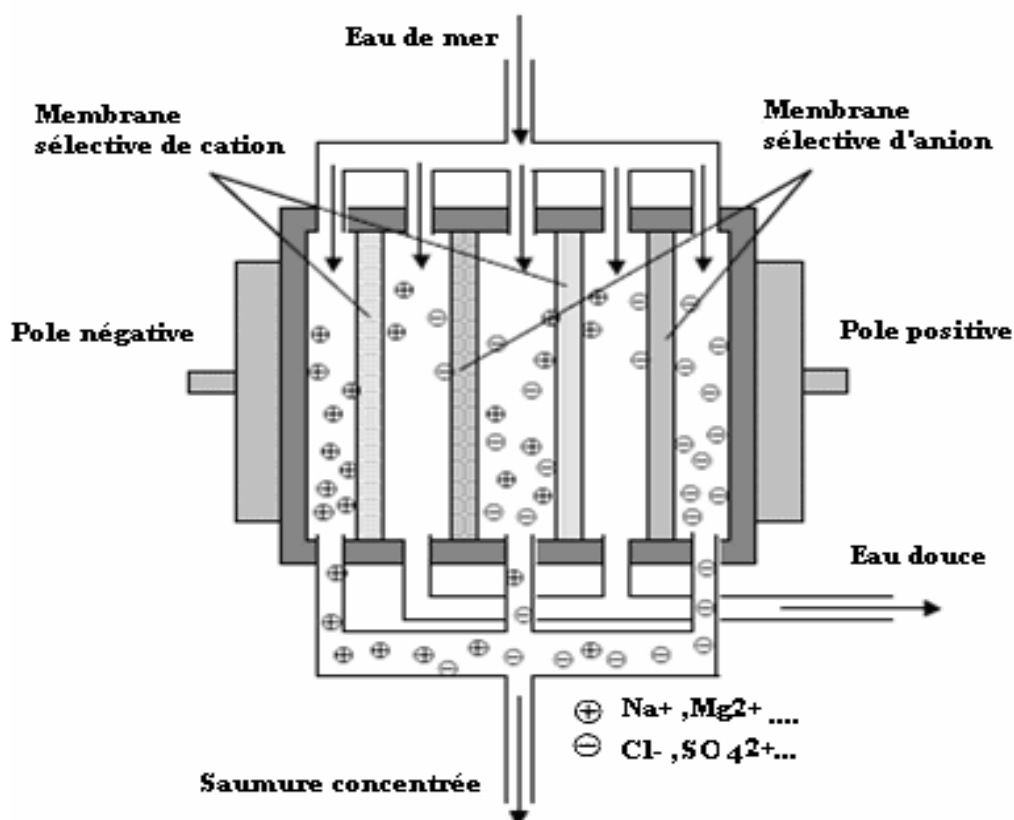
**Figure I .4 :** Principe du dessalement par osmose inverse [SW6].

Dans le procédé d'osmose inverse, la salinité de l'eau produite dépend principalement de la sélectivité de la membrane. On utilise en général des membranes ayant une sélectivité de 99% ce qui permet d'obtenir une eau aux environs de 400 **mg/l** à partir d'une eau de mer à 40**g/l** Dans le cas des eaux saumâtres, la sélectivité des membranes utilisées est plutôt d 90% . On obtient ainsi une eau de salinité comprise entre 100 et 500 **mg/l** lorsque la salinité de l'eau varie entre 1et 5**g/l** [I.1] En terme de capacité de production, l'osmose inverse est le plus grand procédé producteur d'eau douce dans le monde..

### **I.5.1.2. Electrolyse :**

La technique de l'électrodialyse est basée sur la perméabilité des membranes à certains cations ou à certains anions, sous l'action du courant électrique continu, qui fait migrer les ions vers les électrodes.

Les sels sont présents dans l'eau salée, sous la forme d'ions. Etant minéralisée, l'eau passe à travers une cellule d'électrodialyse, les cations seront attirés vers l'électrode négative et les anions à l'électrode positive. Les membranes perméables aux cations permettent le passage des cations exclusivement, tels que le sodium et le calcium. Tandis que les membranes perméables aux anions permettent le passage d'anions tels que le chlorure et sulfate. L'électrodialyse est un système très rentable pour les faibles concentrations. Par conséquent, l'énergie à mettre en jeu dépend de la concentration en sel.



**Figure.I.5 :** Procédé de dessalement par électrodialyse [I.3].

La consommation énergétique pour le dessalement à membrane est faible vis à vis de la distillation, mais les inconvénients majeurs sont la réduction progressive de la perméabilité, et modification de la sélectivité en cas de colmatage des membranes et la durée de vie des

membranes se trouve fortement affectée. Par électrodialyse, il est difficile de points de vue technique et économique d'obtenir une eau déminéralisée ayant une salinité inférieure à 300-400 mg/l. Ce procédé convient donc principalement pour les usages domestiques [I.1].

### **I.5.2. Procédés de distillation :**

Dans les procédés de distillation, il s'agit d'une chauffage de l'eau de mer et vaporisation partielle. La vapeur ainsi produite ne contient pas des sels ; il suffit alors de condenser cette vapeur pour obtenir de l'eau douce. Il s'agit en fait d'accélérer le cycle naturel de l'eau. En effet l'eau des océans s'évapore naturellement, la vapeur s'accumule dans les nuages puis l'eau douce retombe sur terre sous forme des précipitations. L'apport de chaleur et les conditions de son utilisation varient d'un procédé à l'autre.

#### **I.5.2. 1. Procédé de distillation par détente successive ou MSF (Multi Stage Flash) :**

Ce procédé porte son nom du phénomène de "flash" qui s'effectue dans les chambres au fur et à mesure que l'eau passe d'une chambre à l'autre. De grandes villes, telles que Jeddah, en Arabie Saoudite, sont alimentées par ce type d'installations. Ces véritables usines d'eau potable utilisent de la vapeur recyclée provenant généralement de centrales électriques de proximité.

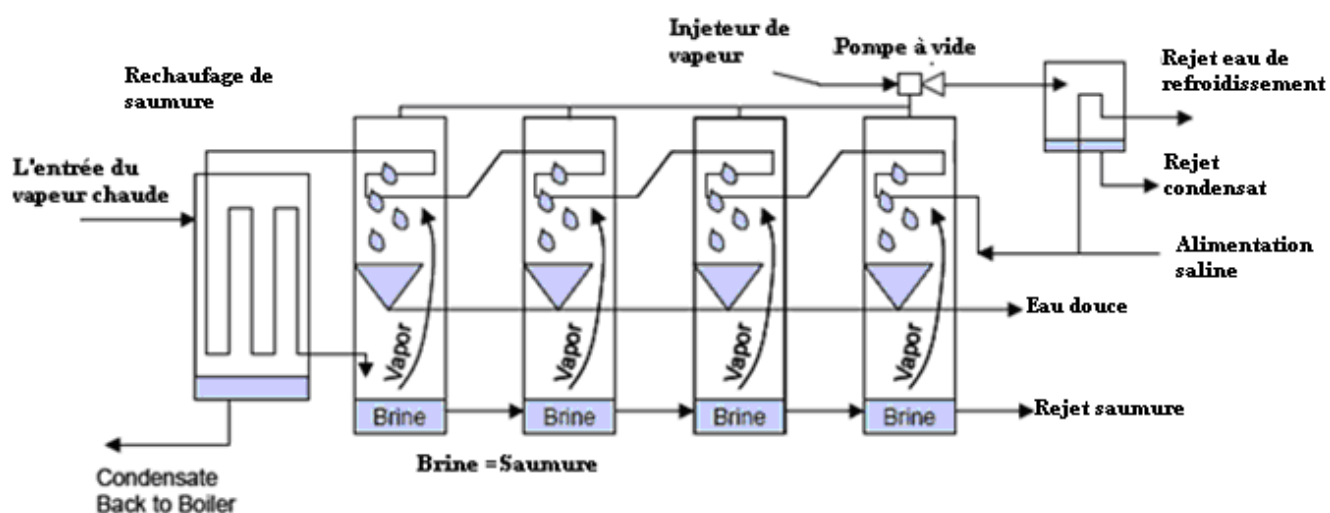
Ce procédé, dit Flash, consiste à maintenir l'eau sous pression pendant toute la durée du chauffage; lorsqu'elle atteint une température de l'ordre de 120°C, elle est introduite dans une enceinte (ou étage) où règne une pression réduite. Il en résulte une vaporisation partielle instantanée par détente appelée Flash. Une fraction de l'eau s'évapore pour se condenser sur les tubes condenseurs placés en haut de l'enceinte, et l'eau liquide est recueillie dans des réceptacles en dessous des tubes (figure I.6). L'eau de mer chaude se refroidit pour fournir la chaleur de vaporisation. L'ébullition s'arrête quand l'eau de mer a atteint la température d'ébullition correspondant à la pression régnant dans l'étage considéré.

Le phénomène flash est reproduit ensuite dans un deuxième étage où règne une pression encore plus faible. La vaporisation de l'eau est ainsi réalisée par détente successive dans une série d'étages où règnent des pressions de plus en plus réduites. On peut trouver jusqu'à 40 étages successifs dans une unité MSF industrielle.

Pour chauffer l'eau de mer jusqu'à 120°C, elle circule d'abord dans les tubes des condenseurs des différents étages en commençant d'abord par le dernier étage où la

température est la plus faible. Elle est alors progressivement préchauffée en récupérant de la chaleur de condensation de la vapeur d'eau. Elle est finalement portée à 120 °C grâce à de la vapeur à une température supérieure à 120°C produite par une chaudière ou provenant d'une centrale de production d'électricité.

L'avantage principal du procédé MSF est que l'évaporation de l'eau de mer ne se produit pas autour des tubes de chauffe puisque le liquide « flashe » ceci limite les risques d'entartrage. L'énergie requise est principalement l'énergie thermique à fournir à la chaudière, Il faut également fournir de l'énergie électrique pour les pompes de circulation de l'eau de mer. Le procédé MSF ne permet pas une flexibilité d'exploitation. Aucune variation de production n'est tolérée, c'est pourquoi ce procédé est surtout utilisé pour les très grandes capacités de plusieurs centaines de milliers de m<sup>3</sup> d'eau dessalée par jour [SW6].



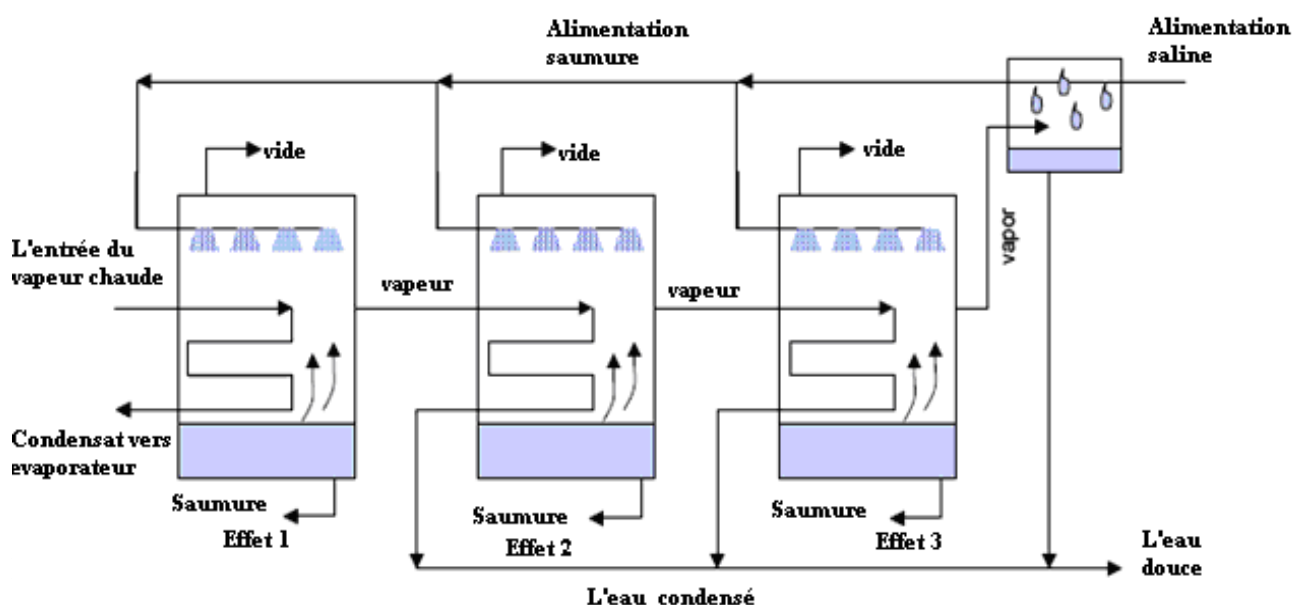
**Figure.I.6** : Schéma du procédé de détentes successives (MSF) à 4 étages [I.5]

### **I.5.2. 2. Distillation à multiples effets (MED) :**

Dans cette catégorie, on distingue deux procédés distincts : les uns utilisent des tubes verticaux, les autres des tubes horizontaux. L'avantage revient aux tubes horizontaux pour une puissance de pompage moindre et un coefficient global d'échange thermique plus important.

Ce procédé est basé sur le principe de l'évaporation partielle, sous pression réduite, de l'eau de mer préchauffée à une température variant entre 70 et 80°C. L'évaporation de l'eau a lieu sur une surface d'échange, contrairement au cas du procédé précédent, où elle est assurée par détente au sein des étages successifs. La chaleur transférée au travers de cette surface est

apportée soit par une vapeur produite par une chaudière, soit par une eau chaude provenant d'un récupérateur de chaleur. La vapeur ainsi produite dans le premier effet est condensée pour produire de l'eau douce dans le 2<sup>ème</sup> effet où règne une pression inférieure, ainsi la chaleur de condensation qu'elle cède permet d'évaporer une partie de l'eau de mer contenue dans le 2<sup>ème</sup> effet et ainsi de suite (figure I.7). Ainsi seule l'énergie nécessaire à l'évaporation dans le premier effet est d'origine externe. La multiplication du nombre d'effets permet donc de réduire la consommation spécifique (énergie/m<sup>3</sup> d'eau douce produite) [SW6].

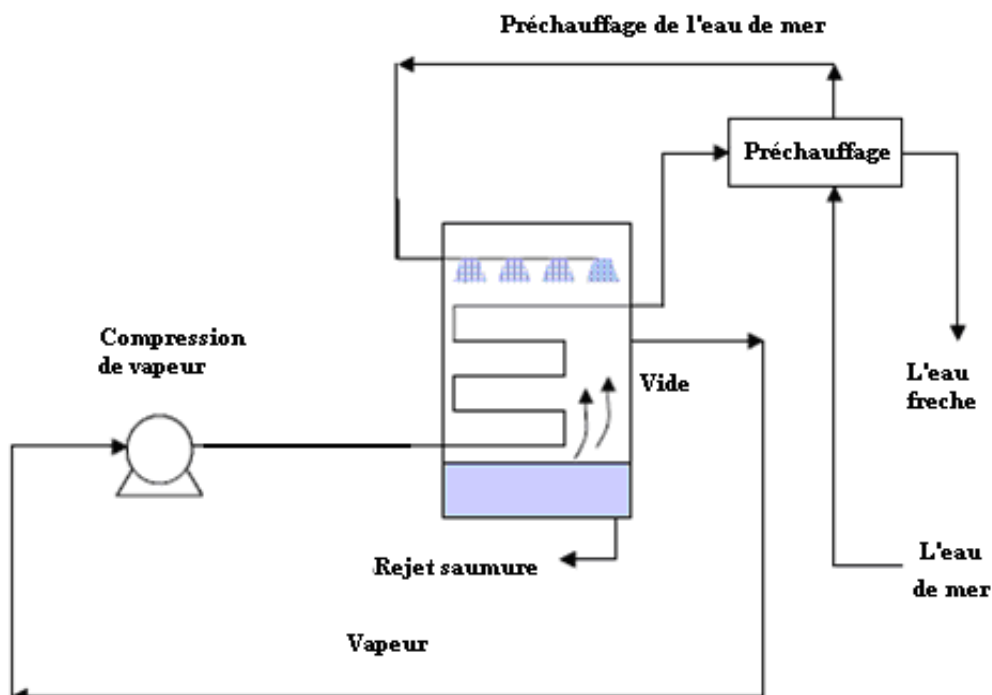


**Figure I.7 :** Schéma du procédé distillation à multiples effets (3 effets) [I.5]

### **I.5.2. 3. Procédés à compression de vapeur (Thermique TVC et Mécanique MVC) :**

On distingue entre procédés à compression mécanique (MVC) et compression thermique (TVC). La vapeur produite dans le dernier effet ou dans l'effet unique est aspirée par un compresseur (Compression mécanique de vapeur, MVC, figure I.8), après compression, la température de saturation de la vapeur, à haute pression, est augmentée. Cette vapeur peut donc être envoyée dans le faisceau tubulaire pour porter à l'ébullition l'eau de mer dans l'évaporateur où règne une pression plus faible en utilisant un éjecteur de vapeur pour TVC. La vapeur, haute pression, est ainsi condensée pour se transformer en eau distillée liquide et le cycle se reproduit avec la vapeur produite par l'évaporation partielle de l'eau de mer [SW6].

Les unités MVC sont destinées pour de petites unités jusqu'à environ 3.000 m<sup>3</sup>/jour tandis que les unités de TVC peuvent s'étendre dans la taille à 20.000 m<sup>3</sup>/jour. L'efficacité thermique des systèmes de TVC est augmentée en ajoutant les étapes additionnelles. Ainsi, l'avantage principal est la possibilité d'adjoindre des effets au système MVC afin d'augmenter sa capacité de production.



**Figure.I.8:** Schéma du procédé dessalement par compression mécanique de vapeur [I.5]

### **I.5.3. Autres procédés :**

#### **I.5.3.1. Échange d'ions :**

Un échangeur ionique à lit poreux est un matériau constitué de résines synthétiques qui ont la capacité d'échanger des ions avec ceux de la minéralisation des eaux dès leur contact dans le lit. Les lits, comme le montre la figure I.9, sont disposés en série de sorte que l'eau minéralisée passe par l'échangeur de cations en premier, puis grâce à l'échangeur d'anions, les anions sont éliminés dans l'échangeur d'anions. Les cations sont récupérés de l'eau minéralisée. Dans l'échangeur d'anions, les anions sont tirés de l'eau avec restitution des ions d'hydroxyde. L'inconvénient est lorsque les résines atteignent la saturation, elles perdent leur capacité d'élimination d'ions et elle doit être régénérée pour rétablir ses propriétés d'échange d'ions initiales [SW6].

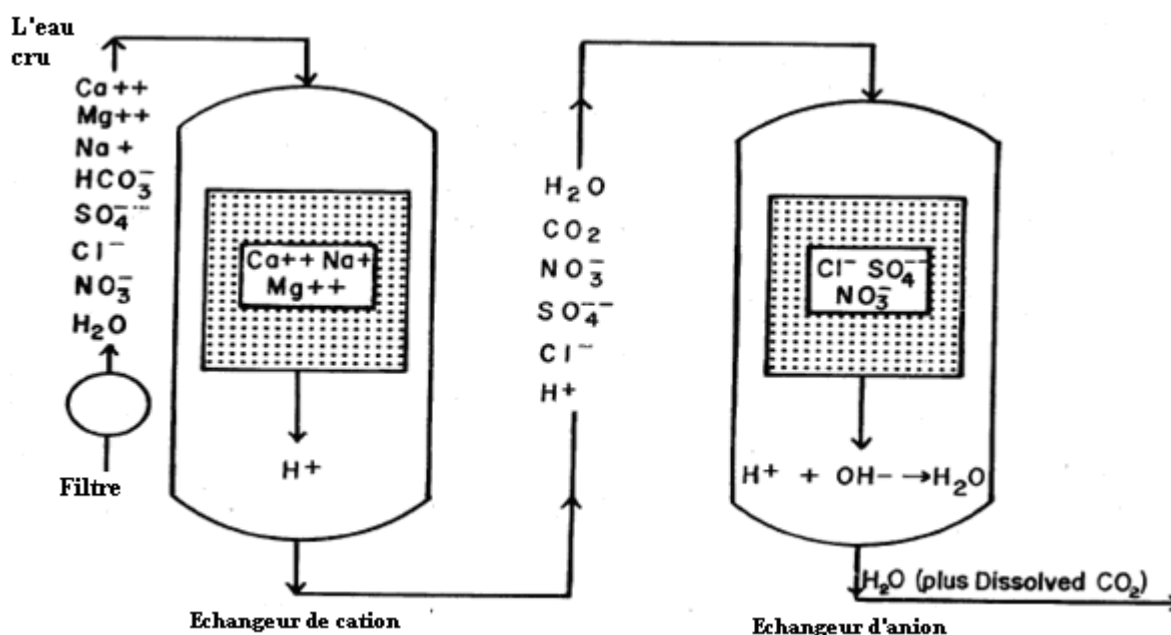


Figure .I.9 : Schéma typique d'un procédé d'échange d'ions [I.4].

### I.5.3.2. Distillation par membrane (MD):

Comme son nom l'indique, cette technologie comprend la distillation (évaporation et condensation) et la perméabilité des membranes. La force motrice de cette «membrane distillation» est une différence de pression de vapeur sur les deux côtés en raison d'un gradient de température correspondant à travers la membrane.

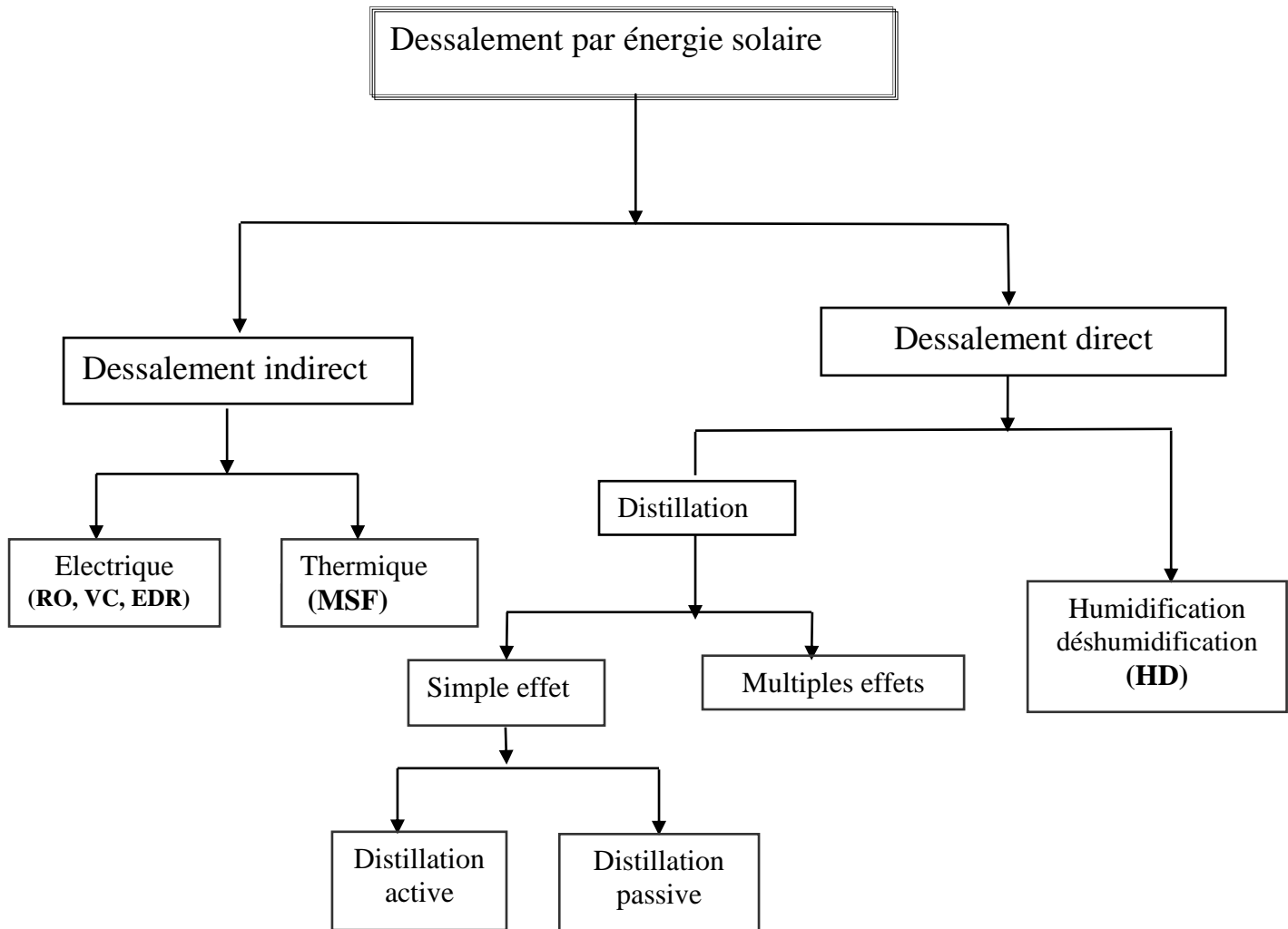
Les avantages sont que la distillation est effectuée à la pression ambiante et à une température maximale de  $80^\circ\text{C}$ . Les coûts d'exploitation sont extrêmement faibles parce que le procédé peut être mis en œuvre par des sources de chaleur à basse température, par exemple ; solaire thermique ou de la chaleur résiduelle des moteurs. Le distillat produit de haute qualité mais cette technologie reste toujours à l'échelle laboratoire [SW6].

### I.6. Procédés de dessalement solaire :

L'énergie solaire peut être utilisée pour fournir l'énergie nécessaire pour un procédé de dessalement soit sous la forme d'énergie thermique ou d'énergie électrique (photovoltaïque).



Les procédés de dessalement solaire peuvent être classés en deux catégories directes et indirectes [I.4] :



**Figure. I.10** : Distinction entre procédés de dessalement solaire [I.4]

### **I.6.1. Système indirect :**

Le principe de fonctionnement de ces systèmes implique l'utilisation de deux sous-systèmes, un capteur solaire et d'une unité de transformation pour l'utilisation de l'énergie pour produire de l'eau douce.

L'unité peut être de n'importe quel type décrit précédemment. Des systèmes de ce type ont fait l'objet de nombreuses études analytiques et expérimentales afin d'améliorer leur efficacité. Il y a beaucoup de facteurs qui influent sur le choix des capteurs solaires pour les procédés de dessalement.

Les capteurs solaires plans sont adaptés pour des procédés à basse température, d'autres procédés impliquent l'utilisation des capteurs sous vide pour des jours nuageux, leurs efficacités de fonctionnement aux hautes températures ou à faible ensoleillement sont meilleures que les capteurs solaires plans, et de ce fait, ils sont plus autonomes. Les capteurs paraboliques à concentration peuvent produire des températures de plus de 120 ° C, Pour un procédé de dessalement solaire optimal, les paramètres suivants doivent être soigneusement considérés pour concevoir un système : température de fonctionnement maximum du système, type de capteur solaire, moyens de transfert de chaleur dans le procédé et type d'installations utilisées [I.5].

### **I.6.1.1.Association des procédés de distillation à l'énergie solaire :**

#### **I.6.1.1.1.Distillation à détente successive (MSF) :**

Ce procédé, généralement rentable seulement pour de grandes capacités de production (plusieurs centaines de milliers de m<sup>3</sup>), est très peu souple et nécessite une durée de mise en régime inadéquat pour une application solaire [I.6].

#### **I.1.1.2.Distillation par compression de vapeur :**

Ce procédé peut utiliser de l'énergie solaire comme source de chaleur, mais nécessite une énergie supplémentaire pour assurer la compression de vapeur. Celle-ci s'effectue soit avec un compresseur mécanique (compression mécanique) ou un éjecteur de vapeur (thermo compression) [I.6].

### **I.6.1.2.Couplage des procédés membranaires à l'énergie solaire :**

Les principaux procédés à membranes utilisés dans le domaine du dessalement solaire sont : L'électrodialyse et l'osmose inverse.

Le premier nécessite, pour son fonctionnement, l'application d'un champ électrique (photovoltaïque) entre une cathode et une anode pour permettre la migration des ions à travers les membranes. C'est un grand consommateur d'énergie, ce qui rend son application solaire possible, seulement pour les eaux saumâtres de très faible salinité.

Toutefois le second procédé consiste à faire passer, sous l'effet d'une pression, de l'eau de mer à travers une membrane semi-perméable qui a la caractéristique de retenir les sels dissous dans l'eau. L'énergie nécessaire à alimenter la pompe à haute pression, peut être fournie de façon économique (pour les petites installations) par un générateur photovoltaïque.

Un certain nombre d'installations sont en fonctionnement dans le monde et les résultats obtenus dans les différentes études et expérimentations rendent son application très encourageante [I.6].

## **I.6. 2.Système direct :**

Les systèmes directs sont ceux où le captage de la chaleur et les processus de distillation ont lieu dans le même équipement. L'énergie solaire est employée pour produire le distillat directement dans le distillateur solaire.

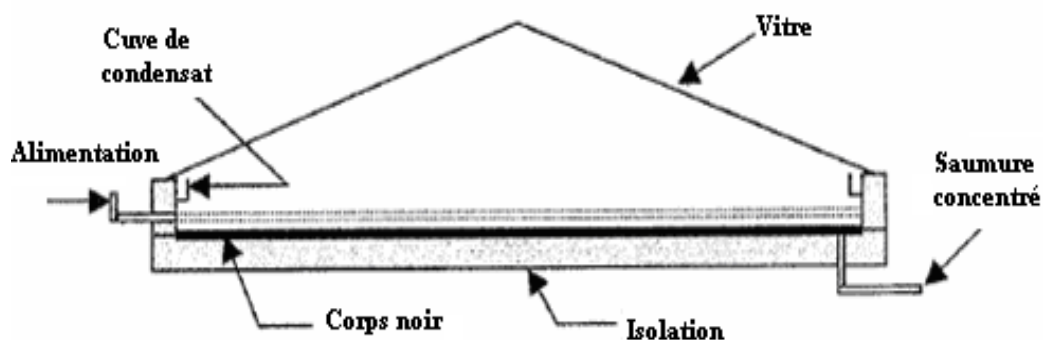
### **I.6. 2.1.Distillateurs solaires direct à effet de serre:**

Les distillateurs solaires passifs utilisent la chaleur interne du distillateur pour l'évaporation. Ce procédé consiste à chauffer de l'eau directement par le rayonnement solaire dans une enceinte fermée recouverte de vitrage. La vapeur produite, qui se condense sur le vitrage plus froid et légèrement incliné, est recueillie sous forme de condensât dans des gouttières. Le principe est très simple, fiable et ne nécessite aucun entretien. Mais son rendement est relativement faible, 4 à 5 litres/jour [I.5].

Ils existent cependant deux types de fabrications de distillateurs qui peuvent être construits soit :

- Sous forme de produit modulable, il s'agit généralement d'un bac (plastic, tôle, bois...) isolé inférieurement et recouvert d'un vitrage supérieurement. Plusieurs distillateurs peuvent être alimentés simultanément pour former une unité de distillation. Le nombre de distillateurs dépend de la capacité d'eau produite désirée. Ce modèle est utilisé seulement pour de très petites capacités, de l'ordre des dizaines de litres par jour. Il est pratique quand les besoins en eau distillée ne sont pas très importants (laboratoire d'analyse, parc auto ...).

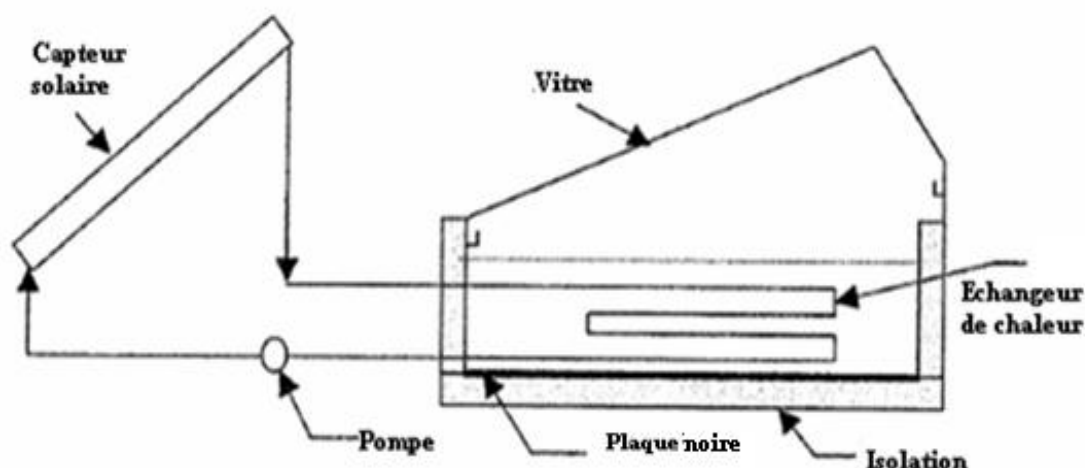
- Quand les besoins sont plus importants (plusieurs centaines de litres/jour), les distillateurs sont construits en maçonnerie/béton sous forme de grands bassins vitrés. La surface dépend de la quantité d'eau distillée voulue. Un certain nombre d'applications sont effectuées généralement dans les zones rurales où les surfaces au sol sont disponibles. La figure **I.11** montre le schéma d'un distillateur solaire à effet de serre.



**Figure I.11.** Schéma d'un distillateur à effet de serre [I.3].

### **I.6. 2.2. Distillateurs solaires à simple effet :**

Les distillateurs actifs utilisent des sources extérieures telles que les capteurs solaires où la chaleur est récupérée. Le schéma ci-dessous représente un distillateur solaire à simple effet.



**Figure I. 12:** Schéma du distillateur solaire à simple effet (capteur plan) [I.3].

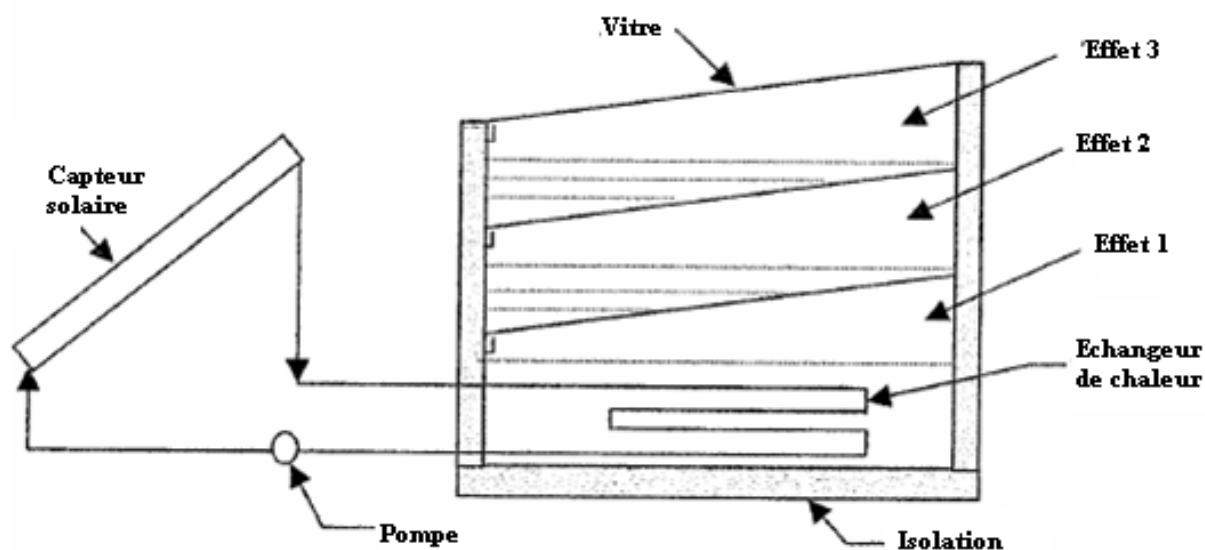
### **I.6. 2.3. Distillateurs solaires à multiples effets :**

Ce procédé consiste en un ensemble d'effets successifs où la vapeur produite dans un effet est utilisée pour chauffer l'eau de l'effet suivant en s'y condensant. L'apport thermique initial est fourni à l'effet de tête (bouilleur). De part sa simplicité et de sa souplesse de fonctionnement, ce procédé est le mieux disposé à s'adapter à l'énergie solaire.

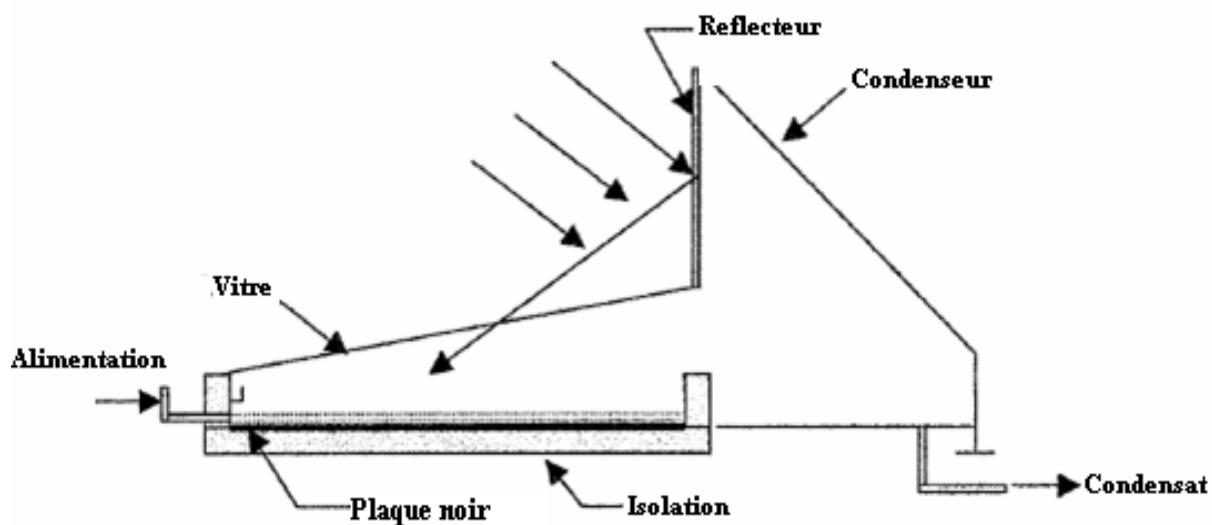
Cette adaptation peut se faire :

- soit avec des capteurs solaires plans pour les petites unités.
- soit avec des capteurs à concentration pour des capacités plus importantes.

Un stockage thermique est souvent utilisé, sous forme de réserve d'eau chaude, pour permettre d'avoir une certaine autonomie de fonctionnement en régime permanent ou transitoire [I.6].



**Figure. I.13:** Schéma du distillateur solaire à multiples effets (capteur plan) [I.3]



**Figure. I.14:** Schéma d'un distillateur solaire avec un capteur à concentration [I.3]

### I.6. 2.4. Serre à distillation solaire :

Les serres de culture classiques sont en général des grosses consommatrices d'eau douce. Or, dans les régions ne disposant pas d'eau douce, une question se pose : comment la produire ? Est-il possible de prélever les calories provenant de la partie infrarouge du spectre solaire et de les utiliser pour distiller une eau de mer ou une saumâtre ?

La serre de dessalement répond à trois préoccupations :

1. Assurer la croissance des végétaux
2. Produire l'eau douce nécessaire aux cultures
3. conserver les produits agricoles cultivés à l'intérieur de serre

L'intérêt de la serre est double : Elle assure localement une base alimentaire en nourriture fraîche tout en évitant l'exode rural afin de valoriser l'étendue du territoire [I.1].

#### I.6. 2.4.1.Principe :

Le principe retenu de la serre consiste à ne laisser parvenir jusqu'aux cultures que la partie du spectre du rayonnement solaire qui est utile à la photosynthèse (Figure I.15).

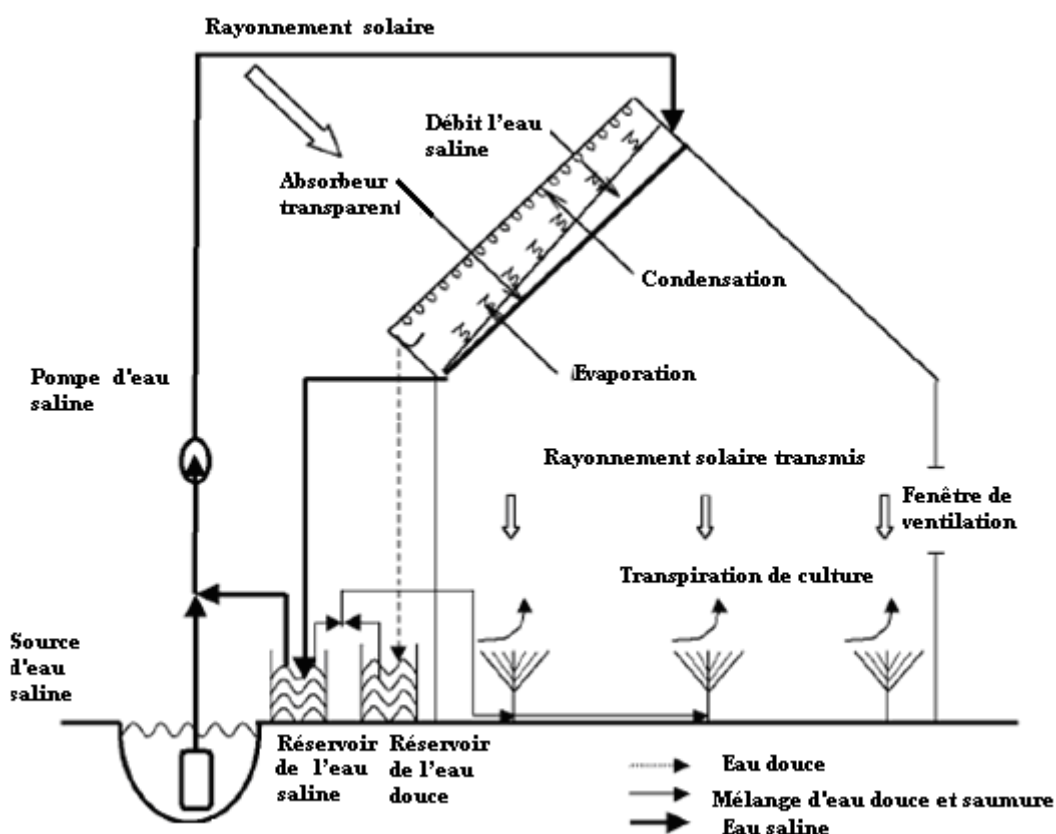


Figure I.15 : Principe de la serre couplée à un système de dessalement solaire intégré [I.4]

Le reste (infrarouge), soit environ 55% de l'énergie totale du spectre, étant absorbée par un verre filtrant et ainsi transformée en chaleur au niveau de celui-ci. Cette chaleur est récupérée par l'eau de mer ou saumâtre à distiller que l'on fait couler en film mince sur des filtres. L'excédent diurne de la chaleur est aussi stocké dans le bassin afin d'assurer la climatisation nocturne de la serre par ruissellement de l'eau à distiller sur les capteurs (l'eau est alors prélevée à la partie supérieure du bassin et est restituée à la partie inférieure).

Cette eau, qui se trouve alors à une température supérieure à l'ambiante, s'évapore partiellement et vient se condenser sur la paroi externe de la serre refroidie par les déperditions thermiques nocturnes [I.1].

## **Bibliographie :**

- [I.1] **Alain Maurel**, Dessalement de l'eau de mer et des eaux saumâtres et autres procédés non conventionnels d'approvisionnement en eau douce, **2<sup>ème</sup> Edition. Lavoisier, 2006**
- [I.2] **Kalogirou, S.**, "Economic analysis of a solar assisted desalination system," Renewable Energy, 1997, pp
- [I.3] **SALEH AL-KHARABSHEH**, Theoretical and experimental analysis of water desalination system using low grade solar heat, These de PhD, Department de mécanique et de genie aerospacial, **Universite de FLORIDA 2003.**
- [I.4] **Dr. HASSEN ELBANA.S.F** . (Desalination Technology) (Livre en Arabe) **Egypt 2001** الدكتور حسن البنا سعد فتح. تكنولوجيا تحلية المياه مصر
- [I.5] Desalting Handbook for Planners, Desalination and Water Purification Research and Development Program Report No. 72, 3rd Edition, July 2003
- [I.6] **M. Ben Amara et al** , Etude du Comportement Thermodynamique de l'Air Humide dans un Procédé de Dessalement d'Eau par Humidification–Déshumidification de l'Air, Rev. Energ. Ren. : 11èmes Journées Internationales de Thermique (**2003**)29-38



**Sites web:**

[SW1] <http://www.cite-sciences.fr/astro/planetes/astronomie.gif>

[SW2] DESSALEMENT DE L'EAU À DES FINS AGRICOLES, COMITÉ DE L'AGRICULTURE Rome, 13 - 16 avril 2005 <http://www.fao.org/docrep/meeting/009/j4238f>

[SW3] Concentrating Solar Power for the Mediterranean Region, Final Report, German Aerospace Center (DLR), Institute of Technical Thermodynamics Stuttgart, 16th of April 2005; Photos of the collector field by Solarmundo, greenhouse visualisation by DLR.

[SW4] Solar Desalination and Drinking Water Production for Everyone, MEH System using solar energy <http://www.solar-desalination.com/4.html>

[SW5] <http://www2.hawaii.edu/~nabil/solar.htm>

[SW6] dessalement de l'eau de mer et des eaux saumâtres

<http://culturesciences.chimie.ens.fr/dossiers-chimie-societe-article-DessalementEauMer.html>

[SW7] <http://www.algerie-dz.com/forums/showthread.php>

[SW8] dessalement d'eau (dossier informatif Rencontre hispano-marocaine 25, 26 et 27 septembre 2006)

# Chapitre II:

Etude bibliographique de la condensation  
en présence de gaz non condensables

## **II.1. Introduction :**

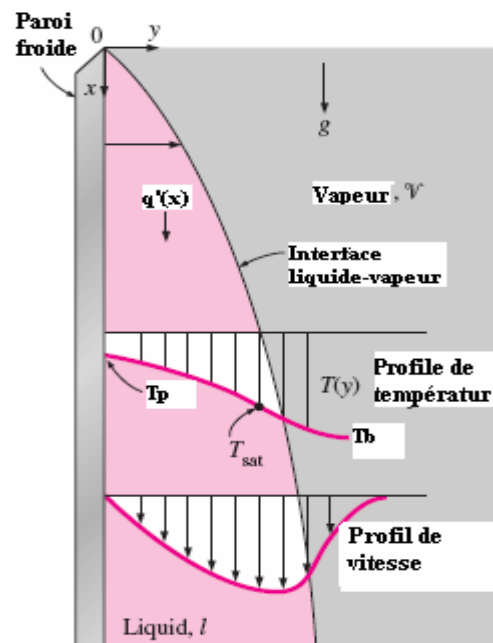
La condensation est un phénomène physique de changement de phases qui se produit lorsqu'une phase gazeuse est refroidie en dessous de sa température de saturation. Cette définition générale s'applique tout aussi bien aux vapeurs pures, aux mélanges de vapeurs que pour les gaz et englobe tous les moyens de refroidissement qui définissent les différents modes de condensation.

Ce phénomène est souvent rencontré dans les procédés industriels et joue un rôle important dans les installations motrices fonctionnant à la vapeur telles que les machines frigorifiques et les pompes à chaleur. Dans les condenseurs industriels, la vapeur à condenser est séparée du fluide froid par une surface intermédiaire [II.1].

Or, la condensation de la vapeur sur une paroi refroidie donne naissance à deux types de phénomènes qui se caractérisent par l'aspect visuel du condensât formé. Dans le premier type, le condensât recouvre la surface sous forme d'un film continu et on parle de condensation en film. Dans le second type, les gouttelettes liquides se forment à la surface et on parle de condensation en gouttes. Les appareils industriels sont dimensionnés en admettant une condensation en film. Ce type de condensation est le plus couramment rencontré dans les équipements industriels. L'échange thermique lors de la condensation en gouttes est plus important que celui de la condensation en film, mais la condensation en gouttes est difficile à maintenir sur un long terme. [II.1, II.2]. D'autres types de condensation existent lesquels feront l'objet des paragraphes suivants :

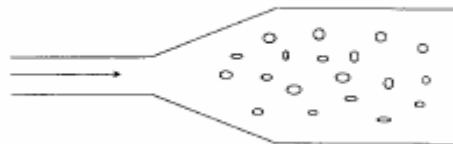
### **II.2.1.1. Condensation en film :**

Le liquide constitue la vapeur condensée. Compte de la complexité des échanges de matière, de chaleur et de quantité de mouvement aux différents points du condensât, plusieurs théories ont été développées pour analyser la cinétique de l'échange thermique la figure II.1 représente condensation en film [II.3].



**Figure II.1:** Profils de vitesse et de température dans le condensât sur une plaque verticale

**II.2.1.2. Condensation homogène :** Le condensât apparaît sous forme de gouttelettes qui restent en suspension dans l'écoulement gazeux, ce qui constitue alors un brouillard. Sa température de saturation peut alors dépasser la température du gaz [II.2].



**Figure II.2.** Condensation homogène

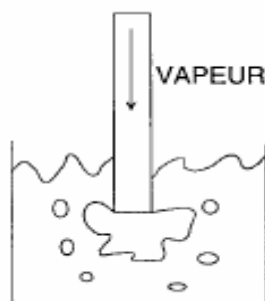
**II.2.1.3. Condensation en gouttes :** Elle se produit lorsque la surface froide est traitée pour être non mouillable et que la tension superficielle du liquide est faible [II.1].



**Figure II.3 :** Condensation en gouttes

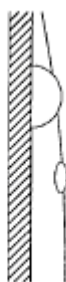
Cette configuration augmente considérablement le coefficient d'échange, car seule partie de la surface active demeure en contact direct avec la phase vapeur.

**II.2.1.4. Condensation par contact direct :** Elle se produit quand un liquide froid est mis en contact direct avec la vapeur de même nature



**Figure II. 4 :** Condensation par contact direct

**II.2.1.5. Condensation de mélange de vapeurs formant des liquides immiscibles :** la condensation de vapeur d'eau et d'hydrocarbures engendre ce genre de comportement [II.2].



**Figure II. 5 :** Condensation formant des liquides immiscibles

### **II.3. Analyse théorique de la condensation :**

La condensation se produit quand la température de la vapeur est réduite en dessous de sa température de saturation. La présence d'une petite quantité de gaz non condensables (par exemple : l'air,  $N_2$ ,  $H_2$ , etc....) dans la vapeur conduit à une réduction significative du transfert thermique pendant la condensation. La fixation des gaz non condensables près du film du condensat empêche la diffusion de la vapeur du mélange en bloc au film liquide.

L'effet net doit réduire la force d'entraînement pour le transfert de chaleur et de masse. Ce phénomène est concerné par des applications industrielles et des systèmes de réacteur nucléaire [II.5].

L'analyse de transfert de chaleur de la condensation en film à l'intérieur des tubes verticaux est un sujet important dans la conception des échangeurs thermiques.

Le problème a été originellement traité par Nusselt en 1916 qui a analysé la condensation en film laminaire d'une vapeur pure stagnante sur une plaque verticale.

### **II.3.1 Théorie de NUSSELT :**

Nusselt a établi en 1916 les relations théoriques pour le calcul des coefficients d'échange de chaleur dans le cas de la condensation en couche mince de vapeurs pures sur des plaques planes [II.4]. Elle est basée sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

1. Vapeur est pure, saturée et immobile (au repos ou à faible vitesse d'écoulement) ;
2. Température constante et invariable le long de la paroi ;
3. Condensation se réalise en régime permanent;
4. Régime est laminaire, dans le film liquide lequel s'écoule sous l'effet de gravitation;
5. Conduction thermique exclusivement perpendiculaire à la plaque avec transfert intégral de la chaleur de condensation à travers le film du liquide vers la paroi froide.

Sur la base des hypothèses énoncées ci dessus, la densité de flux thermique par conduction à travers le film liquide s'écrit :

$$q = \frac{\lambda_l}{\delta(x)} \times (T_{sat} - T_p) \quad (\text{II-1})$$

Par convection, la densité du flux a pour expression :

$$q = h \times (T_{sat} - T_p) \quad (\text{II-2})$$

La combinaison des équations (II-1) et (II-2) permet d'établir :

$$h = \frac{\lambda_l}{\delta(x)} \quad (\text{II-3})$$

D'où on note que le coefficient h est inversement proportionnel à l'épaisseur locale du film. De ce fait, il est tout à fait cohérent d'établir une relation permettant d'estimer du coefficient de transfert thermique moyen pour un tube.

Plus tard, la théorie de Nusselt a été revue et certaines améliorations ont été apportées [II .6]. **L.Merouani et al [II .7]** ont fondé des analyses critiques et un remodelage de la relation pour qu'elle soit adaptée aux différent cas industriels.

Il est important de noter que la plupart des études ont traité la condensation en absence des gaz non condensables [II .8]. Cependant, si un gaz non condensable se trouve mélangé à la vapeur, il réduit la cinétique de condensation et par conséquent, le coefficient de transfert thermique, est affecté négativement pour donner des effets indésirables.

La présence des gaz non condensables peut être due à un manque d'étanchéité ou à la nature de l'application comme notre cas. Puisque la présence des gaz affecte le processus de condensation, nombreuses études analytiques, numériques et expérimentales ont été menées afin d'étudier l'impact des différents paramètres sur la cinétique de condensation.

La connaissance du mécanisme de l'interaction à l'interface de phase est à la base de l'analyse du problème considéré [II .9]. Les études ont été scindées en deux catégories principales : Développement théoriques et études expérimentales.

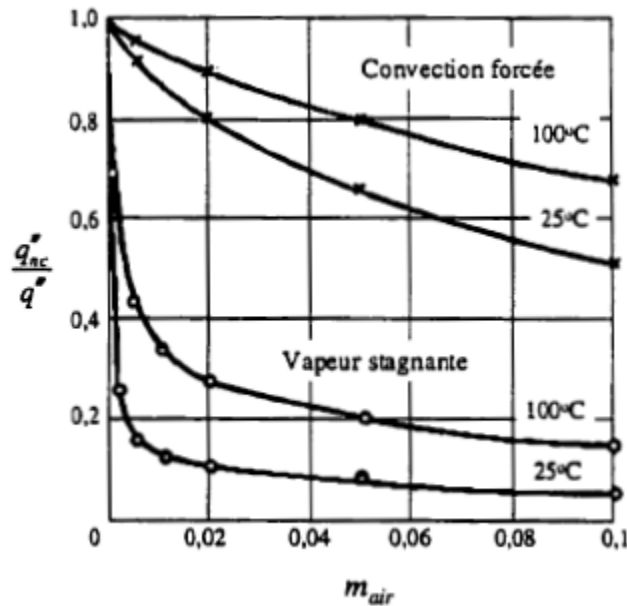
Des modèles théoriques ont été principalement classifiés dans la solution de similitude de la couche limite (**Minkowycz et Sparrow 1966, Sparrow et al. 1967**) [II -10] et l'analogie de transfert de chaleur et de masse (**Corradini et al. 1984, Herranz et al, 1998, Peterson et al. 1993**). La première technique résout les équations régissant le phénomène. **Sparrow et al. [II -10]** ont exploité l'approche de la théorie de la couche limite pour la condensation laminaire en film en présence d'un gaz non condensable au niveau d'une surface verticale plane dans laquelle des équations de conservation de matière dans le film et dans le gaz sont résolues séparément [II -8]. La formulation générale est appliquée à l'étude du système vapeur d'eau-air et a permis de comparer les échanges thermiques en présence et en l'absence de gaz non condensable dans une large gamme de conditions expérimentales. **Minkowycz et Sparrow (1966)**, et après **Sparrow**, ont développé un travail qui a inclus les effets variables des propriétés thermophysiques en fonction du transfert de masse dû à la diffusion de gaz et de transfert d'énergie dû à une couche de conduction.

Lors de la condensation et en présence d'un gaz non condensable, un mécanisme de convection est activé par transfert de mélange à l'interface du film condensât. L'air, non absorbé par le film liquide, commence à s'accumuler à l'interface jusqu'à ce qu'il atteigne une concentration maximale. Un régime stationnaire dynamique est alors établi où toute quantité de gaz non condensable arrivant à l'interface est contrebalancée par une quantité similaire vers le mélange. Le gaz non condensable accumulé à l'interface, recouvre la surface de refroidissement tout en augmentant considérablement la résistance thermique avec une réduction du transfert de masse par l'accroissement de la résistance à la diffusion, ce qui produit des taux de transfert très inférieurs à ceux caractéristiques des vapeurs pures dans les mêmes conditions [II. 13].

Par une méthode intégrale, **Sparrow** trouve numériquement qu'une petite quantité de gaz non condensable a une énorme influence sur le taux de transfert de chaleur. Pour visualiser cet effet, **Collier [II -12]** a construit le graphique reproduit dans la Figure 7, à partir des résultats de **Minkowycz et Sparrow (1966) [II .10]** et de **Sparrow et al. (1967) [II .11]**. La figure

représente l'influence de la présence d'air dans la vapeur d'eau pour le cas d'une vapeur stagnante et une vapeur en écoulement forcé.

La différence de température entre la vapeur et la paroi a été maintenue constante à 10°C. Pendant l'acquisition des données, deux températures de la vapeur ont été considérées soit 25 et 100°C [II .12].



**Figure II.6 :** Influence de l'air sur le rapport  $q_{nc}/q$ .

L'axe des ordonnées représente le rapport entre la densité de flux de chaleur de la vapeur en présence de gaz non condensables et celle qui aurait été mesurée dans une vapeur pure soit  $\frac{q_{nc}''}{q''}$ . La fraction massique d'air dans la vapeur,  $m_{air}$  est donnée sur l'axe des abscisses. La

présence d'air influe sur le transfert de façon plus prononcée pour le cas de la vapeur stagnante. Pour une température de 25°C, une réduction de 50% dans le taux de transfert est observée en convection forcée pour une fraction massique d'air de 10%, tandis qu'une réduction similaire est atteinte pour de la vapeur stagnante à 100°C, avec une fraction massique d'air aussi faible que 0,5% [II -12].

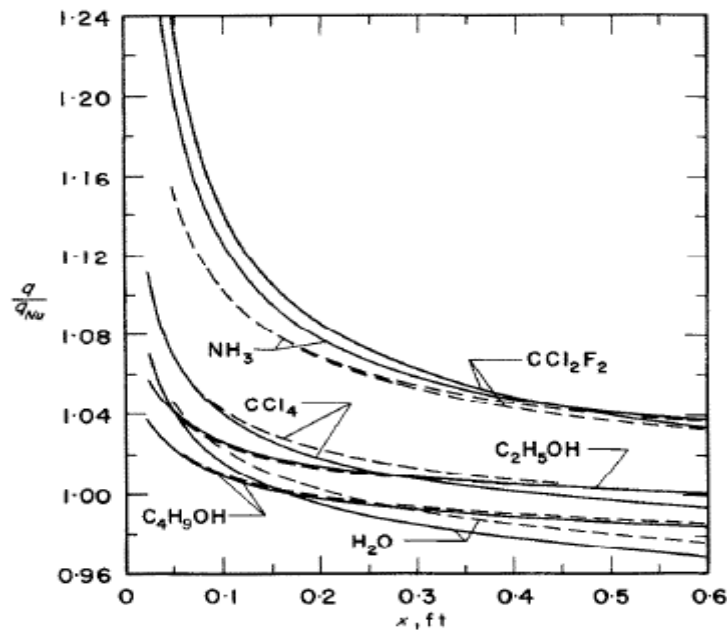
À l'interface du condensât et du mélange, la pression partielle de la vapeur est plus faible que dans le mélange, tandis que l'inverse est vrai pour l'air, alors que la vapeur d'eau est diffusée du mélange vers l'interface où elle est liquéfiée. Pour l'écoulement forcé, le gaz non condensable est empêché de s'accumuler à l'interface ce qui explique le comportement



des courbes montrées dans la figure ci-dessus où on observe des taux de transfert moins importants que dans le cas de la vapeur stagnante.

Généralement, les chercheurs ont analysé cette approche en utilisant la méthode des équations intégrales, méthode de similitude, et la méthode de différences finies pour la résolution des équations de la couche limite [II -14].

Denny et al [II -15] ont présenté une solution numérique pour le cas d'un écoulement vapeur air en écoulement laminaire, convection forcée en bas d'une plaque verticale. Il présente les résultats du transfert thermique sous la forme  $\frac{q}{q_{NU}}$  en fonction de fraction molaire  $y_{air}$  pour six vapeurs d'eau, d'ammoniac, de fréon R<sub>12</sub>, d'éthanol, de butanol, et de tétrachlorure de carbone qui se condensent sur une surface verticale à la température de 25,5°C. Il a obtenu des résultats pour des vitesses pour la vapeur de 0,30 et 3 m/s pour des températures de saturation de 32,2, 37,7 et 48,8°C, et pour des concentrations massiques d'air égales à 0,001 et 0,01.



**Figure II.7.** Transfert de chaleur lors de la condensation

Dans la condensation pure, seule la couche limite dans le film liquide doit être analysée. La présence d'un gaz non condensable est à l'origine de la formation d'une couche limite additionnelle de gaz caractérisée par une accumulation du gaz non condensable près de l'interface, avec une réduction conséquente du taux de condensation [II -8].

Plus tard, Corradini [II -16] a exploité l'analogie entre transfert de chaleur et de masse pour développer un modèle numérique simple pour la résolution de la couche limite

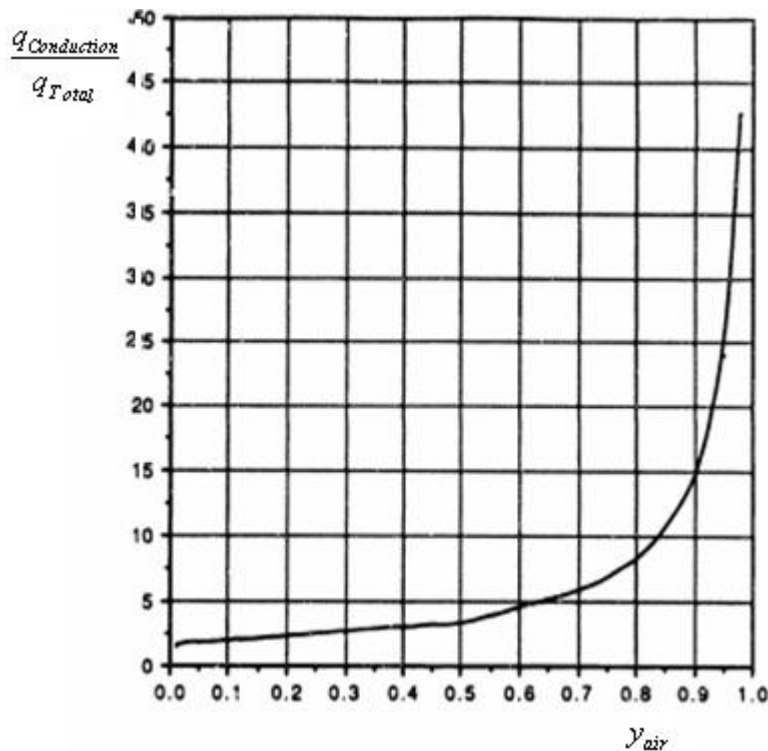
de gaz dans des conditions de convection naturelle et en régime turbulent. Puisque l'impact de l'air n'a pas été pris en considération dans la formulation de l'analogie, **Corradini** a employé des facteurs correctifs introduits par **Bird [II - 14]**.

En dépit de cette correction, les coefficients prévus de transfert thermique étaient bien en dessous des valeurs expérimentales comme ceux rapportés par **Uchida [II -17]** et **Tagami [II -18]**. Ceci a conduit **Corradini** à supposer que les expériences ont été réalisées dans les conditions d'un régime turbulent. Mais les corrélations obtenues sont considérées concordantes et les modèles en convection naturelle devraient prévoir des valeurs comparables à celles qui ont été obtenues par **Bird [II- 14]**.

**Uchida et al [II -17]** et **Tagami [II -18]** ont effectué des expériences pour la condensation du vapeur-gaz sur la surface externe d'un tube vertical en convection naturelle. La surface de la condensation est un cylindre de 0,3 m de hauteur, et de 0,2 m de diamètre. La température de la surface extérieure a été maintenue constante à 322 K. La pression de fonctionnement était 0,1 à 0,5 MPa. Différents gaz non condensables ont été employés, y compris l'air, l'azote, et l'argon. La fraction massique de l'air était variait de 0, 1 à 0,95 dans l'expérience **d'uchida [II -17]**.

Dans l'expérience de **Tagami [II -18]**, la fraction massique d'air a été variable de 0,4 à 0,95. On mentionne que les deux corrélations développées par **Uchida et Tagami [II -17, II -18]** relient simplement le coefficient de condensation de transfert thermique à la fraction massique d'air dans le mélange. Ces corrélations sont actuellement largement employées pour le calcul de la condensation sur les grandes surfaces verticales situées à l'intérieur des réacteurs pour tous les calculs de réacteur à eau.

La corrélation de **Tagami** est considérée comme la limite inférieure pour l'évaluation du coefficient de transfert thermique en régime turbulent pour une convection naturelle. La dernière condition a été simulée à pression atmosphérique. Les résultats expérimentaux sont montrés sur le schéma sous la forme d'une courbe de prévision pour la plupart des fractions d'air, qui indiquent une fois de plus que les données de **Tagami** sont concordantes pour des conditions probables de fonctionnement de réacteurs nucléaires.



**Figure II.8 :** Variation théorique de la contribution du phénomène de conduction au coefficient de transfert total.

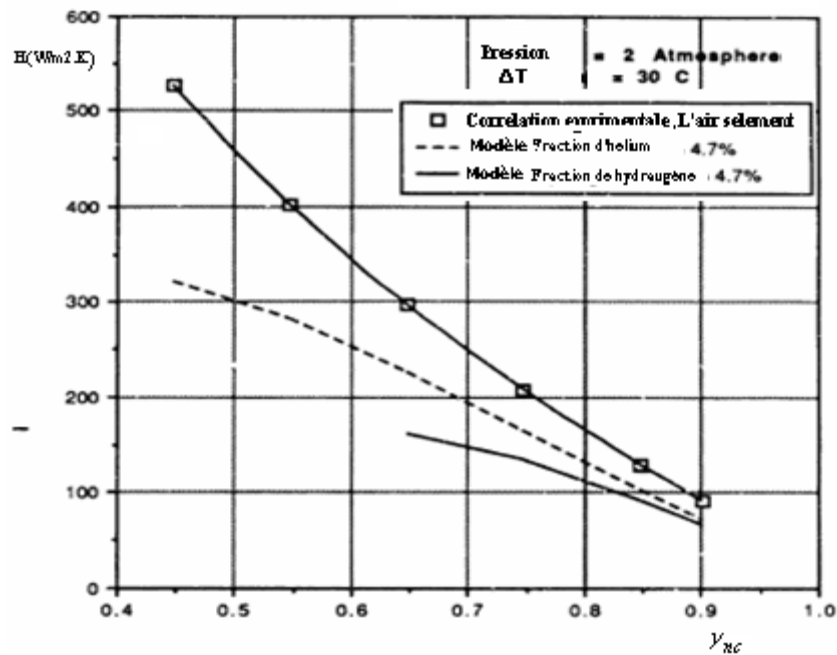
Plus récemment, **Vernier et Solignac [II-19]** ont exploité l'analogie de modèles de transfert de chaleur et de masse en analysant les données obtenues en régime de convection naturelle, laminaire et turbulent. Bien que les données aient montré un grand éparpillement, la tendance générale a indiqué que les prévisions du modèle étaient également concordantes.

Cependant, **Kim et Corradini [II - 20]** ont prêté beaucoup moins d'attention à l'effet de l'ondulation due aux vagues superficielles extérieures sur le transfert de la chaleur et de la masse dans la couche de diffusion. Dans leur modèle, l'interface ondulée a été traitée comme surface approximative hydrodynamique.

**Dehbi [II -9]** a réalisé des expériences de vapeur d'eau /air et de vapeur d'eau /air/ hélium pour la condensation externe sur une paroi verticale en régime turbulent afin d'étudier les effets de la présence de non condensable et du sous refroidissement sur le coefficient de transfert de chaleur. C'est une pratique courante dans les expériences étudiant les effets de l'hydrogène et hélium sur la condensation, car ils sont les gaz légers qui ont des caractéristiques thermiques et diffusives semblables.

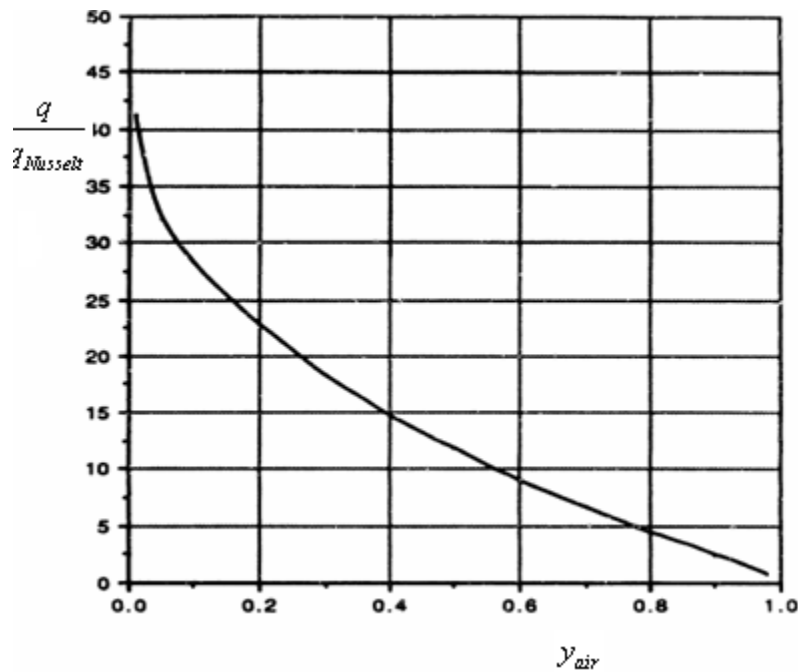
Afin de séparer les effets d'air et d'hélium, **Dehbi** a maintenu la fraction massique d'hélium constante avec des fractions de masse d'air s'étendant de 0,35 à 0,85. Trois séries d'expériences étaient réalisées avec les fractions massiques moyennes en hélium de 1,7%, de

4,7%, et de 8,3%. La pression d'hélium varie entre 2,7 et 3,5 atmosphères. La figure III.9 fait l'objet d'une courbe représentative des résultats compilés de cette analyse.



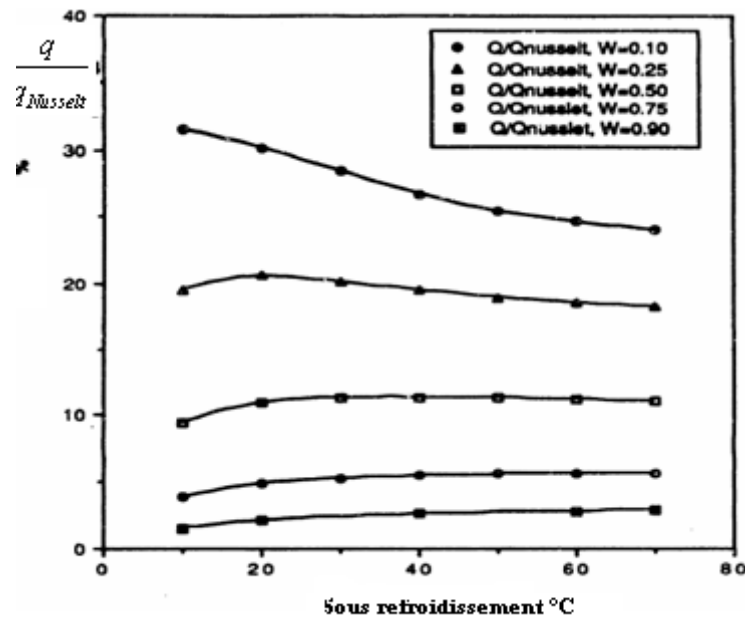
**Figure II.9 :** Impact de la concentration de l'hélium sur le coefficient de transfert thermique

La figure II.10 représente l'atténuation de flux thermique échangé en présence de gaz non condensable.



**Figure II.10 :** Prévion théorique du flux thermique échangé  $\frac{q}{q_{Nusselt}}$

Le transfert est réduit à son minimum lorsque la fraction d'air s'approche de l'unité. Le flux de chaleur dépend peu du niveau sous refroidissement comme cela peut être visualisé dans la figure II. 11.



**Figure II. 11:** Prévion théorique du taux de transfert de la chaleur en fonction du sous refroidissement de la paroi.

### II.3.3. Corrélations semi empiriques pour la condensation en présence des gaz non condensables :

Les corrélations données ci-dessous sont développées pour l'estimation du coefficient de condensation de vapeur pour un mélange stagnant en présence de gaz non condensables. La corrélation est développée par **Uchida [III -17]** :

$$h_{tot} = 380 \left( \frac{y_{nc}}{1 - y_{nc}} \right)^{-0.7} \quad (II-4)$$

La corrélation de **Tagami [III -18]**:

$$h_{tot} = 11,4 + 284 \left( \frac{1 - y_{nc}}{y_{nc}} \right) \quad (II-5)$$

La corrélation de **Dehbi [III-9]** :

$$h_{tot} = \frac{L^{0,05} [(3,7 + 28,7P_{tot}) - (2438 + 458,3P_{tot}) \log_{10} y_{nc}]}{(T_b - T_p)^{0,25}} \quad (II-6)$$

Cette corrélation est applicable pour les conditions suivantes :

$$0,3 \text{ m} < L < 3,5 \text{ m. Et } 10 \text{ }^\circ\text{C} < T_b - T_p < 50 \text{ }^\circ\text{C}$$

Le coefficient de transfert thermique de condensation en présence d'air et d'hélium [II-9]

$$h_{\text{tot}} = \frac{L^{0.05} [(3.7 + 28.7P_{\text{tot}}) - (2438 + 458.3P_{\text{tot}}) \log_{10}(y_{\text{He}} + y_{\text{air}})]}{(T_b - T_p)^{0.25}} \times [0.948 - 8.67y_{\text{He}} + 7.36y_{\text{He}}(y_{\text{He}} + y_{\text{air}})] \quad (\text{II-7})$$

### II.3. 3.1. Corrélations pour la condensation à l'intérieur du tube vertical :

Il y a deux types de corrélations pour estimer le coefficient de transfert thermique, le premier type se rapporte au coefficient local de transfert thermique qui exprime le rapport du coefficient de transfert thermique expérimental (en présence de gaz non condensable) et coefficient de transfert thermique de vapeur pure.

En général, les corrélations sont exprimées en fonctions de la fraction massique de gaz non condensable et du nombre de Reynolds de mélange (ou du nombre de Reynolds du condensât).

Pour l'autre type, le coefficient local de transfert thermique est exprimé en fonction de nombres adimensionnels et n'exige aucune information préalable sur le coefficient de transfert thermique de condensation de vapeur pure. Dans ces corrélations, le nombre local de Nusselt est exprimé en fonction du nombre de Reynolds de mélange gazeux, de Jacob de mélange, de la fraction massique de gaz non condensable et du nombre de Reynolds du condensât. Certaines corrélations développées pour la condensation de la vapeur à l'intérieur du tube vertical sont indiquées dans les paragraphes suivants.

- **Corrélations basées sur le facteur de dégradation (f)**

Le facteur de dégradation est défini comme :

$$f = \frac{h_{\text{tot}}}{h_{\text{film}}} \quad (\text{II-8})$$

où, f est fonction du nombre de Reynolds de film ( $Re_f$ ), du nombre de Reynolds du mélange vapeur gaz non condensable ( $Re_g$ ), de la fraction massique de gaz non condensable ( $y_{nc}$ ), nombre de Jakob, et du nombre de Prandtl ( $Pr_g$ ).

**Kuhn, Schrock, Peterson** ont établi les corrélations basées sur les données UCB-4 [II - 25]:

Pour L'air :

$$f = f_1 f_2$$
$$f_1 = f_{1\text{cis}} \left( 1 + 7,32 \times 10^{-4} Re_f \right)$$

(II-9)

$$f_2 = \left( 1 - 2,601 y_{nc}^{0,708} \right) \quad \text{Pour } M_a < 0,1$$

$$f_2 = \left( 1 - y_{nc}^{0,292} \right) \quad \text{Pour } M_a > 0,1$$

où  $y_{nc}$  est la fraction massique d'air,  $Re_f$  est le nombre de Reynolds de film. Le paramètre  $f_{1\text{ cis}}$  est le rapport de l'épaisseur de film liquide avec contrainte de cisaillement à l'épaisseur de film sans contrainte de cisaillement.

La corrélation de **Vierowest** basée sur les données d'UCB [II - 26] :

$$f = 0,0050 Re_f^{0,45} y_{nc}^{-1,1} \quad \text{(II-10)}$$

La corrélation de **parc** est basée sur les données de KAIST [II - 27]:

$$f = 0,0012 y_{nc}^{-1,4} Ja^{-0,63} Re_f^{0,24} \quad \text{(II-11)}$$

Ce qui est applicable dans les conditions suivantes :

$$\begin{aligned} 1715 &< Re_g < 21670 \\ 0,83 &< Pr_g < 1,04 \\ 0,111 &< y_{nc} < 0,836 \\ 0,01654 &< Ja < 0,07351 \end{aligned}$$

- **Corrélation basée sur les nombres adimensionnels :**

La corrélation de **Siddique** est basée sur les données de MIT [II - 21]:

Pour l'air :

$$Nu(x) = 1,137 Re_g^{0,404} y_{nc}^{-1,105} Ja^{-0,741} \quad \text{(II-12)}$$

qui s'applique dans l'intervalle suivant de validité des expériences :

$$\begin{aligned} 0,1 &< y_{nc} < 0,95 \\ 445 &< Re_g < 22700 \\ 0,004 &< Ja < 0,07 \end{aligned}$$

La corrélation d'**Araki** relative au coefficient de transfert thermique de condensation est basée sur leurs données expérimentales [II - 28]. **Araki** avait corrélé le coefficient de transfert thermique de condensation ( $h_{\text{cond}}$ ) (au lieu du coefficient global de transfert thermique  $h_{\text{tot}}$ ) avec de la pression partielle de l'air et au nombre de Reynolds du mélange.

$$h_{\text{cond}} = \begin{cases} 0,33 \left( \frac{P_a}{P_t} \right)^{-0,67} & \text{for } 650 < Re_g < 2300 \\ 2,11 \times 10^{-4} Re_g^{0,8} \left( \frac{P_a}{P_t} \right)^{-0,99} & \text{for } 2300 < Re_g < 21000 \end{cases} \quad (\text{II-13})$$

Le coefficient de transfert thermique de condensation  $h_{\text{cond}}$  est donné par  $\text{kW/m}^2\text{K}$ . Pour estimer le coefficient de transfert thermique par convection, des corrélations doivent être employées. Le coefficient de transfert thermique de convection a été estimé en utilisant la formule bien connue de **Colburn** pour un régime turbulent et la valeur de la constante est donné analytiquement pour l'écoulement laminaire, comme suit :

$$Nu_{\text{conv}} = \begin{cases} 3,66 & \text{for } Re_g < 2300 \\ 0,023 Re_g^{0,8} Pr^{0,33} & \text{for } 2300 < Re_g < 10^7 \end{cases} \quad (\text{II-14})$$

Le coefficient de transfert thermique de film du condensât  $h_{\text{film}}$  peut être calculé par la théorie de Nusselt modifiée de **McAdam**. La corrélation de **Maheshwari** basée sur les expériences de BARC [III - 29] est :

$$Nu(x) = 0,15 Re_f^{0,15} (y_a)^{-0,85} Ja^{-0,8} Re_g^{0,5} \quad (\text{II-15})$$

Cette équation est valide pour l'intervalle suivant :

$$\begin{aligned} 0,1 &< y_{nc} < 0,6 \\ 8000 &< Re_g < 22700 \\ 0,005 &< Ja < 0,07 \end{aligned}$$

Les corrélations de **Hasanein et al** [III - 30] sont données comme suit :

$$Nu(x) = 1,279 Re_g^{0,256} y_a^{-0,741} Ja^{-0,952} \quad (\text{II-16})$$

Et

$$Nu(x) = 2,244 Re_g^{0,161} Sc_g^{-1,652} Ja^{-1,038}$$

Pour la condensation de la vapeur en présence d'air et d'hélium, **Hasanein et al** [II - 30] ont donné la formule suivante :

$$Nu(x) = 1,279 Re_g^{0,256} (1 - 1,681 y_{air}) y_{He}^{0,741} Ja^{-0,952} \quad (\text{II-17})$$

Le tableau ci-dessous représente quelques expériences de la condensation de vapeur dans un tube vertical en présence des gaz noncondensables [II - 18]:



**Tableau II.1** : Tableau récapitulatif des conditions de la condensation de vapeur en présence de gaz noncondensables[II -32] .

	<b>Vierow et Schrock [II - 26]</b>	<b>Siddique et al [II - 21].</b>	<b>Araki et al [II - 28].</b>	<b>Kuhn et al [II - 25].</b>	<b>Kim [II - 20].</b>	<b>Oh et Revankar [II - 31]</b>	<b>Lee et Kim.</b>
Longueur de tube (m)	2,1	2,54	2,0	2,4	1,8	0,984	2,8
Tube ID (mm)	22	46	49,5	47,5	46,2	26,6	13
Épaisseur (mm)	1,65	2,4	5,5	1,65	2,3	3,38	2,5
Noncondensable gaz	air	Air/helium	air	air/helium	air	air	Nitrogen
Refroidissement secondaire	Convection forcée	Convection forcée	Convection forcée	Convection forcée	Pool boiling	Ébullition de piscine	Convection forcée
Écoulement de vapeur (kg/h)	5,9-24,95	7,9-31,9	9,0-58,0	28,3-91,9	-----	09,0-19,8	6,5-28,2
La fraction massique gaz d'entrée NC (%)	0-14	10-35	0-24	0-40	0-30	0-10	0-40
Pression (MPa)	0,03-0,45	0,1-0,5	0,15-0,25	0,1-0,5	0,35-7,5	0,1-0,4	0,1-0,13
$H_{TC}(W/m^2 K)$	0-16,000	100-25,000	-----	500-13000	4000-7400	3500-6500	300-27900

## **Bibliographique :**

- [II-1] **Prabodh Panday** , Transfert en changement de phase, Condensation sur des surfaces lisses, Techniques de l'Ingénieur **2003**.
- [II-2] **Jean-christian signe**, Condensation de mélanges non azéotropiques de fluides frigorigènes à l'extérieure d'un faisceau de tubes horizontaux, Thèse de D, Thèse préparée au sein du Laboratoire de thermohydraulique des fluides diphasiques **CEA / université Joseph Fourier - Grenoble - 1999**
- [II-3] **Yunus A. Çengel**, Book Heat Transfer, 2nd Ed.
- [II-4] **F.Kreith** – Transmission de la chaleur et thermodynamique, Edition Masson
- [II-5] **N. K. Maheshwari et al**, Investigation on condensation in presence of a noncondensable gas for a wide range of Reynolds number, Nucl. Eng. Des. 227 (**2004**) 219–238.
- [II -6] **I. G. Shekriladze and V. I. Gomelaouri**, Theoretical study of laminar film condensation of flowing, Journal of Heat and Mass Transfer **1965**.
- [II -7] **L.Merouani et al**, Etude numérique de la condensation en film par convection mixte dans un canal vertical, 13èmes Journées Internationales de Thermique, Albi, France du 28 au 30 Août **2007**.
- [II -8] **A. Dehbi , S. Guentay**, A model for the performance of a vertical tube condenser in the presence of noncondensable gases, Nuclear Engineering and Design 177 (**1997**) 41–52
- [II -9] **A. Dehbi**, the effects of noncondensable gases on steam condensation under turbulent natural convection conditions, These, February **1991**.
- [II -10] **Minkowycz, W.J., Sparrow, E.M., 1966**. Condensation heat transfer in the presence of noncondensables, interfacial resistance, superheating, variable properties, and diffusion. Int. J. Heat Mass Transfer 9, 1125–1144.
- [II -11] **Sparrow, E.M., Lin, S.H., 1964**. Condensation heat transfer in the presence of a noncondensable gas. J. Heat Transfer 9, 430–436.
- [II -12] **Collier J. - "Heat Transfer in Condensation"**, Chap. 1 , **Hentisphere** Publishing Corporation, É.-U. (**1981**).
- [II - 13] **Clemente Ibarra Castanedo**, Caractérisation expérimentale des échanges sensibles et latents dans un échangeur de chaleur à contre courant, Université Aval, Octobre **2000**.
- [II -14] **R.B. Bird et al** Transport Phenomena, Wiley and Sons, NY, **1960**.
- [II -15] **V.E. Denny, V.J. Jusionis**, Effects of noncondensable gas and forced flow on laminar film condensation, International Journal of Heat and Mass Transfer 15 (**1972**)

- [II -16] **M.L. Corradini**, “Turbulent Condensation on a Cold Wall in the Presence of a Noncondensable Gas,” Nuclear Technology, Feb **84**.
- [II -17] **Uchida, H., Oyama, A., Togo, Y.**, “Evaluation of Post-Incident Cooling Systems of Light-Water Power Reactors”, Proc. Int. Conf. on peaceful Uses of Atomic Energy, Vol. 13, 93-102, **1965**.
- [II -18] **Tagami T.**, Interim Report on Safety Assessment and Facilities”, Establishment Project for June **1965**, National Japanese Atomic Energy Research Agency, unpublished work.
- [II - 19] **P. Vernier et P. Solignac**, “À Test of some Condensation Models in the Presence of a Non Condensable Gas against the Ecotra Experiment,” Nuclear Technology. 1987.
- [II - 20] **Kim et Corradini** Modeling of condensation heat transfer in a reactor containment, Nucl. Engrg. Des. 118 (**1990**).
- [II - 21] **Siddique, M., Golay, M.W., Kazimi, M.S.**, Local heat transfer coefficients for forced convection condensation of steam in a vertical tube in the presence of a noncondensable gas. Nucl. Technol. 102 (**1993**), 386–401.
- [II -22] **T. Kageyama, et al** , Diffusion layer modeling for condensation in vertical tubes with noncondensable gases, Nuclear Engineering and Design 141 (**1993**) 289-302
- [II - 23] **N. K. Maheshwari, P.K. Vijayan and D. Saha**, Effects of non-condensable gases on condensation heat transfer, ppt.
- [II - 24] **Kwon-Yeong Lee, Moo Hwan Kim**, Effect of an interfacial shear stress on steam condensation in the presence of a noncondensable gas in a vertical tube International Journal of Heat and Mass Transfer .**2008**.03.017.
- [II - 25] **Kuhn S.Z.**, “Investigation of heat Transfer from Condensing Steam-Gas Mixture and Turbulent Films Flowing Downward inside a Vertical Tubes, Ph.D. dissertation, University of California at Berkeley (UCB), **1995**
- [II - 26] **Vierow K.M.**, “Behaviour of Steam-Air Systems Condensing in Concurrent Vertical Downflow,” MS Thesis, University of California, Berkley, **1990**.
- [II - 27] **Park H. S. et No H.C.**, “A Condensation Experiment in the Presence of Noncondensables in a Vertical Tube of a Passive Containment Cooling System and Its assessment with RELAP5/MOD3.2”, Nuclear Technology, Vol.127, August,**1999**.
- [II - 28] **Araki H et al**, "Measurement of Condensation Heat Transfer Coefficient Inside a Vertical Tube in the Presence of Noncondensable Gas", Journal of Nuclear Science and Technology, 32, **1995**.

**[II - 29]**      **N.K. Maheshwari**, "Ph. D. Thesis on Studies on Passive Containment Cooling System of Indian Advanced Heavy Water Reactor, Tokyo Institute of Technology, Tokyo, Japan, **2006**.

**[II - 30]**      **Hassanein H.A., et al.,** "Forced Convection In-Tube Steam Condensation in Presence of Noncondensable Gases, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 39, 2625-2639, **1996**.

**[II - 31]**      **S. Oh, S.T. Revankar**, Experimental and theoretical investigation of film condensation with noncondensable gas, Int. J. Heat Mass Transfer 49 (**2006**) 23–2534.

**[II -32]**      **Arijit Gangulia, A.G. Patel b, N.K. Maheshwari b, A.B. Pandita**, Theoretical modeling of condensation of steam outside different vertical geometries (tube, flat plates) in the presence of noncondensable gases like air and helium, Nuclear Engineering and Design, 26 February **2008**.



# **Chapitre III:**

## **Modélisation des échanges thermiques en présence des gaz non condensables**

### **III.1. Etude du fonctionnement d'une serre de dessalement (SWG H) :**

#### **III.1.1. Introduction :**

L'eau utilisée pour l'irrigation représente plus de 70 % de l'eau douce totale dans le monde. Ce pourcentage est souvent plus élevé dans les régions qui souffrent de pénuries chroniques d'eau. Au Moyen-Orient et en Afrique du Nord, par exemple, jusqu'à 90% de l'eau disponible est utilisée dans l'agriculture [SWG H], car les ressources d'eau douce sont limitées. Il y a une pression inexorable pour réduire la consommation en eau destinée à l'irrigation afin de satisfaire la demande croissante en eau utilisée à des fins domestiques et industrielles. Les méthodes de dessalement solaires semblent bien convenir pour les régions arides et ensoleillées. Une large variété de dispositifs de dessalement solaires a été présentée dans le chapitre I.

Une unité de dessalement d'eau de mer intégrée intérioriquement à une serre agricole fait l'objet de la figure III.1. La serre produit l'eau d'irrigation tout en créant des conditions climatiques propices à la culture maraîchère. Cette technique est très bien adaptée pour les fermes situées dans les régions arides et côtières, qui souffrent des problèmes de salinité du sol et du manque d'eau d'irrigation.

La serre fournit une solution en créant un environnement qui réduit sensiblement la quantité de l'eau exigée pour l'irrigation, tout en servant de nouvelle source d'eau douce.

Un des exemples les plus couronnés de succès est la distillation multiples effets. La chaleur latente de condensation est récupérée dans deux ou plusieurs étages afin d'augmenter la production de l'eau de distillat et améliorer également l'efficacité de système. L'objectif de ce travail est l'amélioration d'un système d'humidification déshumidification pour le dessalement de l'eau de mer. L'accent est mis sur l'analyse de la performance du condenseur.



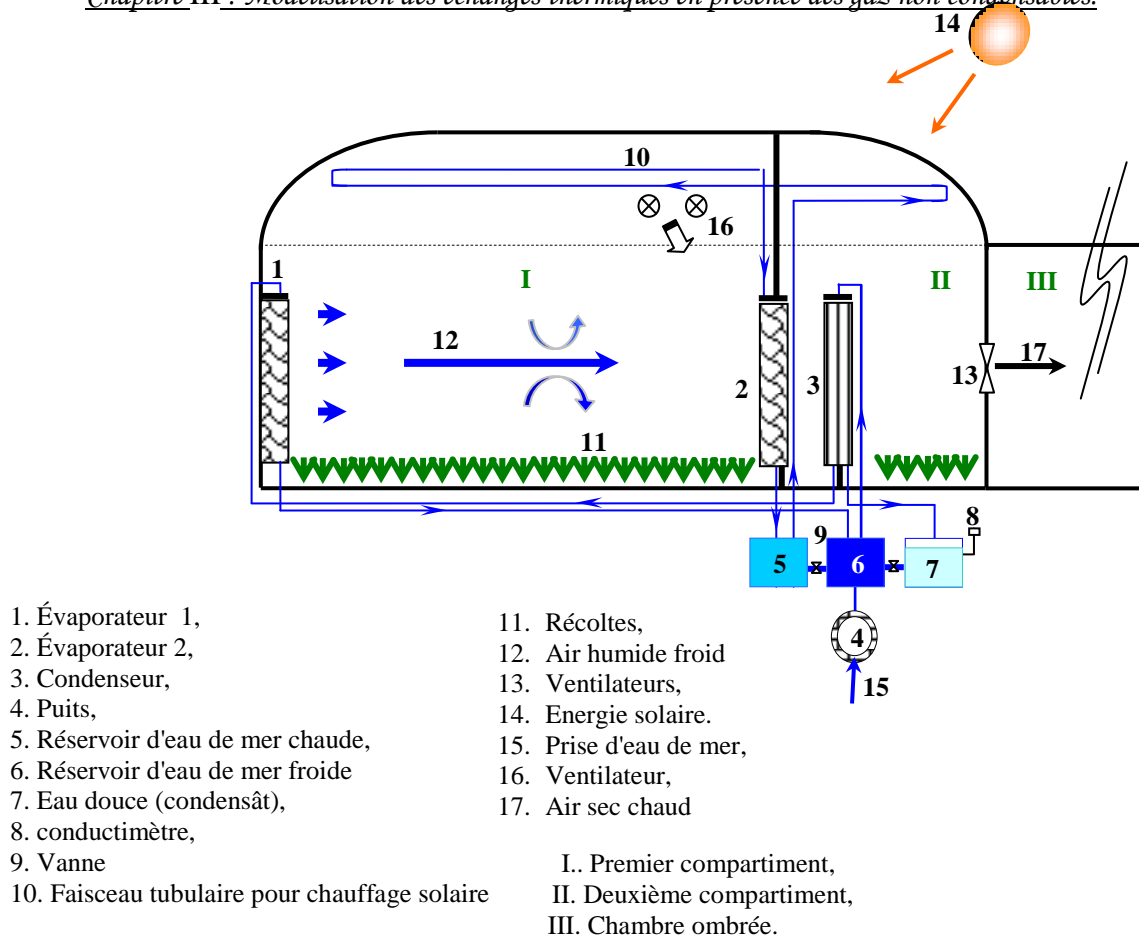
**Figure III.1 :** Production de concombres à Mascate avec succès tout au long des mois d'été les plus chauds. Serre chaude (mai 2005) [III.1].

### **III.1.2. Description du procédé :**

Essentiellement sur la base du rayonnement solaire, l'eau de mer utilisée pour la production de l'eau douce et crée des conditions environnementales favorables à la croissance des cultures dans la serre règnent dans l'installation dont le procédé est schématisé dans la figure **III.2**. En effet, le principe consiste à recréer le cycle hydrologique normal dans un environnement contrôlé. Pour ce faire, et après filtration à travers les couches du sol constituées de sable, l'eau de mer est pompée pour être envoyée dans un réservoir de stockage dit froid (6). Suivant une boucle fermée, l'eau froide passe dans le condenseur (3) et l'évaporateur (1) respectivement afin de contribuer à une humidification conséquente de l'air introduit dans l'installation. Il y a lieu de noter que l'évaporateur est un échangeur de chaleur compact, constitué de treillis en nid d'abeilles de carton, placé perpendiculairement à l'écoulement de l'air aspiré par les aspirateurs (13). Du point de vue échange de matière et de chaleur, lors de son ruissellement à travers la structure de l'évaporateur (1), l'eau est refroidie par humidification de l'air. Aspiré par les aspirateurs (13), l'air relativement chaud et humide traverse la totalité de la serre pour subir une seconde humidification au niveau de l'évaporateur (2) qui est alimenté en eau de mer chaude et dont le fonctionnement est identique à celui de l'évaporateur (1). L'air issu de l'évaporateur (2) est à son point de saturation. Pour assurer un brassage total de l'air humide, l'installation est équipée de ventilateurs (16) dont la dimension dépend des caractéristiques géométriques de la serre. L'installation est conçue telle que l'eau de mer sortant du réservoir (5) est chauffée par voie solaire lorsqu'elle est véhiculée dans les conduites placées sur le toit de la serre avant d'entrer dans l'évaporateur (2).

On mentionne que seule une fraction réduite du rayonnement solaire participe à la photosynthèse, car les éléments du toit filtrent sélectivement le rayonnement solaire incident. Une telle technologie vise le maintien des conditions appropriées pour le développement des plantes à savoir un environnement relativement frais et assez illuminé.

L'air saturé issu de l'évaporateur (2) passe à travers le condenseur (3) où circule de l'eau de mer fraîche. Une partie de vapeur d'eau véhiculé par l'air humide saturé se condense sur les parois des tubes verticaux du condenseur. Le condensât ainsi obtenu est collecté pour être dirigé vers le réservoir de stockage (7), afin de servir à l'irrigation. Les dimensions relatives au prototype de la serre font l'objet du tableau III.1.



**Figure III.2:** Schéma de principe de fonctionnement de serre. [III. 1]

**Tableau III.1 :** Paramètres de conception du prototype serre chaude, Mascate, Oman.

Largeur,	16m
Longueur,	45m
Hauteur maximale,	4,8m
Vitesse maximale de l'air,	7,09m/s
Vitesse moyenne de l'air,	1,24m/s
Dimensions (largeur × hauteur × épaisseur):	
Evaporateur frontal (1),	15,6×2×0,21m
Evaporateur arrière (1),	15,6×2×0, 21m
Condenseur.	15×1,93×0,8m

Pour analyser le fonctionnement de l'installation, on présentera les conditions de fonctionnement des différents éléments à savoir :



### **III.1.2.1. Description de l'humidificateur (Evaporateur)**

Notre système est constitué de deux évaporateurs identiques de dimensions : 15,6×2×0,21m. Afin de contribuer à une humidification conséquente de l'air véhiculé à l'installation, il y a lieu de noter que l'évaporateur est un échangeur de chaleur compact, constitué de treillis en nid d'abeilles de carton, placé perpendiculairement à l'écoulement ( figure III.3).



**Figure III.3:** Schéma d'un évaporateur renforcé par bio-minéralisation de  $\text{CaCO}_3$  et d'un condenseur formé des tubes en polythène [III.1].

### **III.1.2.2. Description du déshumidificateur (Condenseur)**

Un échangeur de chaleur du type refroidisseur d'air humide est employé comme déshumidificateur. Le condenseur conçu est supposé être composé d'environ de trois mille tubes verticaux. Les bouts supérieur et inférieur sont raccordés à deux grosses canalisations horizontales reliées par des joints en matière plastique (figure III.4).

Dans le procédé de serre de dessalement, le condenseur constitue le composant le plus critique. Pour que la serre soit rentable, le condensateur doit être efficace, simple, peu coûteux tout en exigeant peu d'entretien [III.4].



**Figure III.4:** Schéma du condenseur de la serre [III. 7].

### **III. 2. Études théoriques de la condensation en présence des gaz non condensables :**

Le travail présenté dans cette partie est axé sur la modélisation des échanges thermiques en présence des gaz non condensables. Le phénomène de la condensation a été étudié par de nombreux chercheurs [III - 8] en raison de son importance dans les industries pétrochimique et gazière, de la production de l'électricité, de la cryogénie, chauffage et industrie aérospatiale.

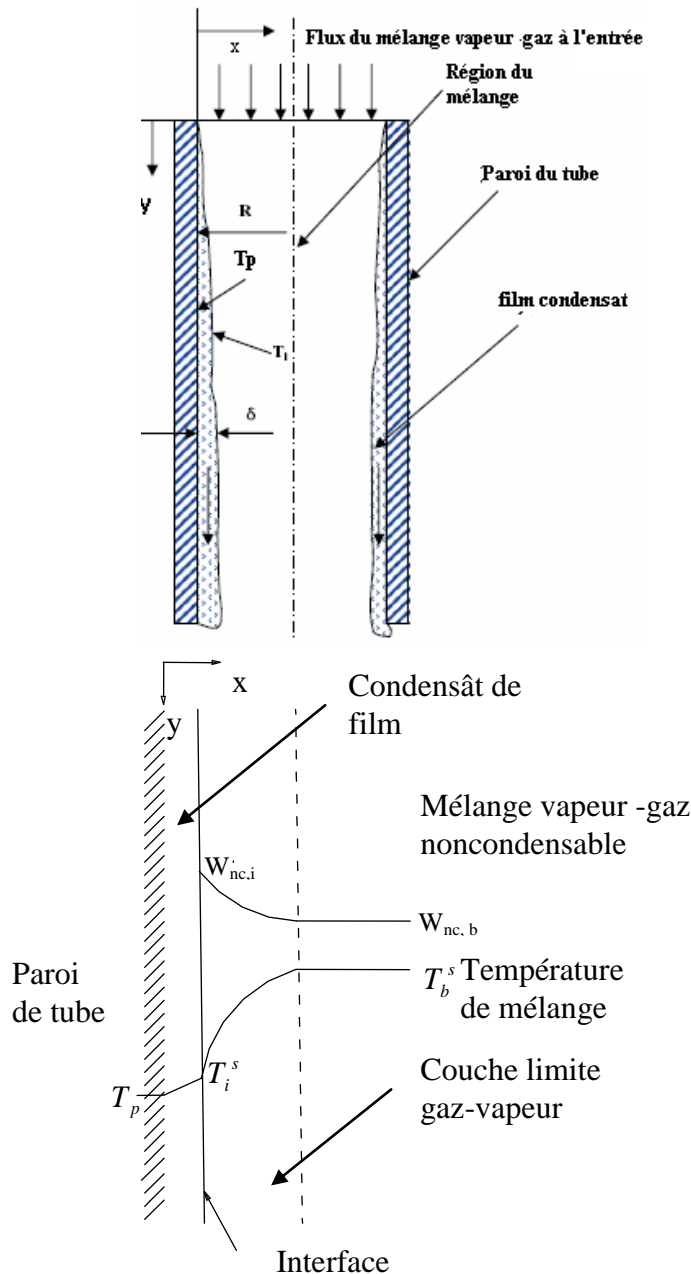
Elle trouve largement son application dans l'industrie nucléaire car dans le cas d'un incident, la pression dans le réacteur peut être réduite au moyen de condensation [III -9]. Un autre exemple typique est la condensation de la vapeur de l'air humide (déshumidification) pour la production de l'eau douce.

Les études sont menées sur divers fluides : vapeur pure, mélange de vapeurs ou mélange de vapeur et gaz incondensables en écoulement laminaire ou turbulent dans différentes configurations géométriques (plaques planes, tubes horizontaux, verticaux ou inclinés, intérieurs ou extérieurs et dans des faisceaux de tubes) [III -8].

En général, lors de la condensation d'une vapeur en présence d'un gaz non condensable dans un tube, le condensât coule en film annulaire adjacent à la paroi du tube refroidi, tandis que le mélange vapeur- gaz non condensable coule dans le noyau du tube. Un modèle d'écoulement annulaire est maintenu sur la majeure partie de la longueur active du tube dont l'espace ouvert à l'écoulement décroît au fur à mesure que le film se développe [III - 10].

La Figure III.5 représente schématiquement le prototype prévu de l'expérimentation. La paroi interne du tube est supposée être à une température  $T_p$ , inférieure à la température de saturation. Le film du condensât formé, d'épaisseur  $\delta$ , est une fonction de la position le long de la direction de l'écoulement.

L'analyse de la condensation en présence d'un gaz noncondensable implique typiquement un équilibre thermique à l'interface liquide -gaz. Cependant, des modèles propres au film condensât et au mélange gaz -vapeur sont interconnectés et simultanément résolus pour estimer les coefficients de transfert de chaleur et de masse [III - 10].



**Figure III.5:** Modèle physique de l'écoulement du condensât dans un tube vertical en film tombant.

### III 2.1. Transfert de chaleur et de matière à l'interface gaz- vapeur :

Le transfert thermique dans la couche limite de gaz vapeur comprend le transfert de chaleur sensible et de la chaleur latente lors de la condensation de vapeur. Un bilan de chaleur sur un élément différentiel de longueur  $dx$  et de surface  $dA$  permet d'établir la relation [III - 10]

$$dQ = dm_{cond} H_{fg} + h_g dA(T_b - T_i) \quad (\text{III .1})$$

où  $H_{fg}$  est l'enthalpie de condensation de la vapeur à la température de saturation  $T_{sat}$ . En régime stationnaire et à l'interface paroi de tube film du condensât, ce flux est contrebalancé par un flux thermique égal dont l'expression est :

$$dQ = h_f dA(T_i - T_p) \quad (III .2)$$

Sur la base des équations (IV.1) et (IV .2), la densité de flux thermique permet d'établir la relation :

$$q_p'' = h_f (T_i - T_p) = m_{cond}'' H_{fg} + h_g (T_b - T_i) \quad (III .3)$$

Avec  $h_g$  est le coefficient de transfert thermique pour le transfert thermique par convection à partir de la phase gazeuse au film liquide, et  $m_{cond}''$  est la densité de flux massique du condensât à l'interface. Le coefficient de transfert thermique de condensation,  $h_{cond}$  peut être défini comme :

$$h_{cond} (T_b - T_i) = m_{cond}'' H_{fg} \quad (III .4)$$

En vertu des équations (IV.3) et (IV. 4), nous obtenons :

$$q_p'' = h_f (T_i - T_p) = h_{cond} (T_b - T_i) + h_g (T_b - T_i) = (h_{cond} + h_g) (T_b - T_i) \quad (III .5)$$

La résolution de l'équation (IV. 5), par rapport à  $T_i$ , température à l'interface, permet de donner :

$$T_i = \frac{h_f T_p + (h_g + h_{cond}) T_b}{h_f + h_g + h_{cond}} \quad (III .6)$$

La totalité du flux thermique transféré de la phase gazeuse à la phase liquide (réfrigérant) peut être exprimée par la loi cinétique suivante :

$$q_p'' = h_G (T_b - T_p) \quad (III .7)$$

Où,  $h_G$  est le coefficient de transfert thermique global entre la phase vapeur et le fluide réfrigérant, en l'occurrence, l'eau de mer. Son expression analytique peut être obtenue sans difficulté, par la combinaison des équations (III. 5) et (III. 7) :

$$h_G = \left[ \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_{cond} + h_g} \right]^{-1} \quad (III .8)$$

En utilisant la théorie de l'analyse dimensionnelle, le coefficient de transfert thermique est relié au nombre de Nusselt. Le coefficient de transfert côté gaz  $h_g$  est donné par:

$$h_g = Nu \frac{\lambda}{d} \quad (\text{III.9})$$

Par ailleurs, le bilan de matière à l'interface permet de quantifier la densité de flux massique  $m''_{cond}$  condensé :

$$m''_{cond} = \left[ -\rho D \frac{\partial y_{v,i}}{\partial x} \right]_i + y_{v,i} (m''_{tot})_i \quad (\text{III.10})$$

Avec  $y_{v,i}$  est la fraction massique de vapeur. Si la surface condensât est supposé imperméable aux gaz non condensables, l'équation (III.10) peut être simplifiée. En effet, on note que :

$$m''_{cond} = m''_{tot} ,$$

de sorte que le profil s'écrit :

$$m''_{cond} = \frac{\left( -\rho D \frac{\partial y_v}{\partial x} \right)_i}{1 - Y_{v,i}} = h_m \frac{(y_{v,b} - y_{v,i})}{(1 - y_{v,i})} \quad (\text{III.11})$$

Où,  $h_m$  est le coefficient de transfert de masse et  $D$ , le coefficient de diffusion. De façon analogue, le nombre de Sherwood est défini comme suit :

$$Sh_o = \left( \frac{h_m L}{\rho D} \right) \quad (\text{III.12})$$

La combinaison des équations (III.11) et (III.10) permet d'exprimer  $h_m$  sous la forme :

$$Sh_o = \frac{m''_{cond} L}{\rho D} \frac{y_{nc,i}}{(y_{nc,i} - y_{nc,b})}$$

Avec :  $y_{nc,i} = 1 - y_{v,i}$  et  $y_{nc,b} = 1 - y_{v,b}$  (III.13)

### III 2.2. Modélisation de l'écoulement dans le film condensât:

Dans le cas de la condensation de vapeur pure, le film condensât fournit une seule résistance de transfert thermique due à la conduction. La présence de quantité infime de gaz non condensable provoque une couche limite additionnelle de gaz à l'interface qui constitue une résistance supplémentaire à la résistance film de condensât.

Compte tenu des hypothèses de Nusselt, le coefficient de transfert thermique du film condensât est identifié par le rapport de conductivité du condensât à l'épaisseur locale du film [III - 10]. Dans un régime d'écoulement forcé, la résistance du film condensât est faible en raison de l'ondulation de la surface et de la transition rapide au régime turbulent du film

condensât. **Corradini (1984) [III - 11]** a constaté que la résistance de transfert thermique de film n'est pas affectée de manière significative par la résistance globale de transfert thermique en présence des non condensables **[III - 11]**.

Par conséquent, **Siddique et al. (1994) [III - 12]** ont conclu que les améliorations proposées à la théorie Nusselt ne sont pas nécessaires **[III - 12]**. Mais en toute rigueur et pour des nombres de Reynolds croissants à l'entrée du mélange, la résistance au transfert thermique dans l'interface de gaz vapeur ne saurait atténuer l'impact d'un nombre de Reynolds élevé de la phase vapeur **[III - 10]**. Par conséquent, il est nécessaire d'établir le modèle approprié de transfert thermique pour calculer la résistance dans le film condensât. Pour ce faire nous avons considéré deux modèles afin de comparer les deux approches **[III - 10]**.

Dans le premier modèle, le coefficient de transfert thermique dans le condensât film peut être exprimé par la relation empirique suivante :

$$h_f = \beta \frac{\lambda_l}{\delta(x)} \quad (\text{III .14})$$

Où  $\beta$  est un facteur correctif introduit dans l'équation de **Nusselt** qui met en évidence la contribution à l'augmentation du coefficient de transfert thermique à l'interface gaz liquide. Sa valeur est de 1,28, telle que suggérée par **McAdams**.

**Siddique et al. (1994) [III - 12]** ont employé ce facteur multiplicatif pour la totalité de la longueur de tube. Néanmoins, ces derniers ont montré que le coefficient de transfert thermique estimé dans le premier tronçon du tube est assez élevé par rapport aux données expérimentales. Par conséquent, il a été suggéré que le facteur  $\beta$  soit appliqué quand le nombre de Reynolds du condensât ( $\Gamma/\mu$ ) est supérieur à 30.

Sur la base de la théorie de **Nusselt**, le profil local de vitesse dans le film du condensât sur une paroi plane, en termes de coordonnées rectangulaires (figure III.5), est de forme parabolique donnée par l'équation suivante :

$$u_l(y) = \frac{g(\rho_l - \rho_v)\delta^2}{\mu_l} \left[ \frac{y}{\delta} - \frac{1}{2} \left( \frac{y}{\delta} \right)^2 \right] \quad (\text{III.15})$$

Le débit local du condensât peut être obtenu par un bilan sur la section élémentaire du condensât :

$$m_{cond}(x) = \int_0^{\delta(x)} 2\pi\rho_l u_l(y)(R-y)dy \quad (\text{III .16})$$

La combinaison des équations (III .14) et (III .15), le débit local du condensât peut être obtenu par unité de section de film comme :

$$m_{cond}(x) = \frac{2\pi g \rho_l (\rho_l - \rho_v)}{\mu_l} \left[ \frac{R\delta^3}{3} - \frac{5\delta^4}{24} \right] \quad (\text{III .17})$$

En tout point de l'axe  $ox$ , la connaissance du débit local du condensât  $m_{cond}(x)$  permet d'estimer l'épaisseur du film par résolution de l'équation (III .17).

Le second modèle destiné au calcul du coefficient de transfert thermique dans le film condensât est celui **Blangetti et al.** Le modèle fournit une correction pondérée à la solution de Nusselt pour le film laminaire.

La théorie de Nusselt néglige les effets de la contrainte de cisaillement ainsi que les effets convectifs pour aboutir à une distribution linéaire de la température dans le film. Cependant, l'épaisseur de film du condensât  $\delta$  dépend du flux massique local et de la contrainte de cisaillement interfaciale  $\tau_g$  [III - 10], par le biais de l'équation :

$$\Gamma = \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_g)}{3\mu_l} \delta^3 + \frac{\rho_l \tau_g}{2\mu_l} \delta^2 \quad (\text{III .18})$$

L'effet de la contrainte de cisaillement exercé par le mélange de gaz vapeur sur le film du condensât est donné par la fameuse relation suivante:

$$\tau_g = f \rho_g \frac{v_g^2}{2} \quad (\text{III.19})$$

Où  $v_g$  est la vitesse de gaz et  $f$  est un coefficient de frottement déterminé graphiquement et il dépend essentiellement du régime de l'écoulement. Pour une analyse moins contraignante, il est commode de recourir à l'utilisation de groupes adimensionnels dont la longueur caractéristique  $L$  est définie par la relation :

$$L = \left( \frac{\mu_l^2}{\rho_l^2 g} \right)^{1/3} \quad (\text{III.20})$$

Le nombre de Reynolds est relié à la contrainte de cisaillement adimensionnelle pour la phase vapeur par la relation :

$$\text{Re}_f = \frac{\Gamma}{\mu_l} \quad (\text{III .21})$$

$$\tau_g^* = \frac{\tau_g}{g\rho_l(1-(\rho_g/\rho_l))\Gamma} \quad (\text{III.22})$$

Il apparaît clairement que l'épaisseur de film peut être exprimée par :

$$\frac{\text{Re}_f}{1-(\rho_g/\rho_l)} = \frac{\delta^{*3}}{3} + \frac{\tau_g^* \delta^{*2}}{2} \quad (\text{III .23})$$

**Blangetti et al .** ont étendu le modèle de **Rohsenow (Rohsenow et al., 1992) [III - 13]** qui prévoit le calcul de nombre de Nusselt pour des intervalles beaucoup plus larges de nombres de Reynolds du film  $\text{Re}_f$  [III - 14]. Ces derniers ont suggéré l'existence d'un domaine de transition dans le comportement du film. Pour en tenir compte, le nombre de Nusselt est établi par la relation suivante [III - 14]:

$$\text{Nu} = \frac{h_f L}{\lambda_l} = (\text{Nu}_{x,lam}^4 + \text{Nu}_{x,tur}^4)^{1/4} \quad (\text{III .24})$$

En termes de grandeurs physiques, le nombre de Nusselt moyen pour les différents régimes est exprimé par les équations suivantes pour les différents régimes [III - 14]:

- Régime laminaire:

$$\text{Nu}_{x,lam} = \frac{1}{\delta^*} \quad (\text{III.25})$$

Avec  $\delta^* = \delta/L$  solution de l'équation algébrique (III.23).

- Régime turbulent :

$$\text{Nu}_{x,tur} = a \text{Re}_f^b \text{Pr}^c (1 + e \tau_g^{*f}) \quad (\text{III .26})$$

Les valeurs des coefficients figurant dans cette expression sont regroupées dans le tableau ci-dessous :

**Tableau III .2 :** Coefficients utilisé dans le calcul du nombre de Nusselt local de film [III - 14]:



coefficient	$\tau_g^* = 0$	$0 < \tau_g^* < 5$	$5 < \tau_g^* < 10$	$10 < \tau_g^* < 40$
<i>a</i>	0,008663	0,008663	0,02700	0,04294
<i>b</i>	0,3820	0,3820	0,2071	0,09617
<i>c</i>	0,5689	0,5689	0,5000	0,4578
<i>e</i>	----	0,1450	0,4070	0,6469
<i>f</i>	----	0,5410	0,4200	0,4730

### III.3. Effet de l'échange thermique sur l'intensité de transfert de matière :

Compte tenu de l'intensité de transfert thermique dans le premier tronçon du tube ( $0 \leq L \leq L_{1a}$ ), il semble plus adéquat de mentionner l'impact de transfert de matière sur la cinétique globale d'échange. Cet effet croisé d'échange affecte aussi bien le profil de température que de concentration pour des champs de vitesses pleinement développées. **Reynolds et al. (1969)** ont proposé des corrélations explicitant la variation des coefficients d'échange de chaleur et de matière en fonction de la position longitudinale *x* pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. Dans la zone d'entrée thermique, les équations proposées ont pour expression [III - 10] :

$$Nu_{ot} = Nu_o \left[ 1 + \frac{0.8(1 + 7 \times 10^4 Re^{-3/2})}{x/d} \right] \quad (III .27)$$

$$Sh_{ot} = Sh_o \left[ 1 + \frac{0.8(1 + 7 \times 10^4 Re^{-3/2})}{x/d} \right] \quad (III.28)$$

L'indice inférieur « *ot* » représente l'effet de la longueur thermique sans effet d'aspiration. Quand la différence de concentration en gaz non condensable entre le mélange gazeux et l'interface est assez importante, le nombre de Schmidt subit une variation franche dans la couche limite interfaciale. En effet, la variation de la densité est responsable principalement de la variation de nombre de Schmidt. Cette remarque a été mentionnée dans les résultats de travaux de **Ghiaasiaan et al.**

En conséquence, il y a lieu de noter des variations considérables des propriétés avec la composition des constituants à l'interface. Pour expliciter cette tendance, **Knuth et al [II - 25]**.ont suggéré un schéma correctif de la composition de référence du mélange gazeux binaire en régime turbulent [III - 10]:

$$y_v^* = \frac{M_v}{M_v - M_{nc}} \left[ \frac{\ln(M_{mél,b}) / (M_{mél,i})}{\ln(W_{v,b} \times M_{mél,b}) / (W_{v,i} \times M_{mél,i})} \right] \quad (III .29)$$

où  $M_{mél}$  est le poids moléculaire du mélange gaz vapeur lequel est donné par :

$$\frac{1}{M_{mél}} = \frac{W_v}{M_v} + \frac{W_{nc}}{M_{nc}} \quad (III.30)$$

Pour tenir compte de l'effet du sous refroidissement du film de condensât, les propriétés thermo physiques sont estimées à la température du film  $T_f$  telle que suggérée par **Minkowycz et Sparrow (1966) [II -10]**.

$$T_f = T_p + 0.31 \times (T_i - T_p) \quad (III .31)$$

Sur la base du modèle de transfert croisé de chaleur et de matière, impliqué dans l'analyse du phénomène de la condensation en présence de gaz non condensables, le calcul de certaines propriétés thermo physiques s'impose. A cet effet et à nouveau, afin d'estimer la composition du gaz à l'interface, on supposera que le mélange gazeux est idéal et qu'un état d'équilibre règne à l'interface. L'application de la loi de Dalton donne :

$$y_{nc,i} = \frac{P_{tot} - P_v(T_i)}{P_{tot} - (1 - (M_v / M_{nc}))P_v(T_i)} \quad (III .32)$$

Les propriétés locales de mélange sont calculées comme suit :

$$\begin{aligned} \rho_b &= W_{nc} \times \rho_{nc}(T_{ref}) + (1 - W_{nc}) \times \rho_v(T_{ref}) \\ C_{pb} &= W_{nc} \times C_{pnc}(T_{ref}) + (1 - W_{nc}) \times C_{pv}(T_{ref}) \\ D &= 8.96038 \times 10^{-4} \times \frac{T_{ref}}{P_i} \end{aligned} \quad (III .33)$$

La viscosité et la conductivité thermique du mélange sont alors calculées en utilisant la méthode de **Bromley et Wilke [III - 15]**.

$$\begin{aligned} \mu_m &= \sum_{i=1}^n \frac{\mu_i}{1 + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n \left( \Phi_{ij} \times \frac{x_j}{x_i} \right)} \\ \Phi_{ij} &= \frac{1 + \left[ \left( \frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{1/2} \times \left( \frac{M_j}{M_i} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8} \times \left[ 1 + \frac{M_i}{M_j} \right]^{1/2}} \end{aligned} \quad (III. 34)$$

Pour un mélange binaire, (vapeur –gaz) la viscosité du mélange est :

$$\mu_m = \frac{W_{nc} \times \mu_g}{W_{nc} + (1 - W_{nc}) \times \Phi_v} + \frac{(1 - W_{nc}) \times \mu_v}{W_{nc} \times \Phi_g + (1 - W_{nc})} \quad (III .35)$$

$$\Phi_g = \frac{1 + \left[ \left( \frac{\mu_v}{\mu_g} \right)^{1/2} \times \left( \frac{M_g}{M_v} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8} \times \left[ 1 + \frac{M_v}{M_g} \right]^{1/2}} \quad \text{et la conductivité est donnée par :}$$

$$\lambda_m = \frac{W_{nc} \times \lambda_g}{W_{nc} + (1 - W_{nc}) \times \Phi_v} + \frac{(1 - W_{nc}) \times \lambda_v}{W_{nc} \times \Phi_g + (1 - W_{nc})} \quad (\text{III.36})$$

$$\Phi_v = \frac{1 + \left[ \left( \frac{\mu_g}{\mu_v} \right)^{1/2} \times \left( \frac{M_v}{M_g} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8} \times \left[ 1 + \frac{M_g}{M_v} \right]^{1/2}}$$

#### III.4. Algorithme de calculs du système de condensation:

Afin de déterminer le débit du condensât ainsi que tous les paramètres inhérents au fonctionnement du condenseur, nous avons développé l'algorithme suivant :

1. Les données sont :  $T_b, \dot{m}_f, T_f^e, D_{in}, D_{ext}, L, P_{tot}, Y_b, \lambda_p, \varepsilon$
2. Calcul des propriétés thermo physiques de l'eau, et de l'air sous différentes conditions.
3. Calcul de la température de saturation adiabatique et de l'humidité à la saturation en tout point du condenseur en utilisant un processus itératif sur la base de l'équation

$$\text{suivante : } \frac{Y_b - Y_{sat}}{T_b - T_{sat}} = - \frac{C_s}{H_{vap}^{T_{sat}}} \quad (\text{III.37})$$

4. Hypothèses : choix de  $(T_{pi})^0, (T_{pext})^0$
5. Calcul de la fraction de vapeurs d'eau dans l'air est donnée par :

$$y = \frac{Y_b}{(Y_b + 1)} \quad (\text{III.38})$$

6. Calcul de la fraction non condensable est donnée par :

$$y_{nc} = 1 - y \quad (\text{III.39})$$

7. Calcul de  $h_{cond}$  en utilisant l'équation suivante :

$$h_{cond} = \frac{L^{0.05} \left[ (3.7 + 28.7 P_{tot}) - (2438 + 458.3 P_{tot}) \log_{10} y_{nc} \right]}{(T_b - T_{pi})^{0.25}} \quad (\text{III.40})$$

8. Calcul de  $h_{conv}$  en utilisant l'équation suivante :

$$h_{conv} = (Nu_L \lambda) / L \quad (III.41)$$

9. Calcul de la résistance globale.

10. Calcul de la densité du flux échangée lors de la condensation.

$$q' = h_{cond} (T_b - T_{pi}) \quad (III.42)$$

11. Calcul du débit massique du condensât  $\dot{m}_{cond}$  par l'équation suivante :

$$\dot{m}_{cond} = \frac{q'}{H_{fg}^*} \quad (III.43)$$

$H_{fg}^*$  est donnée par l'équation (III.48).

12. Calcul de la température externe  $T_{pext}$  du tube par la résolution de l'équation:

$$(\Delta T)_{ln}^{in} = \frac{T_f^s - T_f^e}{\ln \left( \frac{T_{pext} - T_f^e}{T_{pext} - T_f^s} \right)} \quad (III.44)$$

13. Calcul de la température interne  $T_{pi}$  du tube en utilisant l'équation :

$$q' = h_{cond} \pi D_{int} L (T_{sat} - T_{pi}) \quad (III.45)$$

-Définition du critère de convergence :

$$\Delta = \sqrt{\frac{1}{2} \left[ \left( \frac{T_{pi}^{cal} - T_{pi}}{T_{pi}^{cal}} \right)^2 + \left( \frac{T_{pext}^{cal} - T_{pext}}{T_{pext}^{cal}} \right)^2 \right]} \quad (III.46)$$

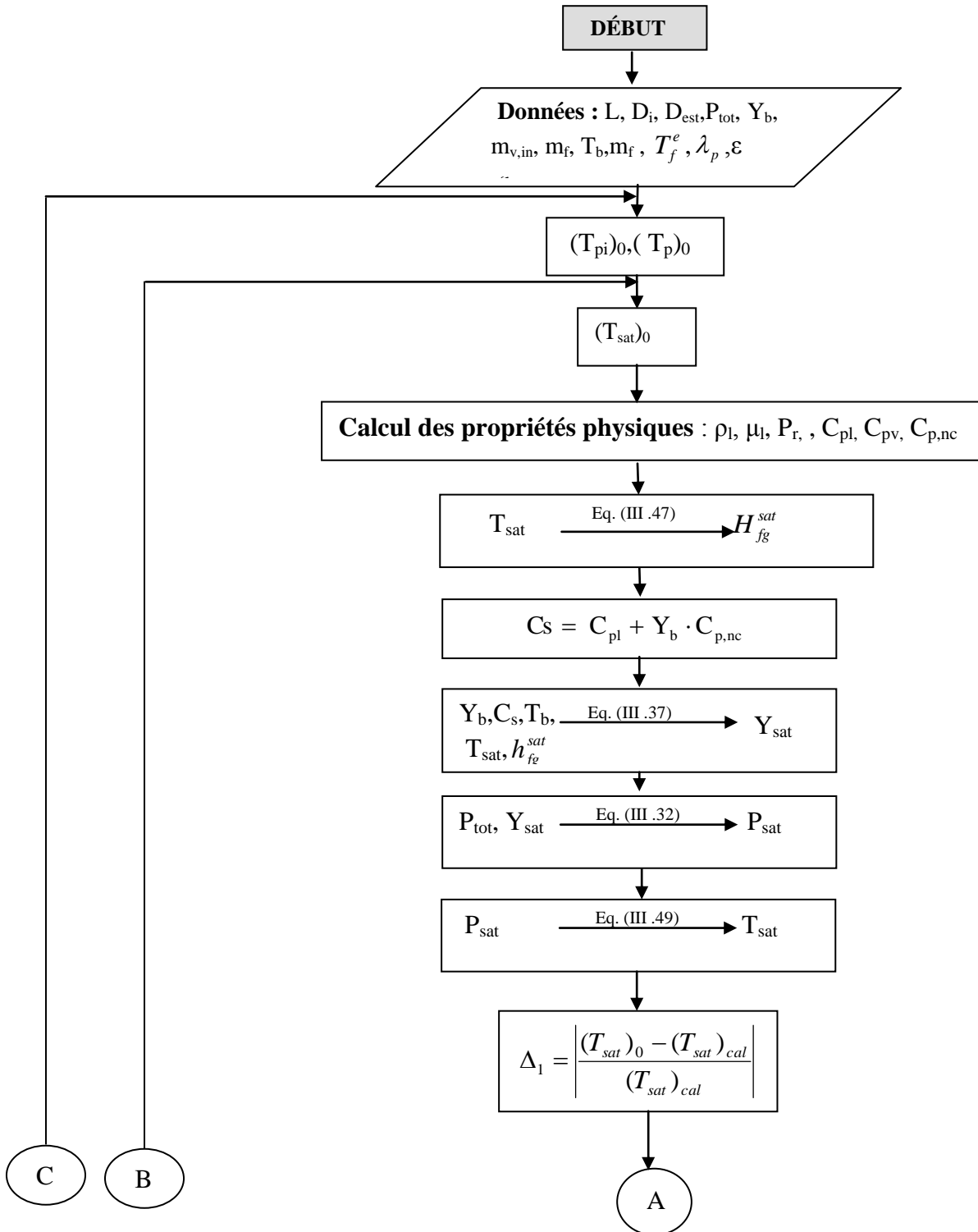
14. Test de convergence : Si  $\Delta > \varepsilon$ , on propose de nouvelles valeurs de  $(T_{pint})^0$  et  $(T_{pext})^0$  telles que:

$$(T_{pi})^0 = \frac{(T_{pi})^0 + (T_{pi})^{cal}}{2}$$

$$(T_{pext})^0 = \frac{(T_{pext})^0 + (T_{pext})^{cal}}{2}$$

On reprend les calculs à partir de l'étape n°4 pour aboutir à de nouvelles valeurs de  $T_{pi}^{cal}$  et  $T_{pext}^{cal}$ . Le calcul est arrêté une fois le critère de convergence vérifié.

**III.5. Organigramme de calculs du système de condensation:**



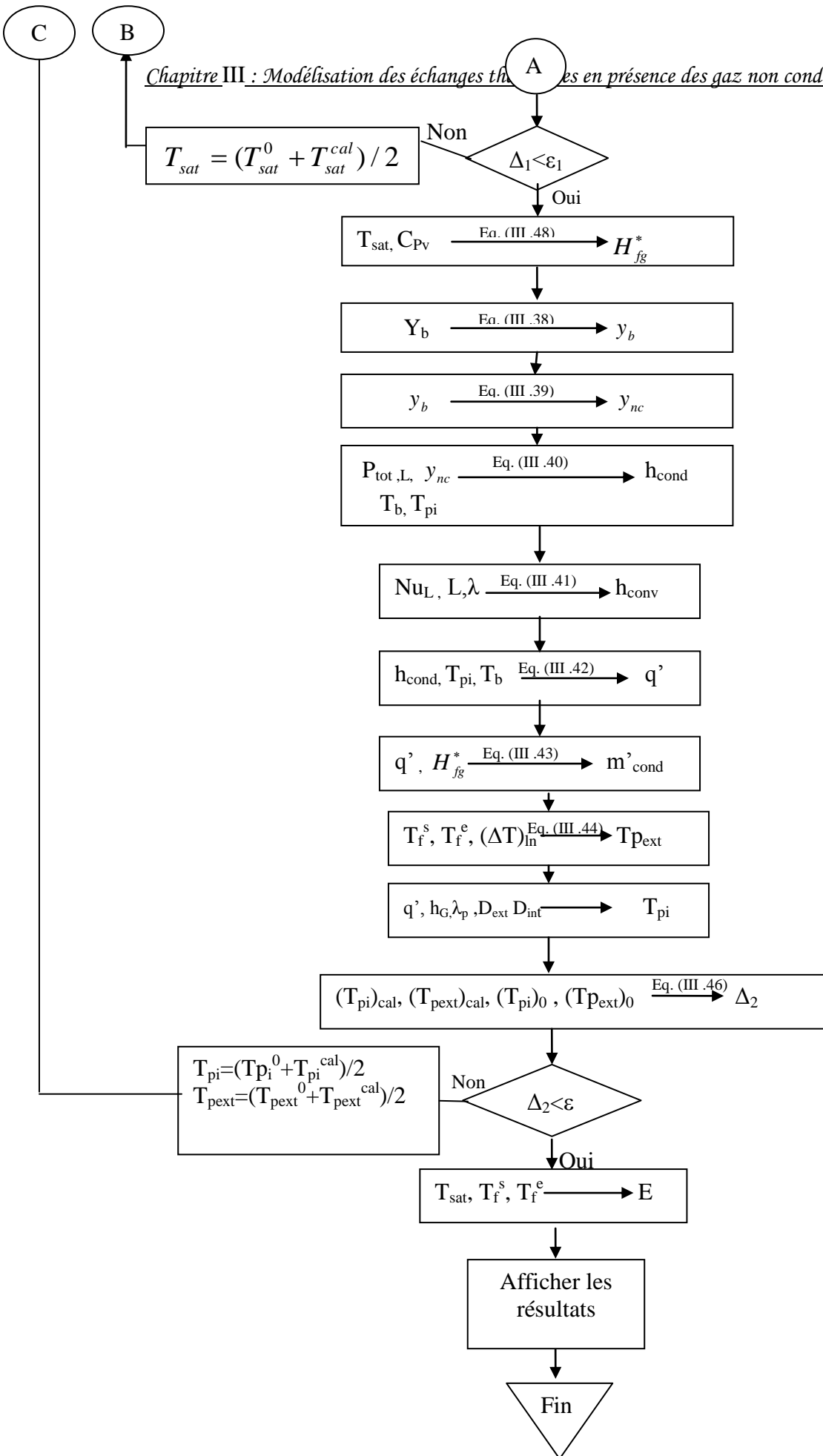


Figure III.6: Organigramme de calcul énergétique d'un condenseur dans une SWGH.

### III 6. Acquisition des données physiques :

Il est tout à fait évident que le calcul de transfert thermique exige la détermination des propriétés physiques à différents niveaux thermiques. C'est dans ce sens que nous avons jugé instructif de présenter la variation des différentes propriétés en fonction des variables d'état.

#### III 6.1. Propriétés thermo physiques de l'eau :

##### III 6. 1.1 Chaleur latente de vaporisation :

La chaleur latente de vaporisation est reliée à la température par la relation de Watson qui s'écrit :

$$H_{fg}^T = H_{fg}^{T_{ref}} \left( \frac{1-T_r}{1-T_{r0}} \right)^{0.38} \quad (\text{III .47})$$

Néanmoins, les données les plus récentes ont été corrélées par l'équation suivante en s'inspirant de l'équation de Watson. Elle s'exprime par la relation suivante [III - 15].

$$H_{fg} = A_1(1-T_r)^{A_5}$$

Avec  $A_5 = A_2 + A_3T_r + A_4T_r^2$ , les valeurs de  $A_i$  ( $1 \leq i \leq 5$ ) sont regroupées dans l'annexe.

Pour tenir compte d'un éventuel sous refroidissement du condensât, la littérature propose la formule correctrice suivante:

$$H_{fg}^* = H_{fg} + 0,68C_p(T_{sat} - T_p) \quad (\text{III .48})$$

Où  $C_p$  est la chaleur spécifique de la phase liquide.

##### III 6.1.2 Tension de vapeur :

Les modèles thermodynamiques relatifs au calcul de la tension de vapeur sont basés essentiellement sur l'équation d'Antoine. En effet, les données relatives à l'eau ont été traitées numériquement en proposant l'équation suivante [III - 15]:

$$\ln P_{sat} = B_1 + \frac{B_2}{T_{sat}} + B_3 \ln T_{sat} + B_4 (T_{sat}^{B_5}) \quad (\text{III.49})$$

Les données relatives à  $B_i$  ( $1 \leq i \leq 5$ ) font l'objet de l'annexe.

##### III 6.1.3 Densité :

L'expression du coefficient d'échange thermique par condensation fait apparaître la densité aussi bien de la phase liquide que de la phase vapeur. La densité de la phase vapeur peut être estimée par l'équation d'interpolation suivante :

$$\rho_v = C_1 \text{Exp}(C_2 T) \quad (\text{III .50})$$

La densité du liquide saturé est déterminée par l'équation suivante [III - 15] :

$$\rho_l = C_3 T + C_4 \quad (\text{III .51})$$

Les valeurs des constantes ( $C_1, C_2, C_3, C_4$ ) font l'objet de l'annexe.

### III 6.1.4 Viscosité :

Les fluides sont naturellement visqueux. Cette propriété, qui ne peut apparaître lorsque les fluides sont au repos, est parfaitement mise en évidence dès que le fluide se met en mouvement. La viscosité varie avec la température et diminue pour un accroissement de température pour les liquides. Pour les gaz, elle a un comportement inverse. Sur la base des données présentées par [III - 15], la viscosité dynamique de la vapeur saturée est donnée par la formule suivante :

$$\mu_v = C_5 \text{Exp}(C_6 T) [393,15 < T < 453,15] \quad (\text{III .52})$$

Pour l'intervalle de température [308.15, 363.15], la viscosité du liquide saturé est :

$$\mu_l = C_7 \text{Exp}(C_8 T) \quad (\text{III .53})$$

Les valeurs constantes ( $C_5, C_6, C_7, C_8$ ) sont regroupées dans l'annexe.

### III 6.1.5 Conductivité thermique :

La conductivité thermique d'un liquide varie en fonction de la température suivant la loi de **Horrocks** et **Mchaughlin**. Les données de la conductivité thermique peuvent être corrélées par l'équation suivante en fonction de l'état saturé de l'eau et tout en dépendant du domaine de variation de la température [III - 15].

$$\lambda_v = E_1 \ln(T) + E_2 [393,15 < T < 453,15] \quad (\text{III .54})$$

$$\lambda_L = E_3 \ln(T) + E_4 [308,15 < T < 363,15] \quad (\text{III .55})$$

Les données relatives à ( $E_1, E_2, E_3, E_4$ ) font l'objet de l'annexe.

### III 6.1.6 Nombre de Prandtl :

Le nombre de Prandtl :  $\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{\lambda} = \frac{\nu}{a}$  est un groupement intrinsèque au fluide. Son expression, pour l'eau liquide saturée, est en fonction de la température [III - 15]. Elle est donnée par :

$$\text{Pr} = F_1 \text{Exp}(F_2 T) \quad (\text{III .56})$$



Les constantes  $F_1$  et  $F_2$  figurent dans l'annexe.

### III 6.1.7. Chaleur spécifique :

L'expression de la chaleur spécifique de l'eau liquide en fonction de température comme [III - 16]:

$$C_{pl} = 4,182 + 2,31610^{-5} \times T + 1,09 \times 10^{-5} \times T^2 + 1,223 \times 10^{-7} \times T^3 \quad (\text{III.57})$$

La chaleur spécifique pour la phase vapeur peut être corrélée par l'équation suivante en fonction de la température [III - 16]:

$$C_{pv} = 1,874 - 1,32710^{-4} \times T + 3,356 \times 10^{-6} \times T^2 - 6,385 \times 10^{-9} \times T^3 \quad (\text{III .58})$$

Cette propriété est valable pour un intervalle de température de 273 à 815 K et à pression atmosphérique.

### III 6.2. Propriétés thermophysiques de l'air [III - 16]:

Toutes les propriétés physiques ci après sont valides dans un domaine de température qui s'étale de 100 à 3500 K.

**III 6.2.1. Conductivité thermique :** La conductivité thermique de l'air varie en fonction de la température suivant la corrélation suivante :

$$\lambda_{air} = 0,02364 + 7,562410^{-5} \times T + 2,522 \times 10^{-8} \times T^2 + 4,64 \times 10^{-12} \times T^3 \quad (\text{III .59})$$

#### III 6.2.2 Viscosité :

La viscosité de l'air varie avec la température suivant la corrélation suivante :

$$\mu_{air} = 1,73 \times 10^{-5} + 4,8717 \times 10^{-8} \times T - 4,0264 \times 10^{-11} \times T^2 + 4,62 \times 10^{-14} \times T^3 \quad (\text{III .60})$$

#### III 6.2.3. Densité :

La densité de l'air peut être exprimée en fonction de température par :

$$\rho_{air} = 1,2917 - 4,66 \times 10^{-3} \times T + 1,5047 \times 10^{-5} \times T^2 - 2,9856 \times 10^{-8} \times T^3 \quad (\text{III .61})$$

#### III 6.2.4. Chaleur spécifique :

La chaleur spécifique de l'air peut être corrélée par l'équation suivante :

$$C_{p,air} = 1,0065 + 9,129 \times 10^{-6} \times T - 1,81449 \times 10^{-7} \times T^2 + 3,56 \times 10^{-9} \times T^3 \quad (\text{III.62})$$

**Bibliographie :**

- [III.1] Charlie Paton et Philip Davies** ,The seawater greenhouse cooling ,fresh water and fresh produce from seawater , The 2nd International Conference on Water Resources in Arid Environments King Saud University Riyadh 2006.
- [III.2] M.A. Darwish**, Experimental and theoretical study of humidification–dehumidification desalting system. Desalination (1994).
- [III.3]** Potentiel de la serre chaude d'eau de mer dans climats orientaux moyens,523 Conférence Internationale De Technologie (le CEI)"Mutah 2004" Université De Mutah, JORDANIE, Avril 26-28. Pages 523-540.
- [III.4] A. S. Nafey et al** ,Solar desalination using humidification–dehumidification processes. Part II. An experimental investigation, Elsevier (03)00152-3
- [III. 5] S. Al-Hallaj et M. Farid**, Solar desalination with a humidification–dehumidification cycle: performance unit. Desalination **120** (1998),
- [III. 6] H. Mahmoudi et al**, Weather data and analysis of hybrid photovoltaic–wind power generation systems adapted to a seawater greenhouse desalination unit designed for arid coastal countries, Desalination 222 (2008) 119–127
- [III. 7] Mahmoudi H., Ouagued A,** et al. A model for the performance of a vertical tube condenser of a solar seawater greenhouse unit in the presence of noncondensable gases, Desalination 222: 489-499 (2008)
- [III -8] Erh .Chang siow**, Numerical solution of a two-phase model for laminar film condensation of vapour-gas mixtures in channels. These (Master), Winnipeg, Manitoba, Canada **2001**.
- [III -9] I. G.shekriladze et al**, Theoretical study of laminar film condensation flowing vapor, Journal of Heat and Mass Transfer **1965**.
- [III -10] N.K. Maheshwari et al**, Investigation on condensation in presence of a noncondensable gas for a wide range of Reynolds number, Nuclear Engineering and Design 227 (2004).
- [III -11] Corradini, M.L.** Turbulent condensation on a cold wall in the presence of a noncondensable gas. Nucl. Technol. 64, 186. . **1984**.
- [III -12] Siddique, et al** . Theoretical modeling of forced convection condensation of steam in a vertical tube in the presence of a noncondensable gas. Nucl. Technol. 106, 202, **1994**.

**[III -13] Rohsenow, et al**, Effect of vapour velocity on laminar and turbulent film condensation, Ph.D. dissertation, Massachusetts Institute of Technology. **1992**.

**[III -14] Y.A. Hassan, S. Banerjee**, Implementation of a non-condensable model in RELAP5/MOD3, Nuclear Engineering and Design 162 (**1996**) 281-300.

**[III -15] Robert H.Perry, et al**, Perry's Chemical Engineer's Handbook, publication J.Wiley , 7<sup>ème</sup> Edition (**1997**).

**[III -16] Maria Pla Perujo aus Valencia**, Condensation of Water Vapor and Acid Mixtures from Exhaust Gases, Diplôme- Ingénieur ,Berlin **2004**.

**Site Internet:**

**[SWGHE]** : [www.seawatergreenhouse.com](http://www.seawatergreenhouse.com)

# Chapitre IV :

Simulation du fonctionnement  
du condenseur d'une serre chaude

## **Introduction**

Dans les chapitres précédents, nous avons mis en évidence l'intérêt d'échange énergétique et influence des différents paramètres sur le débit massique du condensat. En outre, la simulation du fonctionnement du procédé nécessite préalablement la fixation des variables opératoires et la délimitation de leur domaine de variation afin de pouvoir obtenir des résultats qui permettent l'analyse de la performance du système étudié.

### **IV-1. Concept de degrés de liberté à un échangeur de chaleur:**

Il en découle que la simulation du fonctionnement du condenseur conduit impérativement à déterminer :

- Débit du condensat ;
- Coefficient d'échange ;
- Profil de températures dans les deux courants ;

En fonction des différentes variables de design du condenseur et compte tenu de la complexité des interactions entre les variables d'une part et pour alléger le modèle d'autre part, nous avons jugé plus adéquat de recourir à la méthode permettant la détermination de degrés de liberté de l'unité (condenseur).

#### **IV.1.1. Principe de la méthode :**

Pour déterminer toutes les variables de conception lesquelles sont contrôlables extérieurement, on a procédé par l'analyse de degrés de liberté de tout élément présent dans l'unité laquelle est basée essentiellement sur la règle de phases de Gibbs d'une part et sur les lois de conservation de la matière et de l'énergie d'autre part. Si on désigne par  $N_V$  le nombre de variables inconnues et  $N_E$  le nombre d'équations indépendantes, le nombre de degrés de liberté  $N_D$  (variance) est calculé par la relation suivante :

$$N_D = N_V - N_E \quad \text{(IV.1)}$$

Il est évident que cette méthode facilite considérablement le choix des variables de conception tout en améliorant les conditions de traitement numérique lorsqu'on fait appel à l'outil informatique dans l'étape de simulation.

### IV.1.2. Application du concept à l'analyse du condenseur :

On considère l'échangeur de chaleur (condenseur) comme élément, siège d'interaction de 4 courants dont chacun est monophasique (constitué d'une seule phase). Si  $C$  désigne le nombre de constituants du courant, alors on peut lui associer  $(C + 3)$  variables qui peuvent être spécifiées comme suit:

Fractions molaires $x_i$	$C$
Son débit total	1
Sa pression	1
Sa température	1

Il est important de noter que, dans un condenseur, la seule interaction possible entre courants est l'interaction thermique. Si on note  $C_1$  le nombre de constituants du fluide froid, il se dégage qu'on peut dénombrer :

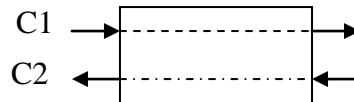


Figure IV.1 : Schéma standard d'un échangeur de chaleur.

**Le nombre de variables :**

$$N_V = 2 \times (C_1 + C_2) + 12 \quad \text{(IV.2)}$$

Le nombre total de restrictions, représentant le nombre d'équations, peut être énuméré comme suit :

**Bilan de matière par constituant :**  $(C_1 - 1) + (C_2 - 1)$

**Bilan de matière global pour chaque courant :**  $1 + 1$

**Somme de composition :**  $\sum_{i=1}^n x_i = 1, \sum_{j=1}^m y_j = 1$   $2 + 2$

**Bilan énergétique :**  $1$

---

Total =  $(C_1 + C_2 + 5)$

Donc le nombre d'équation indépendantes  $N_E$  est égal à :

$$N_E = C_1 + C_2 + 5 \quad (\text{IV.3})$$

Il en découle, d'après l'équation (IV.2) que le nombre de degrés de liberté pour un condenseur est de :

$$N_D = C_1 + C_2 + 7 \quad (\text{IV.4})$$

En conséquence, il est important de spécifier la liste de ces variables de conception. On note spécialement les suivantes :

<b>Spécification des variables</b>	<b>Nombre de variables</b>
- Débit de chacun des deux courants	2
- Composition de chacun des deux courants : $x_i$	$C_1 + C_2 - 2$
- Température et pression des deux courants entrants : T,P	$2*2 = 4$
- Pression des deux courants sortants : P	$2*1 = 2$
- Quantité de chaleur échangée entre les deux courants : Q	1
	<b>Total = <math>(C_1 + C_2 + 7)</math></b>

Il est à noter que pour notre cas, l'eau salée est supposée constituée de l'eau pure et du chlorure de sodium, alors que l'air humide est identiquement composé de l'air sec et de la vapeur d'eau, soit :

$$\text{Eau salée} : C_1 = 2$$

$$\text{L'air humide} : C_2 = 2$$

#### IV.2. Identification des paramètres opératoires :

- Fraction de gaz non condensable  $Y_{nc}$  à l'entrée.
- Humidité absolue Y
- Température de bulbe sec  $T_b$ .
- Température d'entrée du fluide froid (l'eau salée)  $T_f$
- Longueur de tube L
- L'angle d'inclinaison des tubes du condenseur,  $\theta$ .
- Teneur en sel de l'eau à traiter.
- Pression totale de fonctionnement.
- Débit du fluide réfrigérant,  $\dot{m}_f$ .

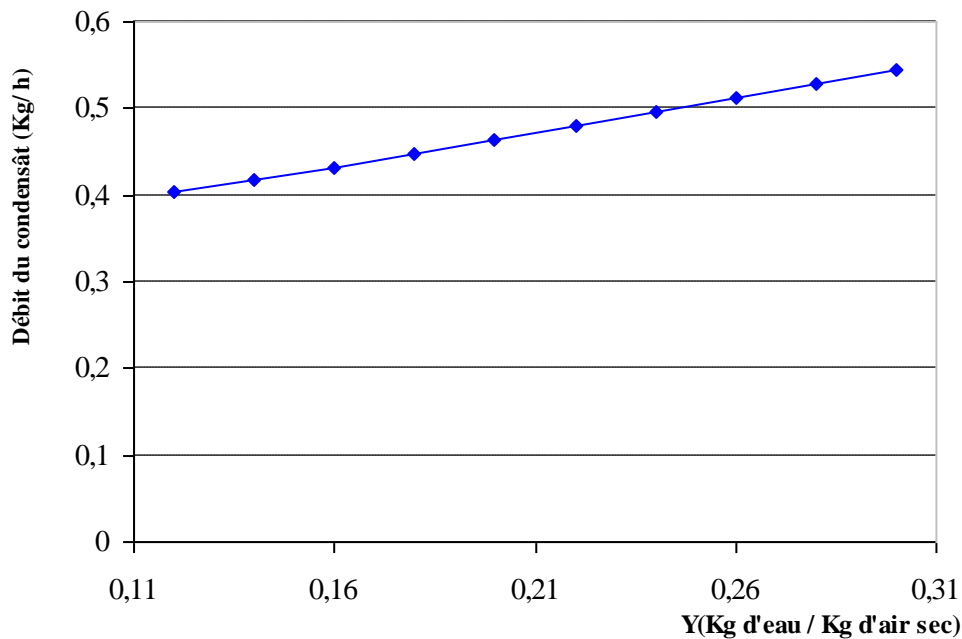
### IV.3 - Résultats et discussions :

Rappelons que l'analyse de degrés de liberté du condenseur nous a permis de calculer le nombre de variables de conception ( $N_D = C_1 + C_2 + 7$ ), que nous avons spécifiées au paragraphe précédent. Parmi ces variables, nous avons jugé utile d'étudier l'influence de la pression de fonctionnement, la température de bulbe sec, l'humidité de l'air entrant, la composition de ce dernier et la température de la paroi externe aussi bien sur le coefficient de transfert de chaleur par condensation que sur le débit massique du condensât. Notons que la température et le débit de l'eau salée à l'entrée sont pris égaux respectivement à,  $T_f^e = 293,15 \text{ K}$ ,  $m_f = 0,15 \text{ kg/s}$  pour tous les résultats de simulation.

#### IV.3 .1. Effet de l'humidité absolue :

##### IV.3 .1.1. Influence de l'humidité absolue sur le débit du condensât :

Les résultats de simulation relatifs à la variation du débit du condensât avec l'humidité absolue de l'air sont consignés dans la figure IV.2.



**Figure IV.2 :** Influence de l'humidité absolue de l'air ambiant sur le débit du condensât.

On remarque que les résultats de simulation donnent une allure croissante de la courbe  $m_{\text{cond}} = f(Y)$ . En effet, l'augmentation de l'humidité absolue de l'air ambiant (à



l'entrée du condenseur) conduit à un échange de chaleur important. Cet échange thermique de la chaleur latente est contrebalancé par l'activation du phénomène de condensation lequel conduit à des débits en plus important. L'analyse théorique de la relation  $m_{\text{cond}} = f(Y)$  corrobore ces résultats. Toutefois, la température de la paroi interne conditionne le phénomène de condensation.

#### IV.3 .1. 2. Influence de l'humidité absolue sur le coefficient de condensation :

Sur la base du modèle développé, on remarque que l'intensité de l'échange thermique est régie par les conditions hydrodynamiques régnant dans le film du condensât au niveau du tube du condenseur. En fonction de l'humidité absolue, la variation de  $h_{\text{cond}}$  avec la humidité absolue est donnée par la figure. IV.3.

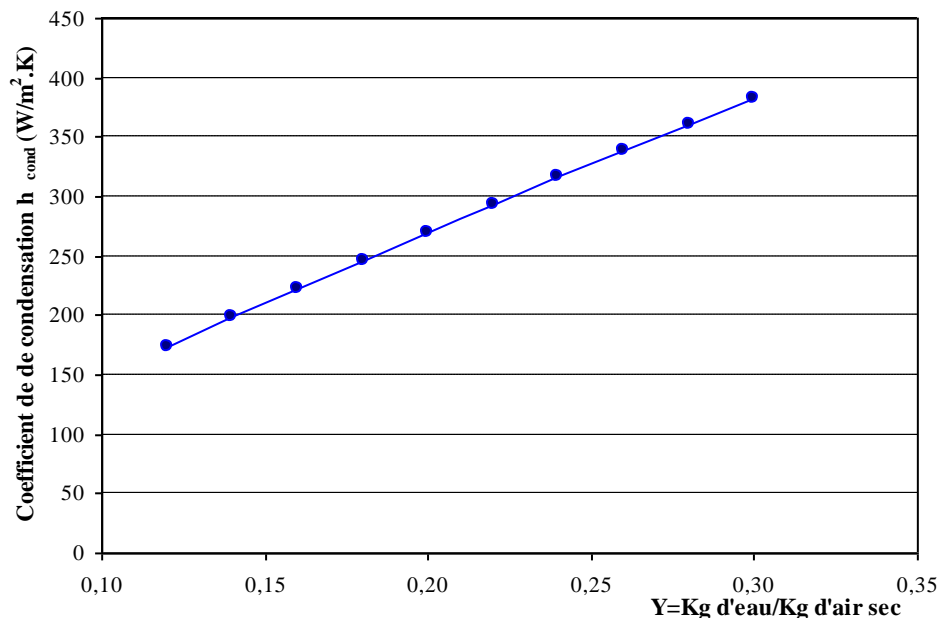


Figure IV.3 : Influence de l'humidité de l'air ambiant sur le coefficient de condensation  $h_{\text{cond}}$ .

On note que l'accroissement de l'humidité absolue à pour conséquence directe un appauvrissement en gaz non condensable compte tenu du fait que nous avons supposé que la phase gazeuse est constituée, à priori, d'un mélange binaire soit l'air et la vapeur d'eau. Il se dégage que l'augmentation de Y se traduit thermiquement par une régression de la résistance globale d'échange dont la contribution du coefficient de condensation est de toute évidence

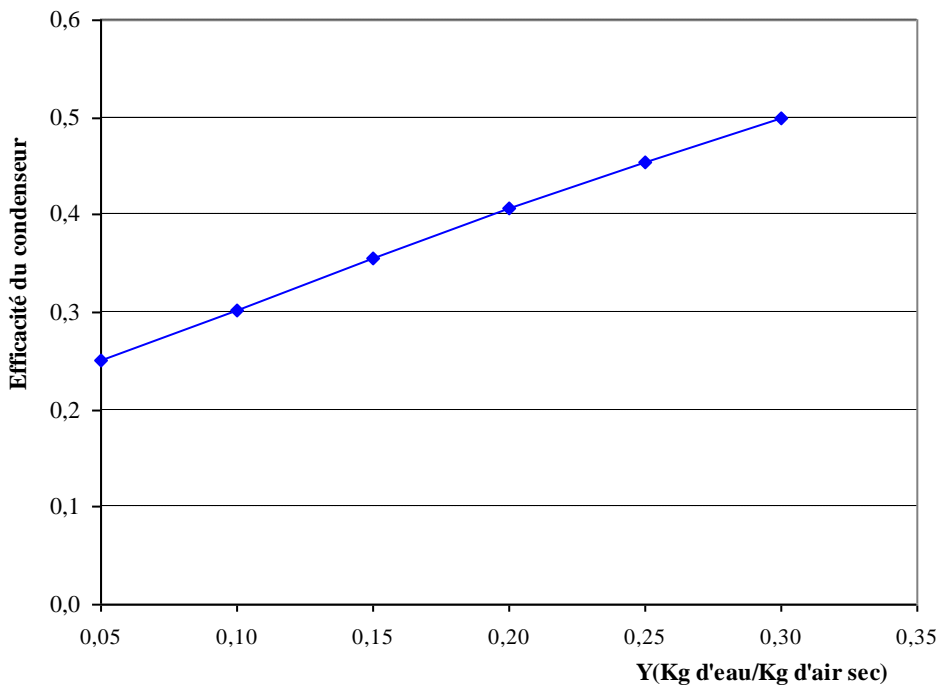
représente un taux non négligeable. Un tel résultat est justifié par les recherches les plus récentes [III-1].

### IV.3 .1. 3. Influence de l'humidité absolue sur l'efficacité du condenseur :

On rappelle que l'efficacité énergétique d'un condenseur peut être établie par la relation

suivante :

$$\eta = \frac{(T_f^s - T_f^e)}{(T_{sat} - T_f^e)} \quad (IV.5)$$



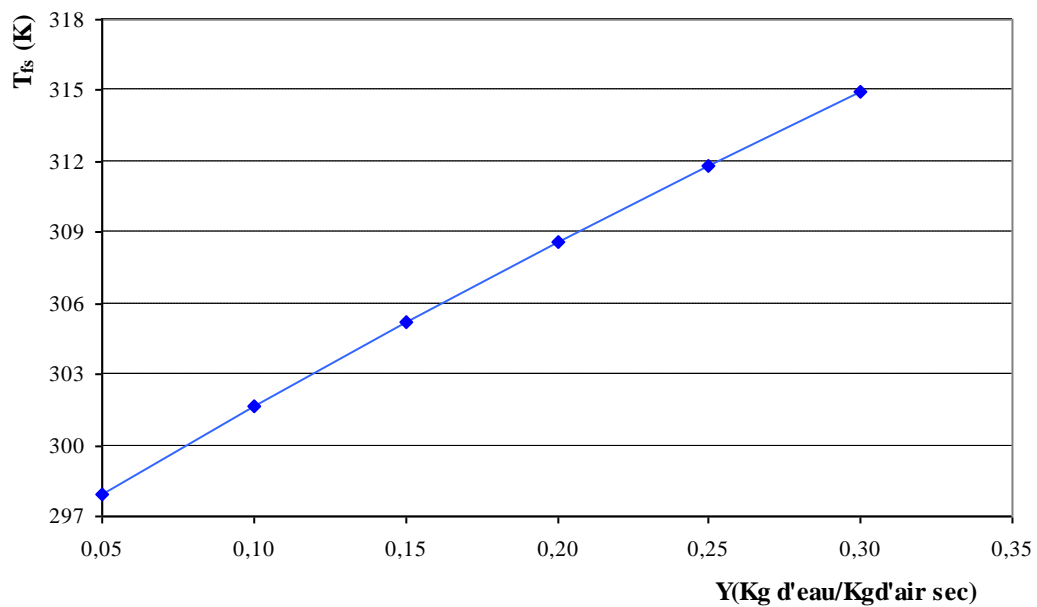
**Figure IV.4 :** Influence de l'humidité de l'air ambiant sur l'efficacité du condenseur

On remarque que les résultats de simulation donnent une allure croissante (figure IV.4). Théoriquement, il est impératif d'accroître significativement l'humidité de l'air ambiant pour contribuer à la régression du pincement de température  $(T_{sat} - T_f^e)$  qui est le dénominateur dans la relation  $\eta = f(T_{sat})$ . On remarque que les résultats relatifs à l'analyse de l'influence de Y sur l'efficacité du condenseur mettent en évidence une allure croissante de Y ce qui conditionne l'augmentation du débit du condensât lequel est une conséquence indubitable de l'intensification de l'échange dans le condenseur. En effet, un échange

important a pour corollaire une augmentation de  $(T_{sat} - T_f^e)$ . Tout de même, les résultats de simulation demeurent assez valides dans le domaine de fonctionnement du condenseur tant que le fluide réfrigérant ne subit aucun changement de phase.

#### IV.3 .1. 4. Influence de l'humidité absolue sur la température du réfrigérant à la sortie :

Les résultats de simulation relatifs à la variation la température du fluide réfrigérant avec l'humidité absolue sont consignés dans la figure.IV.5.



**Figure IV.5 :** Variation de l'humidité de l'air ambiant avec la température réfrigérant T<sub>fs</sub> (K)

On remarque que les résultats de simulation donnent une allure croissante de la courbe  $T_{fs} = f(Y)$ . En toute rigueur, la variation de T<sub>fs</sub> est une fonction pratiquement exclusive du débit massique du condensat. De ce fait et pour des conditions de condensation totale de la vapeur d'eau dans les tubes du condenseur, tout enrichissement de la phase gazeuse se traduit par un accroissement de la température du fluide réfrigérant T<sub>fs</sub>. Tout de même, si l'air humide n'est pas saturé à l'entrée dans les tubes, les conditions propices à la saturation exigent une réduction de sa température pour l'atteinte des conditions de saturation adiabatique. Dans de tels cas, on peut se retrouver dans des conditions telles que la température du réfrigérant ne subisse qu'une légère augmentation.

### IV.3 .1. 5. Influence de l'humidité absolue sur la température de la paroi extérieure :

La figure. IV.6 visualise l'effet de la variation de l'humidité absolue sur la température de la paroi  $T_p^{Ext}$ . On remarque que l'humidité de l'air ambiant contribue positivement à la température de la paroi  $T_p^{Ext}$  dans l'intervalle de variation de Y. Une telle augmentation est subordonnée de la variation de la température moyenne du fluide réfrigérant lors de son passage à travers le faisceau tubulaire du condenseur.

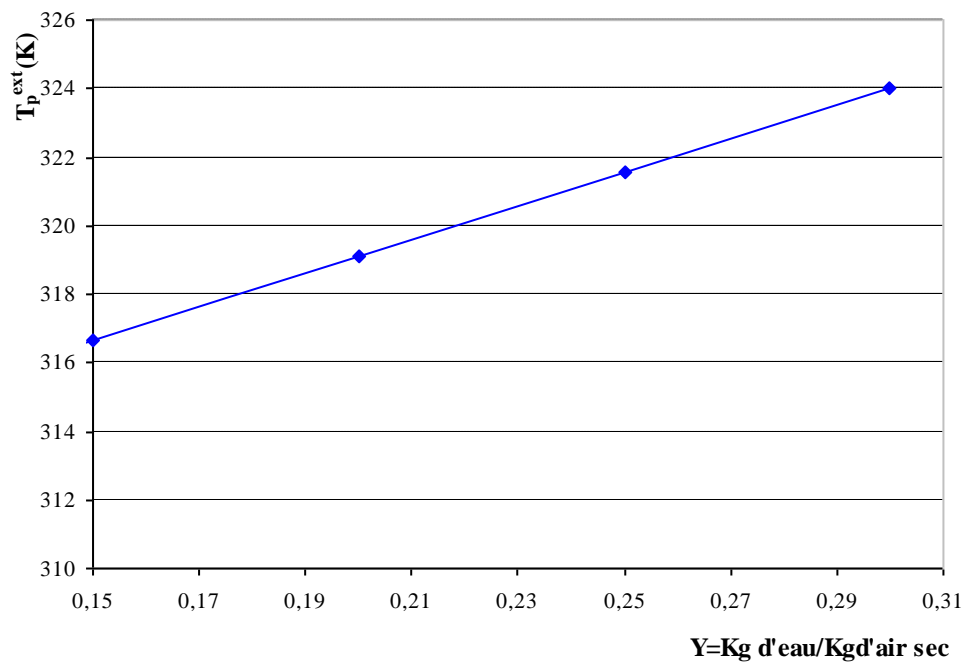


Figure IV.6 : Variation l'humidité de l'air ambiant avec la température de la paroi  $T_p^{Ext}$

### IV.3 .2. Effets de la température de bulbe sec:

#### IV.3 .2.1. Influence de la température de bulbe sec sur le débit du condensât :

Si tout étant garde constant par ailleurs, la variation du débit massique du condensât avec la température de bulbe sec se présente sous forme d'une courbe dont l'allure fait l'objet de la figure IV.7.

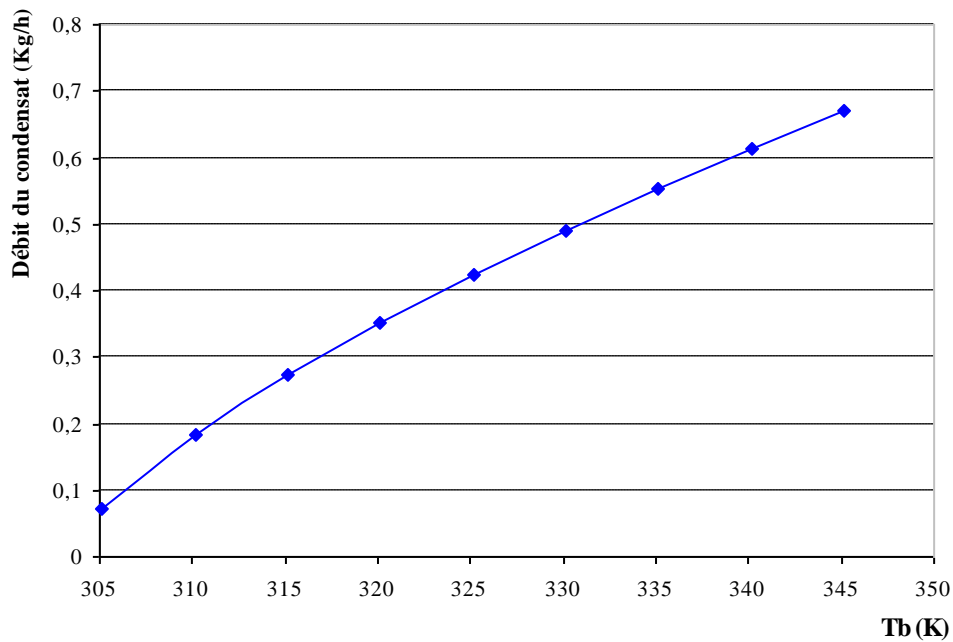


Figure IV.7 : Influence de la température de bulbe sec sur le débit du condensât

Pour une variation de la température de bulbe sec de 30 à 72°C, les résultats de la simulation du fonctionnement du condenseur (à la pression atmosphérique) montrent que le débit du condensât est fortement lié aux conditions de l'air ambiant d'une part et à la performance du condenseur d'autre part. Pour des températures de bulbe sec croissantes et à humidité constante, on note que l'atteinte des conditions de saturation demeure l'obstacle majeur de la condensation et de ce fait on peut remarquer une régression peu prononcée du débit lorsqu'on s'en écarte substantiellement.

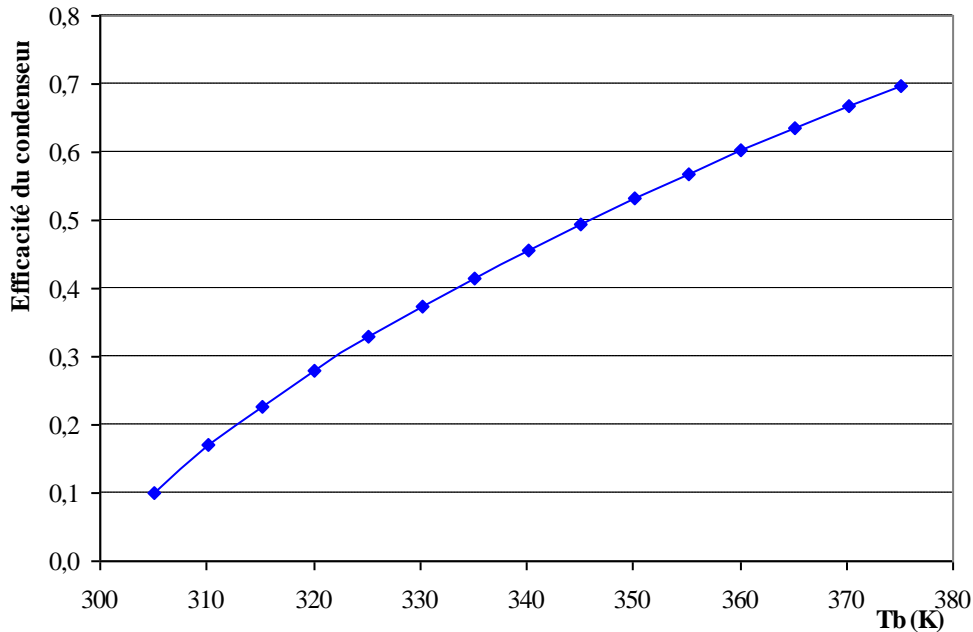
#### IV.3 .2.2. Influence de la température de bulbe sec sur l'efficacité du condenseur

En toute rigueur, on doit mentionner l'interaction entre les différentes variables de conception à telle enseigne qu'il est très difficile de tirer une conclusion évidente. En effet, toute augmentation de la  $T_b$  conduit indubitablement au chauffage du fluide de refroidissement  $T_{fs}$ . Les résultats semblent confirmer que cette augmentation est beaucoup plus prononcée que la variation de la température de saturation de fluide. Il se dégage que l'efficacité du condenseur se trouve assez affectée par la  $T_{fs}$  et  $T_b$ .

Toutefois on note qu'une augmentation de  $T_b$  conduit à l'amélioration de la performance du condenseur et pour assurer une rentabilité de l'installation, il y a lieu d'installer des

capteurs solaires dont l'efficacité de l'ordre de 70%-80% ce qui se répercute par une humidité relative importante.

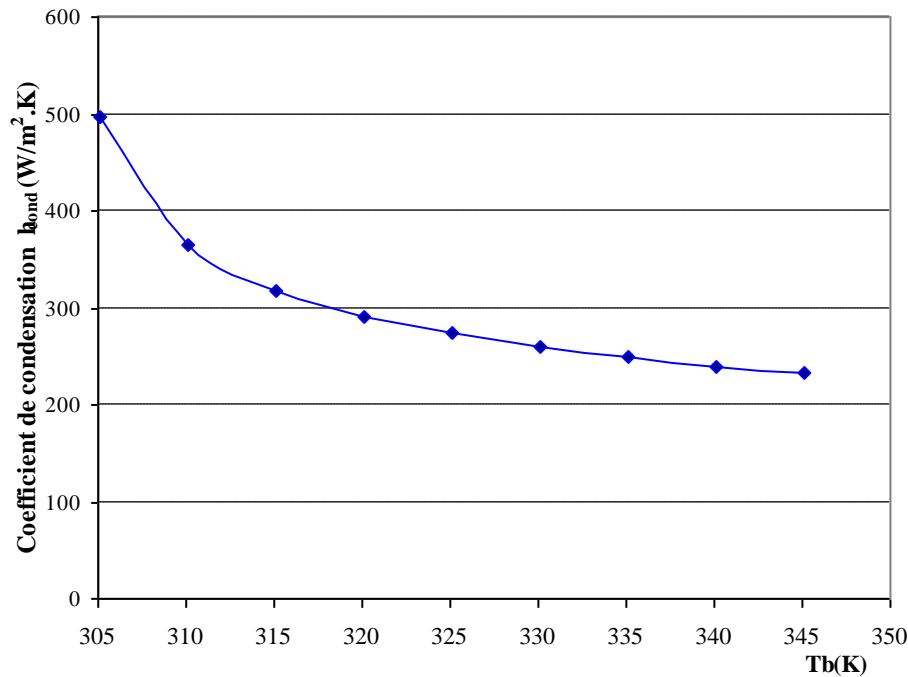
Néanmoins, la température de bulbe sec doit être assez élevée ce qu'implique une rentabilité important durant la saison d'été.



**Figure IV.8 :** Influence de la température de bulbe sec sur l'efficacité du condenseur ( $Y_b=0.15\text{kg/kg A.S}$ ,  $T_f^e = 293,15\text{ K}$ ,  $m_f= 0.15\text{kg/s}$ )

#### IV.3.2.3. Influence de la température de bulbe sec sur le coefficient de condensation :

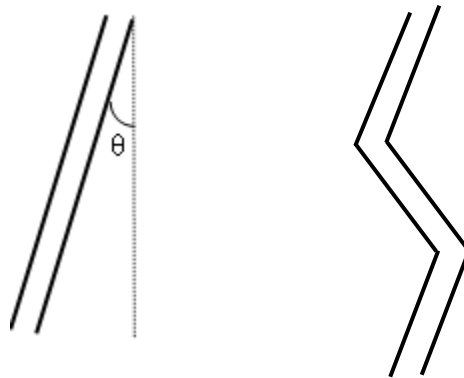
Les résultats de la simulation illustrant l'influence de la température de la vapeur à l'entrée du condenseur sur coefficient de transfert thermique sont présentés à travers la figure IV.9. On note que l'allure est décroissante de façon quasi exponentielle. Ce comportement est tout à fait prédictible compte tenu du fait que le coefficient d'échange est inversement proportionnel avec la température de bulbe  $T_b$ . Quant on se rapproche des conditions thermodynamiques de saturation de l'air, à pression atmosphérique, on peut remarquer que le coefficient de condensation tend asymptotiquement vers une valeur limite voisine de  $200\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ . Sans nul doute, à une température de l'ordre de  $373,15\text{ K}$ , l'air est saturé et les conditions sont favorables pour une condensation subite et l'inconvénient majeur serait la présence de gaz non condensables.



**Figure IV.9 :** Influence de la température de bulbe sec sur le coefficient de condensation  $h_{\text{cond}}$ . ( $Y_b=0.15$  kg/kg A.S.,  $T_f^e = 293,15$  K,  $m_f= 0.15$ kg/s)

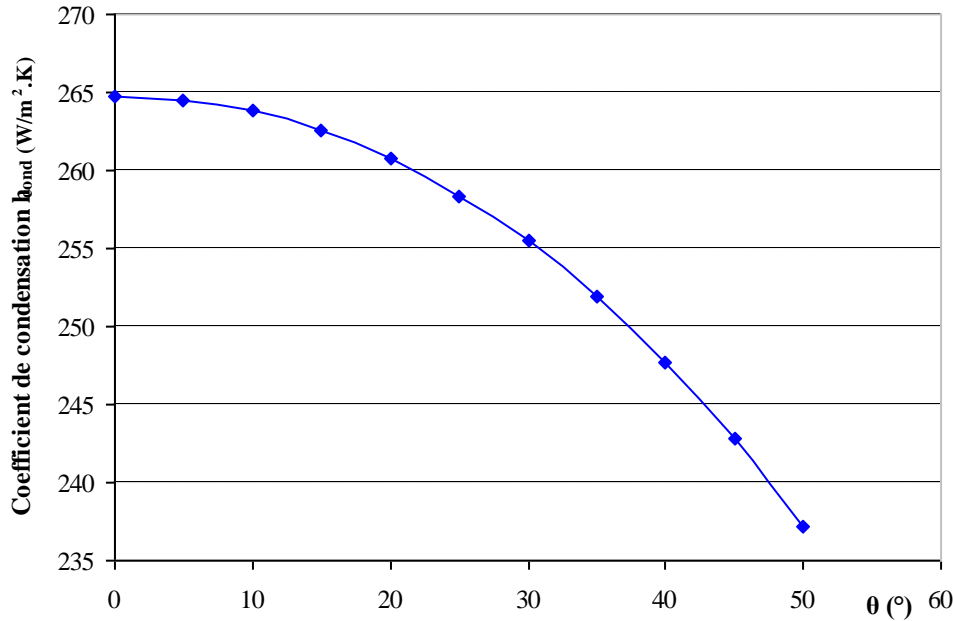
#### IV.3.4. Effet de l'angle d'inclinaison sur le coefficient et le débit de condensation :

Dans cette partie, on note que la disposition des tubes par rapport à la verticale dans le système de refroidissement à eau a un impact certain sur le coefficient de transfert de chaleur et par la même occasion sur le débit massique du condensât.



Si on désigne par  $\theta$  cet angle, on fait remarquer que le coefficient d'échange se trouve atténué par l'épaisseur du condensât dans le tube et qu'une disposition horizontale se répercute par la quasi non activité de la partie inférieure du tube par suite de l'accumulation

du film. Les résultats de simulation relatifs à l'influence de l'angle d'inclinaison sur le coefficient  $h_{\text{cond}}$  sont présentés sur la figure V.10.



**Figure IV.10.** Influence de l'angle d'inclinaison sur le coefficient de condensation.

( $Y_b=0,15$  kg/kg A.S.,  $T_f^c = 293,15$  K,  $m_f= 0,15$ kg/s).

En effet, on mentionne que pour des angles  $0 \leq \theta \leq 20^\circ$ , le processus de condensation est très intéressant sur le plan de la capacité de production de l'installation. Toutefois, cette capacité est maximale lorsque l'angle est nul (Disposition verticale des tubes) compte tenu de l'évacuation gravitaire de tout film de condensât formé.

Des résultats tout à fait identiques relatifs à l'effet de l'angle d'inclinaison sur le débit du condensât sont mentionnés dans la figure IV. 11. Naturellement, le débit de condensât décroît avec l'angle d'inclinaison du tube pour atteindre son minimum pour un angle correspondant à l'horizontale. En effet, une variation de l'inclinaison de  $45^\circ$  par rapport à la verticale se traduit par une régression en matière de production de condensât pouvant s'élever jusqu'à 15%.

Pour l'occasion, il y a lieu de faire remarquer que pour un tube de longueur donnée, la profondeur du fluide réfrigérant dicte l'angle moyen d'inclinaison du tube car le pourcentage de son immersion et par conséquent, sa longueur active définit le tronçon siège de la condensation intensive.



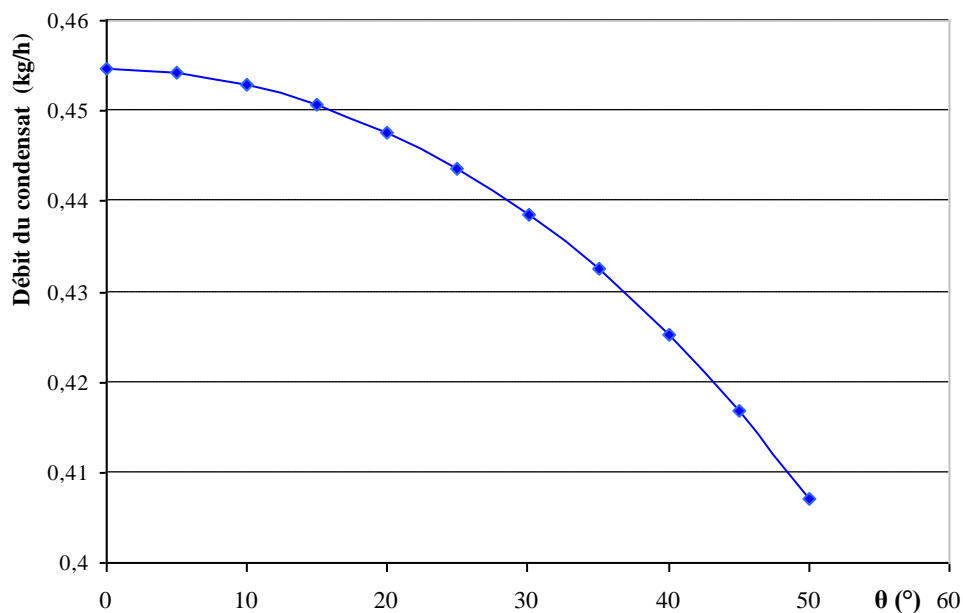


Figure IV.11: Influence de l'angle d'inclinaison sur le débit du condensât.

( $Y_b=0.15$  kg/kg A.S.,  $T_f^e = 293,15$  K,  $m_f= 0.15$ kg/s).

#### IV.3.5. Influence de la pression de fonctionnement sur l'efficacité énergétique condenseur :

Les résultats de la simulation illustrant l'influence de la pression de fonctionnement sur l'efficacité énergétique du condenseur sont présentés à travers la figure IV.12.

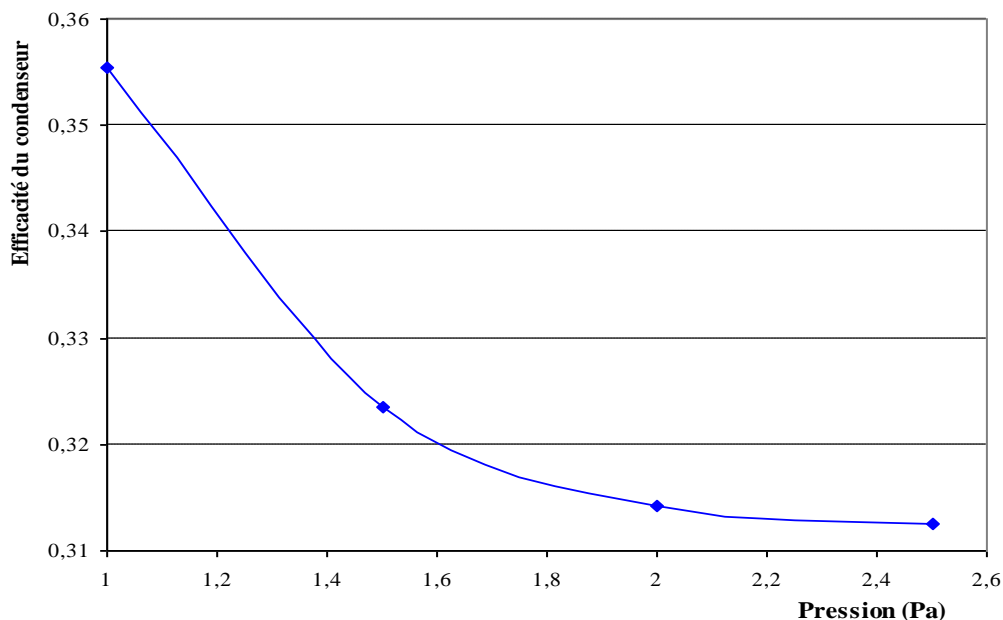
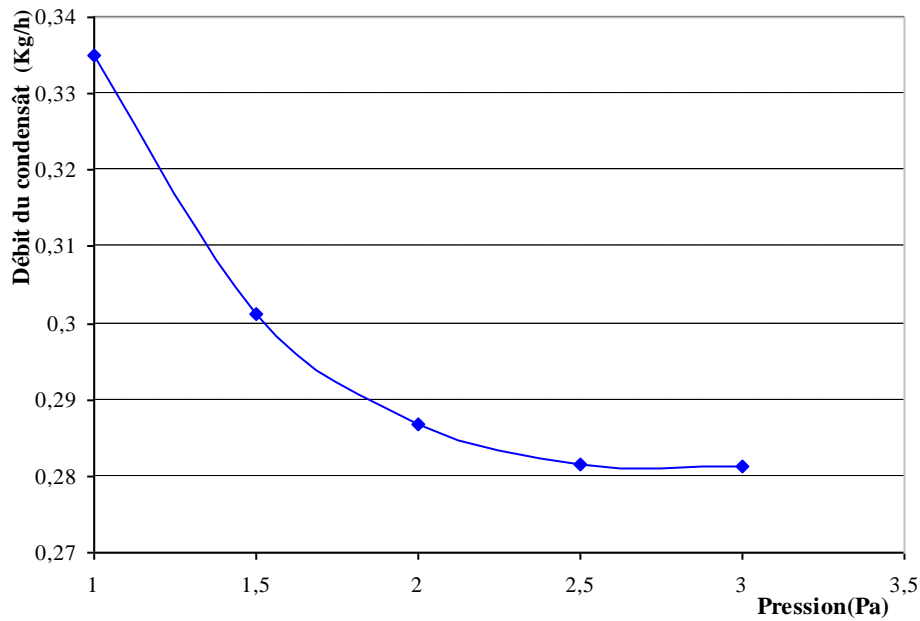


Figure IV.12. Influence de la pression de fonctionnement sur l'efficacité du condenseur.

Si tout étant maintenu constant ( $T_f^s$  et  $T_f^e$ ) par ailleurs, on note que l'efficacité énergétique varie de façon inversement proportionnelle à la température de saturation. Or, d'après la littérature, l'augmentation de la pression de fonctionnement induit un accroissement de la température de saturation. Les résultats de simulation démontrent la bonne corrélation de cette allure. Quant à son impact sur le débit massique du condensât, il se dégage que les résultats de simulation réaffirment cette tendance comme le prouve la courbe présentée sur la figure IV.13.

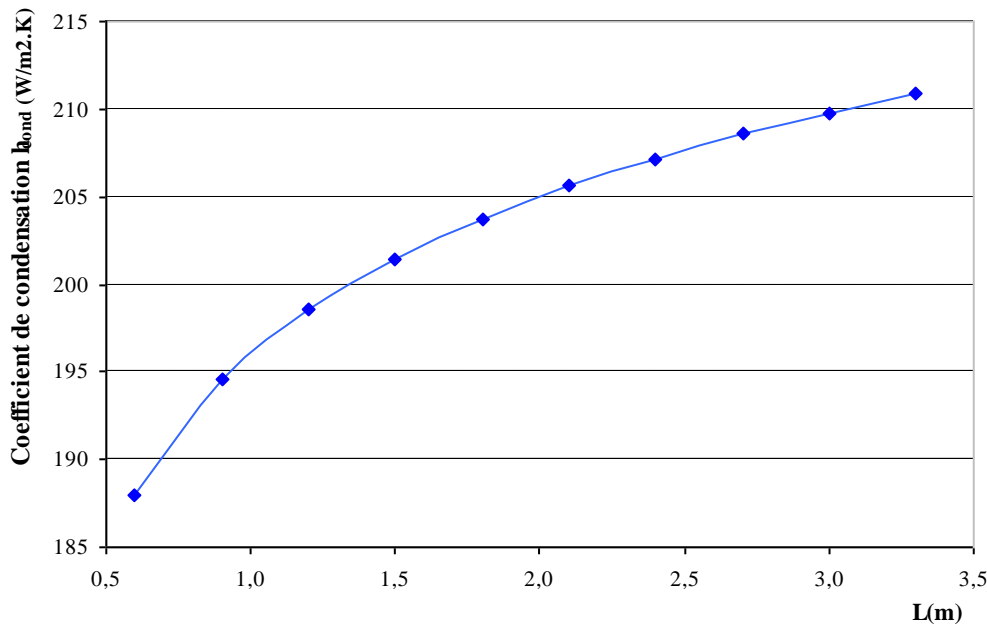


**Figure IV.13.** Influence de la pression de fonctionnement sur le débit du condensât  
( $Y_b=0.15$  kg/kg A.S.,  $T_f^e = 293,15$  K,  $m_f= 0.15$ kg/s).

#### IV.3 .6. Effet de la longueur du tube sur le coefficient de condensation :

Etant donné que l'épaisseur du condensât sur la paroi d'une surface disposée verticalement croît avec sa longueur et contribue négativement à l'amélioration du coefficient de transfert de chaleur par condensation, il s'appert que son amincissement est un objectif recherché pour l'intensification du phénomène d'échange. Pour révéler cet impact, nous avons tracé la variation du coefficient moyen de transfert de chaleur par condensation pour des tubes de longueurs différentes dans la figure IV.14. On note un accroissement très abrupt pour les tubes de longueurs inférieures pour tendre asymptotiquement vers une valeur moyenne de 220

W/m<sup>2</sup>.K pour des tubes de longueur supérieure à 3m ; Autrement dit, tout allongement du tube au delà de cette valeur critique constitue un contre poids franc à un échange thermique par le



**Figure IV.14.** Influence de la longueur du tube sur le coefficient de condensation  
(Y<sub>b</sub>=0,15 kg/kg A.S., T<sub>f</sub><sup>c</sup> = 293,15 K, m<sub>f</sub>= 0,15kg/s).

biais du coefficient de transfert. Conformément à la relation entre le flux thermique et le débit massique du condensât qui s'écrit :

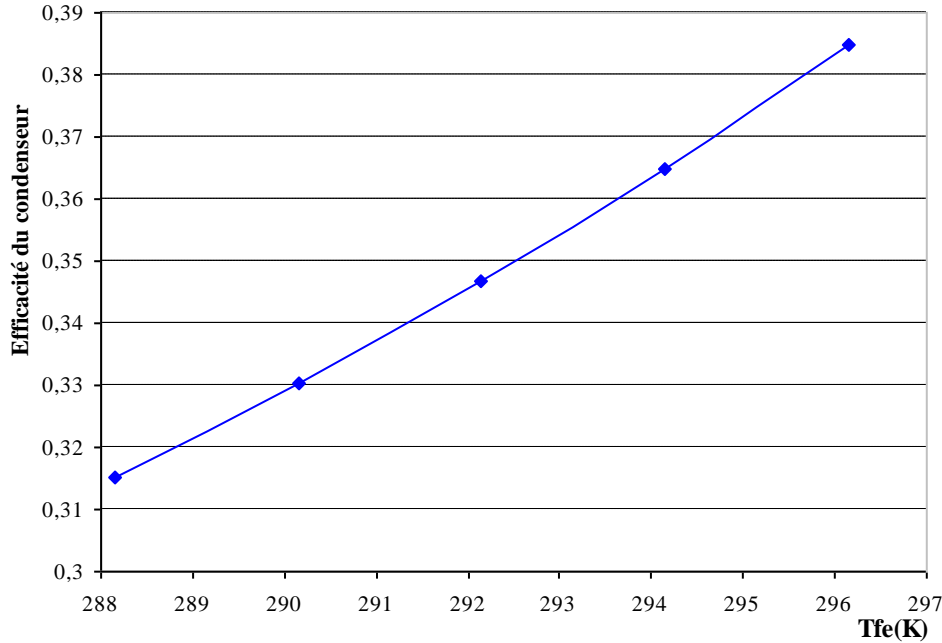
$$\dot{Q}_C = h_{cond} A (T_C - T_p) = m_{cond} \dot{H}_{fg}$$

On peut avancer, sans risque de se tromper, que le débit massique suit en générale une tendance identique à celle relative du coefficient d'échange h<sub>cond</sub>.

### IV.3 .7. Influence de la température du fluide réfrigérant sur l'efficacité du condenseur :

Outre les paramètres cités ci-dessus lesquels ont un impact sur la performance de la machine de production de l'eau douce et qu'on a mis en évidence à travers les figures présentées ci-haut, les pincements de températures au niveau de l'entrée du condenseur affectent sérieusement l'efficacité du condenseur. En effet, pour des conditions de condensation dictées par la tension de vapeur de la phase gazeuse, toute augmentation de T<sub>fe</sub> se traduit par le déplacement des écarts de températures vers les domaines favorables. C'est

dans ces conditions que le flux de création d'entropie est minimal et les résultats de simulation relatifs à l'impact de  $T_{fe}$  obtenus dans les conditions de fonctionnement font l'objet de la figure IV.15.



**Figure IV.15 :** Effet de la température d'entrée du fluide réfrigérant sur l'efficacité du condenseur.

$$(T_{bulb}=328,15K, Y_{bulb}=0,15 \text{ kg H}_2\text{O/kg A.S.}, m_f= 0,15 \text{ Kg/s})$$

Cette allure linéaire croissante montre que lorsqu'on fait relever la température d'entrée du courant froid  $T_{fe}$ ,  $T_{fs}$  augmente d'une façon linéaire avec un impact positif sur l'efficacité énergétique du condenseur.

#### **IV.3 .8. Influence du débit du réfrigérant $m_f$ sur l'efficacité du condenseur:**

L'un des paramètres le plus important dans la conception de notre installation est de toute évidence le débit du réfrigérant qui est une mesure de la performance. On remarque qu'elle dépend tout naturellement du débit de fluide réfrigérant. Cette correspondance mathématique est visualisée graphiquement à travers la figure IV.16.

On voit clairement que cette dépendance corrélative s'apparente à une allure hyperbolique et que les débits de réfrigérant les plus faibles conduisent à un réchauffement considérable, donc l'augmentation de la température de la paroi extérieure du tube. Une telle situation offre des

conditions meilleures pour la rentabilité de l'échangeur et par conséquent son rendement. Des résultats, il ressort qu'il importe dans conditions telles que l'efficacité soit au minimum voisine de  $0,7 \div 0,8$  pour assurer un investissement rentable. La bonne logique laisse augurer qu'un pincement réduit de température,  $(T_{fs}-T_{fe})$ , permet l'obtention d'une efficacité moyennement élevée.

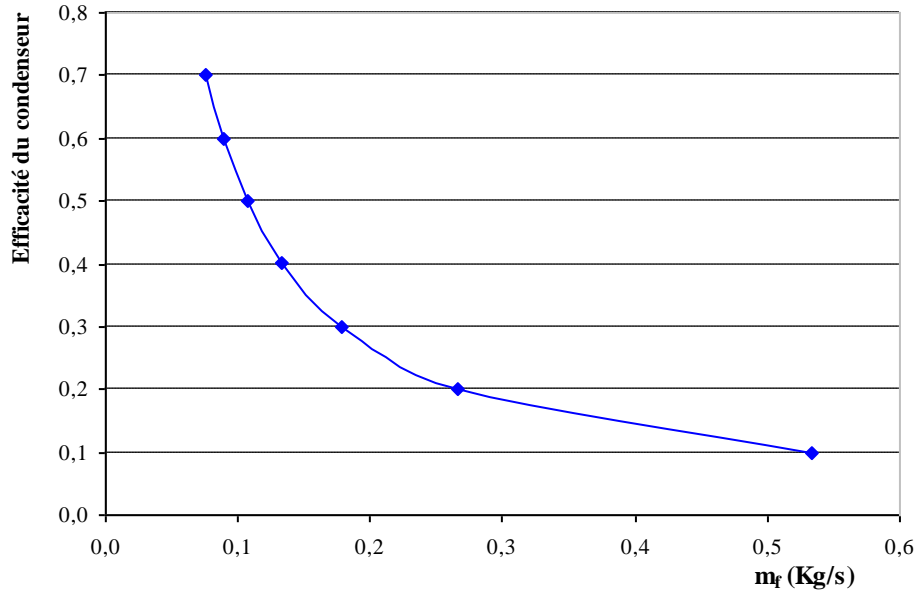


Figure IV.16 : Effet du débit fluide réfrigérant sur l'efficacité du condenseur.

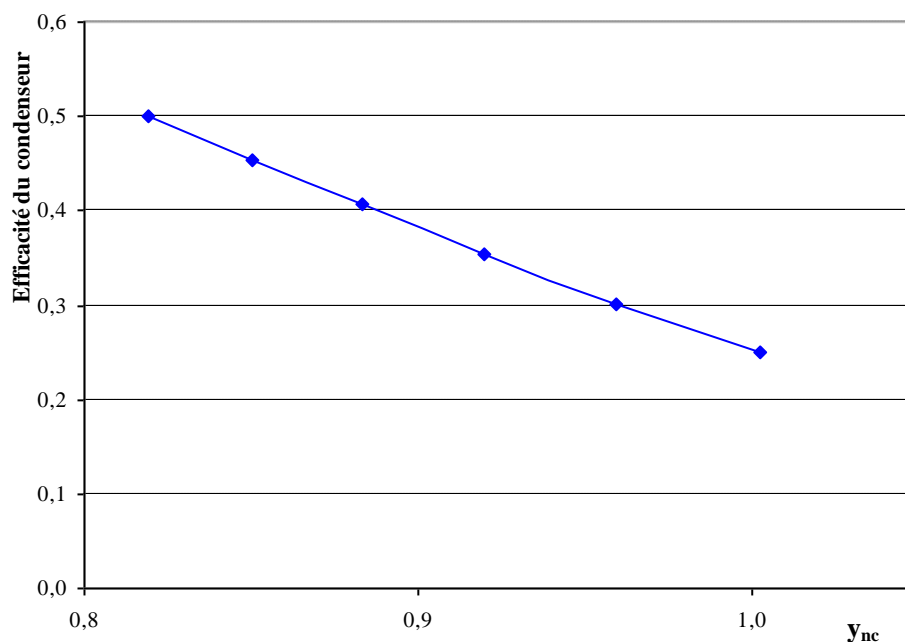
### V.3.9. Influence de la fraction de gaz non condensables sur l'efficacité du condenseur :

Les résultats de la simulation illustrant l'influence de la fraction de gaz non condensable à l'entrée du condenseur sur l'efficacité énergétique du condenseur sont présentés à travers la figure IV.17 et ce dans des conditions de simulation suivantes :

$$T_f^e = 293,15 \text{ K}, \quad m_f = 0,15 \text{ kg/s}$$

Comme mentionne ci- après, le coefficient de transfert de chaleur par condensation est intimement lié au degré de pureté de la vapeur à condenser, car la présence de gaz non condensables est un paramètre nuisible par la formation d'une résistance supplémentaire par l'agglutination de bulles dans le voisinage immédiat de la paroi. A l'instar du coefficient de condensation, il est tout à fait logique que le coefficient de transfert global de chaleur dépende de la composition de la vapeur en gaz non condensables  $y_{nc}$ . On note une

décroissance pratiquement linéaire du coefficient avec  $y_{nc}$ . Un comportement identique est à noter pour la variation de l'efficacité du condenseur



**Figure IV.17 :** Effet de la présence des gaz non condensables sur l'efficacité du condenseur

En conclusion et à partir des résultats de simulation, il se dégage que l'ensemble des interactions de matière et de chaleur au sein de cet élément constitutif de l'installation de production de l'eau douce à partir de dessalement de mer est d'une complexité telle qu'il est uniquement possible d'établir une distinction claire entre la variation des paramètres à effet positif et paramètres à effet négatif.



# Conclusion et suggestions

## **Conclusion et suggestions :**

Le but de ce travail est d'analyser le phénomène de condensation de la vapeur d'eau en présence de gaz non condensables afin de dimensionner les différents éléments constitutifs d'une système de dessalement intégré. En effet, cette installation est destinée à la production de l'eau à des fins agricoles.

Dans un premier temps, nous avons développé les différentes techniques de production de l'eau tout en analysant comparativement les coûts relatifs. A travers cette étude, l'apport d'énergie pour la vaporisation de l'eau salée constitue le seul contre-poids à gérer minutieusement.

C'est dans cet esprit que nous avons retenu l'énergie solaire comme source afin de pallier à cette difficulté.

Toutefois, la mise en application de couplage unité de production –Energie solaire nous a incité à considérer une installation où les tubes du condenseur sont disposés verticalement.

L'étude du procédé proposé a nécessité le développement d'un modèle impliquant les différentes variables opératoires. Compte tenu de la variation des propriétés physiques des fluides, nous avons corrélé toutes les grandeurs à la température dont le domaine de validité est déterminé par les conditions de fonctionnement de l'installation.

Egalement, notre modèle a mis en évidence l'influence de la présence de gaz non condensables et a établi la nature de la complexité du problème.

Par suite d'une analyse bibliographique. Compte tenu de l'interaction physique des variables opératoires, et afin de dégager les grandeurs contrôlables extérieurement, nous avons développé le concept de degré de liberté pour les déterminer. Pour alléger notre étude, nous avons élu les variables suivantes :  $m_f, T_f^e, T_b, Y, y_{nc}, \dots$

Pour étudier l'influence de ces grandeurs sur la performance du condenseur, nous avons présenté un algorithme pour la simulation du fonctionnement de l'installation. Sa performance a été définie par rapport au débit massique de production et du coefficient global d'échange thermique.

Sur la base d'un programme rédigé en ForTran, les résultats de simulation ont mis en évidence l'intérêt de l'humidité de l'air, la température de bulbe sec à l'entrée  $T_b$ , la température du réfrigérant  $T_f^e$  ainsi que son débit  $m_f$  et l'angle d'inclinaison sur la performance du procédé.



En régime permanent, on note que le débit du condensât croît avec l'humidité de l'air, la température de bulbe sec et la longueur du tube. Mais, la pression de fonctionnement, l'angle d'inclinaison du tube par rapport au vertical, la présence de gaz non condensables et le débit du fluide réfrigérant affectent négativement la performance de production d'eau douce.

Par ailleurs, l'analyse des résultats a montré que la progression de la température bulbe sec  $T_b$ , l'humidité de l'air, la longueur du tube, l'angle d'inclinaison et la pression du fonctionnement sont des facteurs importants dans le processus physique de condensation, traduit par le coefficient d'échange par condensation  $h_{\text{cond}}$ . Néanmoins le coefficient d'échange est inversement proportionnel au pincement de température ( $T_b - T_p$ ) et dépend fortement de la présence de gaz non condensables et de l'angle d'inclinaison.

Les résultats ont montré que l'efficacité énergétique croît avec l'humidité de l'air, la température bulbe sec  $T_b$  et décroît avec le débit du réfrigérant, et la pression du fonctionnement pour atteindre des valeurs de l'ordre ( $0,3 < \eta < 0,8$ )

Pour l'optimisation du fonctionnement de notre système, il semble que l'augmentation de l'humidité absolue de l'air ambiant (diminution de la fraction de gaz non condensable) et diminution de l'angle d'inclinaison conditionnent l'efficacité du condenseur.

En outre et pour être plus complet, une optimisation du fonctionnement du procédé et son analyse technico-économique du procédé sont à aborder dans la prochaine étape.

Toujours dans le but d'augmenter la performance de la serre tout en diminuant la consommation énergétique fossile, l'exploitation de la serre pour répondre à des besoins locaux mérite d'avoir un appoint en énergie électrique prendre en considération de l'effet nuages durant les saisons froides.



# **Annexe**

## Données relatives aux propriétés thermophysiques de l'eau :

Les constants propres à l'eau :

a) Equation de la chaleur latente de vaporisation :

$$A_1=5.2053*10^7, A_2=0.3199, A_3=-0.212, A_4=0.25795$$

b) Equation de la tension de vapeur :

$$B_1=73.649, B_2=-7258.2, B_3=-7.3037, B_4=4.1653*10^{-06}, B_5=2$$

c) coefficients de l'équation de densité de vapeur :

$$C_1=-0.9713, C_2=1327.2$$

d) Equation de densité de liquide saturé :

$$C_3=0.0001, C_4=0.0239$$

e) Equation de la viscosité de la vapeur saturante :

$$C_5=0.0031, C_6=-0.0067$$

f) Equation de viscosité de l'eau saturée :

$$C_7=6*10^{-05}, C_8=-0.0146$$

g) Equation de la conductivité thermique de la vapeur d'eau :

$$E_1=-0.1331, E_2=1.4934$$

h) Equation de la conductivité thermique de l'eau saturée :

$$E_3=0.3273, E_4=-1.2524$$

c) Equation du nombre de Prandtl de l'eau saturée :

$$F_1=598.42, F_2=-0.0158.$$