



HAL
open science

Étude du comportement et modélisation d'une installation de dessalement d'eau de mer par distillation soumise à des régimes transitoires

Laura Guimard

► **To cite this version:**

Laura Guimard. Étude du comportement et modélisation d'une installation de dessalement d'eau de mer par distillation soumise à des régimes transitoires. Génie des procédés. Université de Lyon, 2019. Français. NNT : 2019LYSE1025 . tel-02091474

HAL Id: tel-02091474

<https://theses.hal.science/tel-02091474>

Submitted on 5 Apr 2019

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

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

N°d'ordre NNT :xxx



THESE DE DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON

Opérée au sein de
l'Université Claude Bernard Lyon 1

Ecole Doctorale N°206
Ecole Doctorale de Chimie de Lyon

Spécialité de doctorat :
Discipline : Procédés

Soutenue publiquement le 07/03/2019 par :
Laura Guimard

Etude du comportement et modélisation d'une installation de dessalement d'eau de mer par distillation soumise à des régimes transitoires

Devant le jury composé de :

TADRIST Lounès , Professeur (IUSTI)	Président
LE PIERRES Nolwenn , Maître de Conférences, HDR (LOCIE)	Rapporteur
RENAUDIN Viviane , Professeure (LRGP)	Rapporteur
BANDELIER Philippe , Ingénieur-Chercheur (CEA)	Examineur
COGNE Claudia , Maître de Conférences, HDR (LAGEPP)	Examinatrice
TADRIST Lounès , Professeur (IUSTI)	Examineur
JALLUT Christian , Professeur (LAGEPP)	Directeur de thèse
PITAUULT Isabelle , Chargée de Recherche, HDR (CNRS)	Invitée

Remerciements

Les travaux réalisés dans cette thèse se sont déroulés au CEA LITEN à Grenoble au sein du L2ST (Laboratoire des Systèmes Solaires et Thermodynamiques) et avec le LAGEPP (Laboratoire d'Automatique, de Génie des Procédés, et de Génie Pharmaceutique) à Lyon. Je tiens à remercier mes différents chefs de labo : M. Stéphane COLASSON, Mme Nathalie DUPASSIEUX et M. Pierre DUMOULIN pour m'avoir permis de réaliser cette thèse au sein de ce laboratoire.

En tout premier lieu, je souhaite remercier mon directeur de thèse, M. Christian JALLUT, pour toute son aide. J'ai énormément appris à tes côtés et je te remercie pour ta patience, tes conseils, ta rigueur et ta bienveillance. Ce fût un réel plaisir d'échanger avec toi pendant ces 3 années et je te suis reconnaissante pour toutes les connaissances que tu m'as transmises concernant le monde de la recherche, la modélisation dynamique des procédés et bien d'autres choses...

Je tiens ensuite à remercier M. Philippe BANDELIER, encadrant CEA de cette thèse. Ta disponibilité et ta bonne humeur quotidienne m'ont beaucoup aidées dans cette thèse. Je te suis redevable également de m'avoir transmis toutes tes connaissances sur le dessalement d'eau de mer. Et par-dessus tout, je te remercie pour ton soutien dans les moments difficiles. Le souvenir le plus mémorable restera quand même la conférence à Athènes, j'ai passé un excellent moment avec toi !

Je remercie M. Lounès TADRIST pour avoir accepté de présider ce jury. Je tiens aussi à remercier mes rapporteurs pour leurs conseils : Mmes Nolwenn LE PIERRES et Viviane RENAUDIN ainsi que les autres membres du jury : Mme Claudia COGNE et Mme Isabelle PITAULT. Je vous suis très reconnaissante pour m'avoir fait l'honneur de participer à mon jury.

Cette thèse m'a beaucoup apporté d'un point de vue professionnel, mais également personnel. Et tout ça je le dois en grande partie au programme InnoEnergy PhD School. J'ai adoré participer à toutes les activités proposées et j'ai beaucoup appris sur le monde de l'innovation et de l'entrepreneuriat. Je remercie tout particulièrement Mmes Isabelle SCHUSTER et Christine DOMINJON ainsi que M. Fabien GAUTHIER pour tout ce qu'ils font pour ce programme, le rendant ainsi autant mémorable.

Grâce à ce programme, j'ai eu la chance de pouvoir partir 3 mois à Palerme (Sicile). Therefore, I would like to thank the University of Palermo for this great opportunity. Especially, Mr Andrea CIPOLLINA, thank you for everything you did for me while I was there. You participated a lot in the success of my PhD and for that I am very grateful. I would also like to thank M. Giorgio MICALE for agreeing to welcome me and Bartolomé for your help.

Il m'est également important de remercier les personnes du LAGEPP ayant grandement participé à la réussite de cette thèse. Tout d'abord, un immense merci à Mme Françoise COUENNE pour son apport majeur. Tu m'as aidée à un moment critique de ma thèse et je te suis énormément reconnaissante pour le temps que tu as passé à m'aider et à débloquer mon programme. Ensuite je souhaite remercier Mme Isabelle PITAULT et M. Boussad HAMROUN

pour avoir accepté de participer à mes comités de suivi de thèse. Vos conseils et vos questions m'ont beaucoup apporté tout au long de ma thèse.

Je souhaite ensuite remercier les personnes qui ont rendu cette thèse inoubliable. Je vais donc commencer par remercier tous les collègues de l'ex D4 pour tous les moments partagés ensemble, autour d'un café, d'un repas, d'une réunion de labo ou d'un verre : Nicolas T., Nadia, Mimo, Brigitte, Benjamin, Pierre, Stéphane, Arnaud B., Jérôme P., Roland B., Alban et tous les autres... Merci à ceux avec qui je passais tous mes midis : Jérôme B., Gilles, Jérémy, Nicolas V. et Lucas, merci pour tous ces moments partagés. Merci à tous les doctorants qui ont ouvert la voie avant moi : Nahia, Rasmey, Thibaut, Matthieu, Anthony et tous les autres et bon courage à ceux en cours de doctorat !! Merci également à tous mes co-bureaux : Arnaud, Quentin, Franck et Angela ! Enfin merci aux copines qui m'ont beaucoup soutenue : tout d'abord merci à toi Amélie pour tout ce que tu as fait pour moi, merci à Violette pour ta folie, ton passage au CEA m'aura donné beaucoup de fous rires !!! Et enfin merci à toi Trang, j'ai adoré tous nos moments passés ensemble... Pour conclure je remercierai à nouveau tous ceux qui ont réparé ma voiture et l'ont maintenue en vie jusqu'à la fin : Quentin pour tes techniques de changement de pneus, Violette pour ton aide quand la batterie lâchait, Amélie pour tes conseils, Philippe pour ton chargeur de batterie et enfin Lucas pour tout !!!!

Je souhaite également remercier mes parents et mes sœurs. Votre amour et votre soutien m'ont été essentiel. Merci également à Sophie, ma meilleure amie. J'ai toujours pu compter sur toi depuis 15 ans alors merci pour tout. Enfin merci Alban, mon chéri, pour tout ce que tu m'apportes au quotidien et pour ton soutien indéfectible...

Table des matières

Remerciements	<i>i</i>
Nomenclature	<i>vii</i>
Chapitre I : Introduction	1
I.1. Le dessalement de l'eau de mer	1
I.1.1. Contexte général	1
I.1.2. Origine du dessalement	2
I.1.3. Quelques statistiques	3
I.2. Les procédés de dessalement	4
I.2.1. Les procédés membranaires	5
I.2.1.1. L'osmose inverse	5
I.2.1.2. L'électrodialyse	6
I.2.2. Les procédés thermiques par distillation	7
I.2.2.1. Distillation par détente successives	7
I.2.2.2. Distillation par multiple-effet	8
I.3. Objectifs de la thèse	12
Chapitre II : Etat de l'art sur la modélisation des installations MED	14
II.1. Régime permanent	14
II.2. Régime transitoire	16
II.3. Conclusion	19
Chapitre III : Principe général de la modélisation développée	20
III.1. Structure globale et principales hypothèses	20
III.1.1. Principales hypothèses	20
III.1.2. Structure géométrique et mathématique du modèle	21
III.1.2.1. Equations de conservation	23
III.1.2.1.1. Zone de liquéfaction	23
III.1.2.1.2. Zone des tubes des évapo-condenseurs	24
III.1.2.1.3. Zone vapeur	24
III.1.2.1.4. Zone liquide d'eau de mer ruisselant autour des tubes	25
III.1.2.1.5. Zone de la saumure	27
III.1.2.2. Equations additionnelles pour le calcul des débits et des flux	29
III.1.2.2.1. Calcul du flux de chaleur dans la zone de liquéfaction	29
III.1.2.2.2. Calcul du flux de chaleur côté évaporation	30
III.1.2.2.3. Modélisation de la détente flash de la saumure alimentant l'effet <i>i</i>	31
III.1.2.2.4. Calcul des flux de gaz incondensables libérés lors du dégazage de l'eau de mer au niveau des zones concernées	32
III.1.2.2.5. Calcul de la pression dans un effet	32
III.1.2.2.6. Interconnexion entre les effets	32
III.1.2.2.7. Calcul des débits $q_{ls i}$ et $q_{lv i}$	33
III.2. Conclusion	35
Chapitre IV : Modélisation dynamique de l'usine de Trapani	37
IV.1. Présentation de l'installation industrielle de l'usine de Trapani	37

IV.2.	Application du modèle dynamique développé à l'usine de Trapani	39
IV.2.1.	Caractérisation des flux de chaleur liés à la liquéfaction et à l'évaporation	39
IV.2.1.1.	Equations relatives à la liquéfaction	39
IV.2.1.2.	Equations relatives à l'évaporation	40
IV.2.2.	Calcul de l'épaisseur du film d'eau de mer autour des tubes	40
IV.2.3.	Equations additionnelles pour le calcul des flux de gaz incondensables libérés lors du dégazage de l'eau de mer	41
IV.2.4.	Informations supplémentaires pour l'interconnexion entre effets	43
IV.2.4.1.	Circulation de vapeur entre deux effets successifs	43
IV.2.4.2.	Circulation de saumure entre deux effets successifs	44
IV.2.4.2.1.	Prise en compte du volume de saumure présent dans le siphon	45
IV.2.4.2.2.	Prise en compte de la hauteur seuil due au siphon h_w	46
IV.2.4.2.3.	Débit de saumure sortant du dernier effet	47
IV.2.4.2.4.	Calibration des coefficients C_s	48
IV.2.4.2.5.	Intérêt de la modélisation des siphons	48
IV.2.5.	Modèle des réchauffeurs d'appoint	49
IV.2.6.	Modèle du condenseur final	51
IV.2.7.	Modèle du thermo-compresseur de vapeur	52
IV.2.8.	Caractérisation des performances de l'installation	54
IV.3.	Validation du modèle et tendances de référence	55
IV.3.1.	Validation du modèle en régime permanent	55
IV.3.2.	Etat stationnaire de référence	56
IV.4.	Conclusion	59
Chapitre V : Simulations numériques du comportement de l'usine de Trapani en régime dynamique		60
V.1.	Réaction de l'installation à des variations de la pression de la vapeur motrice	61
V.1.1.	Impact de la diminution de 7% de la pression de la vapeur motrice	61
V.1.2.	Impact de l'augmentation de la pression de la vapeur motrice	66
V.1.2.1.	Augmentation de 7% de la pression de la vapeur motrice	66
V.1.2.2.	Augmentation de 50% de la pression de la vapeur motrice	71
V.2.	Réaction de l'installation à des variations du débit d'eau de mer d'alimentation..	73
V.2.1.	Diminution de 10 % du débit d'eau de mer au condenseur final	74
V.2.2.	Augmentation de 2.4 % du débit d'eau de mer au condenseur final	77
V.3.	Combinaisons simultanées des entrées	81
V.3.1.	Diminution de la pression de la vapeur motrice de 7 % et du débit d'alimentation d'eau de mer au condenseur final de 2.6 %	81
V.3.2.	Augmentation de la pression de la vapeur motrice de 7 % et du débit d'eau de mer au condenseur final de 2.6 %	84
V.4.	Conclusion	87
Chapitre VI : Simulations numériques du couplage entre l'usine MED de Trapani et un champ solaire à concentration		88
VI.1.	Modélisation des composants de la centrale CSP	89
VI.1.1.	Modèle stationnaire du champ solaire	90
VI.1.2.	Modèle stationnaire du bloc de puissance	90
VI.1.3.	Modèle du stockage thermique	91
VI.1.4.	Résultats du modèle simplifié de la centrale solaire repris comme entrée du modèle dynamique de l'usine MED	91

VI.2.	Adaptation du modèle de l'usine MED de Trapani	91
VI.3.	Présentation des résultats du couplage sans stratégie de régulation.....	92
VI.4.	Présentation de l'algorithme de régulation	95
VI.5.	Présentation des résultats du couplage avec l'implémentation d'une stratégie de régulation	96
VI.6.	Conclusion	99
	Conclusion générale et perspectives	100
	Liste des figures	105
	Liste des tableaux	108
	Références	109
	Annexe I : Propriétés thermodynamiques de l'eau	116
	Annexe II : Propriétés thermodynamiques de l'eau de mer.....	118
	Annexe III : Modèle du thermo-compresseur.....	120
	Annexe IV : Equations constitutives des sous-modèles de la centrale solaire	123
	Annexe V : Modèle à frontières mobiles.....	126
	Annexe VI : Liste des publications et communications.....	131

Nomenclature

A	Surface [m ²]
a	Azimut du soleil [°C]
a ₁	Constante dans le modèle du champ solaire
a ₂	Constante dans le modèle du champ solaire
A _{cs}	Section (modèle à frontières mobiles) [m ²]
A _m	Vecteur
Ar	Nombre d'Archimède [-]
C _G	Solubilité du gaz [μmol/kg]
C _i	Coefficient d'incidence
C _p	Capacité calorifique massique [J/(kg·K)]
C _s	Coefficient de perte de charge pour la saumure [-]
D	Diamètre [m]
D _{tot}	Production totale de distillat [kg/s]
e	Epaisseur [m]
E _p	Fraction de la puissance brute consommée par la pompe (modèle CSP)
E _t	Etat du stockage au pas de temps t [kWh]
E _{t+1}	Etat du stockage au pas de temps t+1 [kWh]
g	Constante gravitationnelle [m/s ²]
GOR	Gain Output Ratio [-]
G _s	Gain dans l'équation de contrôle du débit de saumure [kg/(m·s)]
H	Coefficient d'Henry [Pa]
H _{pipe}	Hauteur du siphon de connexion de saumure entre deux effets [m]
h	Enthalpie spécifique [J/kg]
Δh	Enthalpie de changement d'état [J/kg]
h _s	Hauteur du soleil [°]
h _w	Hauteur seuil du siphon de saumure [m]
k	Constante de transfert de matière globale [kg/(s.m ²)]
K _s	Produit du coefficient d'échange de chaleur global par la surface [W/K]
i _h	Inclinaison des capteurs par rapport à l'horizontale [°]
L	Longueur [m]
L _{ef}	Longueur d'un effet [m]
LMTD	Moyenne logarithmique d'écart de température [°C]
L _s	Niveau de saumure à partir de la base du siphon [m]
L _s *	Niveau de saumure à partir de la base de l'effet [m]
M	Masse molaire [kg/mol]
Ma	Nombre de Mach [-]
Ma*	Nombre critique de Mach [-]
m	Masse [kg]
Nu	Nombre de Nusselt [-]
o	Orientation des capteurs par rapport au sud [°]
P	Pression [Pa]
P _D	Puissance thermique déstockée [kW]
Pr	Nombre de Prandtl [-]
P _S	Puissance thermique envoyée au stockage [kW]
P _{th}	Puissance thermique à l'évaporateur [W]

q	Débit massique [kg/s]
R	Constante des gaz parfaits [J/(mol.K)]
R _J	Constante spécifique des gaz parfaits [J/(kg.K)]
Re	Nombre de Reynolds [-]
S	Salinité [g/kg]
T	Température [°C]
T _a	Température ambiante [K]
T _c	Température moyenne de captation [K]
T _E	Température d'entrée du caloporteur [K]
T _S *	Température de sortie corrigée du caloporteur [K]
T _S	Température de sortie du caloporteur [K]
T _{sat}	Température de saturation [K]
T _{sc}	Température de saturation de la source chaude [K]
T _{sf}	Température de saturation de la source froide [K]
U	Coefficient de transfert de chaleur [W/(m ² .K)]
V	Volume [m ³]
v	Vitesse [m/s]
X	Fraction massique d'espèces dissoutes [-]
x	Fraction molaire d'espèces dissoutes [-]
Y	Fraction massique de gaz incondensables [-]
y	Fraction molaire de gaz incondensables [-]
Y _m	Vecteur d'état
z	Coordonnée axiale (modèle à frontières mobiles) [m]

Lettres Grecques

α	Coefficient de perte de charge équivalent côté vapeur [m ²]
γ	Fraction volumique de vapeur [-]
λ	Conductivité thermique [W/(m.K)]
γ _{ei}	Coefficient d'expansion isentropique dans le thermo-compresseur
Γ	Débit par unité de longueur de tube [kg/(m.s)]
Δ	Différence
ε	Ratio de liquéfaction partielle [-]
η	Efficacité des différentes zones du thermo-compresseur [-]
η ₀	Constante dans le modèle du champ solaire
η _c	Rendement de captation [-]
η _D	Rendement de la turbine de détente [-]
η _{D0}	Rendement nominal de la turbine de détente [-]
η _E	Rendement du convertisseur électrique [-]
η _G	Rendement global [-]
μ	Viscosité dynamique [kg/(m.s)]
ρ	Masse volumique [kg/m ³]
σ	Terme source d'échange de chaleur par unité de longueur avec la paroi [W/m]
τ	Taux de charge de la turbine de détente
ν	Viscosité cinématique [m ² /s]
Φ	Flux de chaleur [W]
Φ _{mr}	Flux solaire émis par les miroirs vers le récepteur [W/m ²]
ω	Rapport d'entraînement au thermo-compresseur [-]

Indices

0	Flux entrants (modèle à frontières mobiles)
1-3	Zones dans le modèle à frontières mobiles
a	Appoint d'eau de mer
atm	Atmosphérique
boiler	Partie du distillat étant redirigé vers les chaudières
c	Vapeur compressée sortant du thermo-compresseur
d	Distillat
di	Zone III du thermo-compresseur (« diffuser »)
e	Vapeur entraînée dans le thermo-compresseur
EdM	Eau de mer
ef	Effet
fl	Objet flash
g	Gaz incondensables
in	Entrant
k	Numéro de la zone (modèle à frontières mobiles)
L	Flux sortants (modèle à frontières mobiles)
l	Zone de l'eau de mer autour des tubes
liq	Zone liquéfaction
ms	Vapeur motrice
n	Zone I du thermo-compresseur (« nozzle »)
out	Sortant
p	Paroi (modèle à frontières mobiles)
pipe	Siphon de connexion entre deux effets
ref	Etat de référence
s	Zone saumure
sp	Niveau de saumure moyen fixé
t	tubes
t_ext	Extérieur des tubes
t_int	Intérieur des tubes
v	Phase vapeur ou vaporisation

Exposants

cf	Condenseur final
eq	Phase liquide en équilibre avec une phase vapeur donnée
i	Numéro de l'effet
j	Numéro du réchauffeur d'appoint

Abbreviations

CSP	Champ solaire à concentration (« Concentrated Solar Power »)
DNI	Données d'ensoleillement (« Direct Normal Irradiance »)
MED	Distillation multiple-effet (« Multiple-Effect Distillation »)
MSF	Détente flash multi-étagée (« Multi Stage Flash »)
NCG	Gaz incondensables (« Non Condensable Gas »)
ORC	Cycle de Rankine (« Organic Rankine Cycle »)
TVC	Thermo-compression de vapeur (« Thermal Vapour Compression »)

Chapitre I : Introduction

Le travail présenté ici concerne la modélisation dynamique d'une installation de dessalement d'eau de mer par distillation multiple-effet. Ce chapitre introductif permet de présenter le contexte général du travail, les différentes techniques de dessalement, le choix du procédé étudié, l'intérêt de la modélisation dynamique d'une telle installation ainsi que l'objectif et l'organisation de la thèse.

I.1. Le dessalement de l'eau de mer

I.1.1. Contexte général

La pérennité de l'espèce humaine dépend étroitement de la disponibilité des ressources en eau. Or l'accroissement de la population et l'augmentation du niveau de vie des pays émergents entraînent de véritables problèmes de quantité et qualité de l'eau disponible. D'après l'Organisation Mondiale de la Santé, environ une personne sur dix n'avait pas accès à l'eau potable en 2015 (Fonds des Nations Unies pour l'enfance, Organisation Mondiale de la Santé, 2015). Cette même année, l'Institut des Ressources Mondiales s'est appuyé sur des modèles de changements climatiques et des scénarios socio-économiques pour évaluer quels pays seraient les plus exposés au manque d'eau d'ici 2040, représentés par la figure I-1. Cette étude a révélé que 33 pays auront d'extrêmes pénuries d'eau en 2040 et 14 de ces pays se situent au Moyen-Orient (Luo *et al.*, World Resources Institute, 2015).

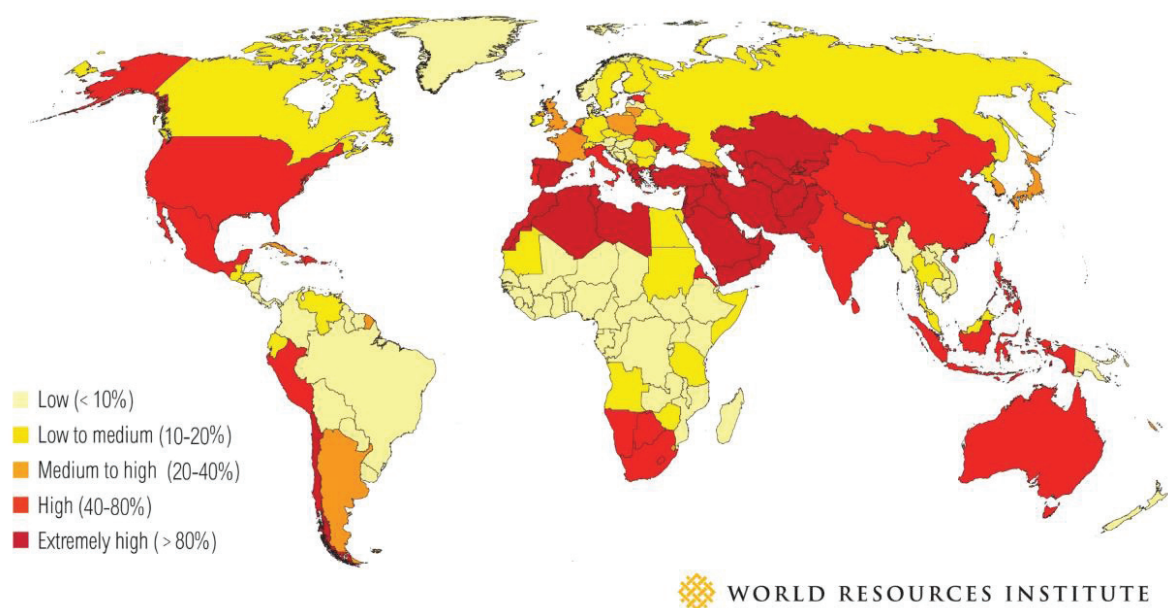


Figure I-1 : pénuries d'eau dans le monde en 2040. Source : Luo *et al.*, World Resources Institute, 2015

Sur la Figure I-1, les fractions représentent le risque potentiel lié au manque d'eau. Plus le pourcentage est élevé, plus le risque est grand. De ce fait, il est clair que de nombreux pays vont se retrouver en pénurie d'eau potable disponible dans les prochaines années.

Pourtant, l'eau est une des ressources les plus présentes et inépuisables sur Terre, couvrant les $\frac{3}{4}$ de la planète (Kalogirou, 2005). Environ 97% de l'eau sur Terre est de l'eau salée et 3% est de l'eau douce contenue aux niveaux des pôles (sous forme de glace : environ 70% de l'eau douce), des eaux souterraines (29.75% de l'eau douce), des lacs et des rivières (0.25% de l'eau douce). Du fait de sa nette abondance, dessaler l'eau de mer – ou les eaux saumâtres, moins salées que l'eau de mer mais impropres à la consommation – est une solution présentant un immense intérêt et attrait. Cette solution est également justifiée par le fait que près de 40% de la population vit à moins de 100 km des côtes.

I.1.2. Origine du dessalement

La formation d'eau douce à partir d'eau de mer se fait depuis toujours à travers le cycle naturel de l'eau. En effet, dans la nature, de la vapeur d'eau se forme à partir de l'évaporation des océans, sous l'action du soleil, et forme ainsi des nuages qui provoquent de la pluie ou de la neige lorsque qu'ils atteignent des régions plus froides. Le dessalement d'eau de mer fonctionne sur ce même principe, l'eau de mer chauffée produit de la vapeur d'eau qui, une fois liquéfiée, permet d'obtenir de l'eau douce, le sel n'étant pas volatil. Ce principe de dessalement est utilisé depuis l'antiquité pour l'approvisionnement d'eau potable à bord des navires. Les marins, en portant l'eau de mer à ébullition, liquéfiaient la vapeur produite sur de larges éponges froides (Birkett, 2012). Ils pouvaient ainsi récupérer de l'eau douce à partir des éponges comme le montre la figure I-2.



Figure I-2 : production d'eau douce sur les navires. Source : Howarth, 1984, cité par Birkett (2012)

Le dessalement par distillation a été pratiqué depuis plus de 2000 ans. C'est à partir du 18^{ème} siècle qu'il a été observé qu'il était possible d'améliorer les performances des processus de distillation en économisant l'énergie, en augmentant la production et en augmentant la pureté de l'eau produite (Bandelier, 2016).

Les procédés membranaires, consistant à extraire de l'eau douce à partir d'eau salée au travers d'une membrane semi-perméable notamment sous l'action d'une pression, sont quant à eux apparus plus tardivement. Bien que le phénomène ait été mentionné par Pline en 77, le procédé d'osmose inverse a vu le jour autour de 1959 à l'Université de Californie (Loeb, 1981) dans la continuité de la méthode de séparation des sels contenus dans les mélasses (Dubrunfaut, 1853 cité par Pastor *et al.*, 1995).

Les deux grandes familles de procédés utilisés pour le dessalement d'eau de mer, mentionnées ci-dessus, ont surtout été développées de manière industrielle à partir de la moitié du 20^{ème} siècle. Depuis, les intérêts académiques et industriels ont été décuplés permettant ainsi de rendre ce moyen de production d'eau douce fiable, performant et à des coûts minimalisés.

I.1.3. Quelques statistiques

Le nombre d'usines de dessalement qui ont été installées dans le monde est de 19555 pour une capacité de près de 100 millions de m³/jour d'eau douce en 2017 (DesalData). Chaque installation peut produire de quelques litres à plusieurs centaines de milliers de m³ d'eau par jour. La figure I-3 montre la répartition de la production totale d'eau douce en m³ par jour selon le type de procédé, toutes sources d'eau brute confondues (eau de mer, eaux saumâtres et eaux usées). La figure I-4 représente la répartition mondiale des différentes usines de dessalement selon les pays en 2017. Comme l'indique la figure I-4, l'Asie, l'Europe de l'Est et le Moyen-Orient sont les plus gros producteurs d'eau douce en 2017.

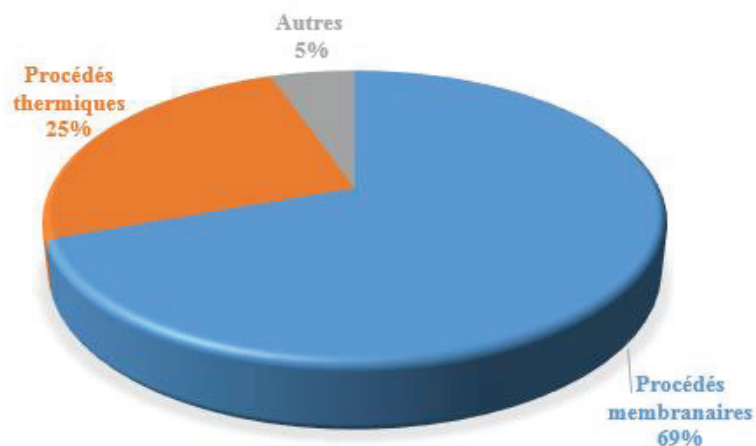


Figure I-3 : production d'eau douce dans le monde selon le procédé en 2017, toutes eaux brutes confondues. Source : DesalData

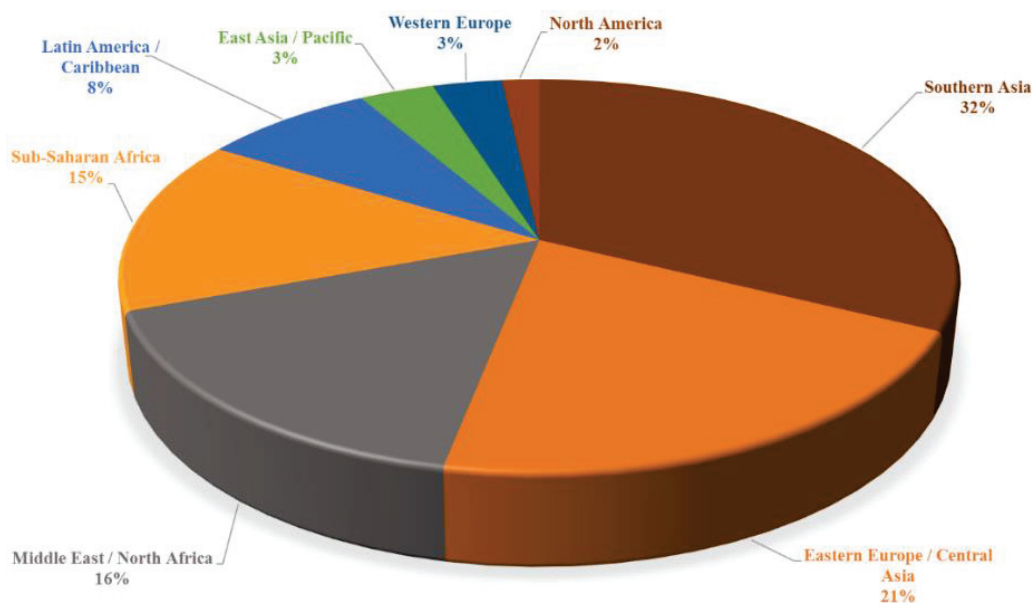


Figure I-4 : répartition de la capacité de dessalement par régions en 2017. Source : DesalData

Du fait de sa large capacité de production journalière en 2017, il est logique d'avancer l'argument que le dessalement des eaux de mer et saumâtres est une activité industrielle mature. Il est estimé que la capacité installée augmente de 5% chaque année, ce qui représente un marché de plus de cinq milliards de dollars.

I.2. Les procédés de dessalement

Comme mentionné précédemment, il existe principalement deux familles de procédés de dessalement : les procédés membranaires et les procédés thermiques. Quel que soit le procédé utilisé, le fonctionnement général est identique : il faut introduire de l'eau de mer dans l'unité de dessalement et lui fournir de l'énergie pour ensuite en extraire de l'eau douce et de la saumure (eau de mer plus concentrée). Le tableau I.1 répertorie les principales techniques de dessalement existantes.

Procédés thermiques	Procédés membranaires	Procédés non conventionnels
Multi-flash	Osmose inverse	Humidification/déshumidification
Multiple-effet	Electrodialyse	Distillation membranaire
Compression de vapeur	Nano filtration	Osmose directe

Tableau I-1 : principaux procédés industriels de dessalement d'eau de mer

Ci-après seront présentés les procédés les plus massivement utilisés, à savoir pour les procédés membranaires : l'osmose inverse et l'électrodialyse et pour les procédés thermiques :

le procédé par détente successive (MSF : « Multi-Stage Flash ») et le procédé à multiple-effet (MED : « Multiple-Effect Distillation »).

I.2.1. Les procédés membranaires

I.2.1.1. L'osmose inverse

L'osmose est un phénomène naturel : lorsque deux solutions salines de concentrations différentes sont séparées par une membrane semi-perméable, l'eau passe spontanément de la solution la moins concentrée vers la plus concentrée. Lorsque l'équilibre est établi, la différence de pression entre les deux compartiments est la pression osmotique.

L'osmose inverse repose sur le principe contraire. Lorsqu'une pression importante (supérieure à la pression osmotique) est appliquée à l'eau salée, l'eau douce traverse la membrane, comme le montre la figure I-5. La membrane est constituée d'une pellicule de polymère perméable et sélective ; elle permet seulement le passage des molécules d'eau, produisant ainsi de l'eau douce. La pression osmotique est de l'ordre de 29 bars pour l'eau de mer. Plus l'eau est chargée en sels, plus la pression osmotique est élevée. Elle est donnée par la loi de van 't Hoff. Donc pour pallier l'augmentation de la pression osmotique au fur et à mesure que l'eau est extraite et pour produire un flux d'eau douce significatif, il est nécessaire que le système fonctionne sous une pression nettement plus importante, soit environ 60 à 70 bars.

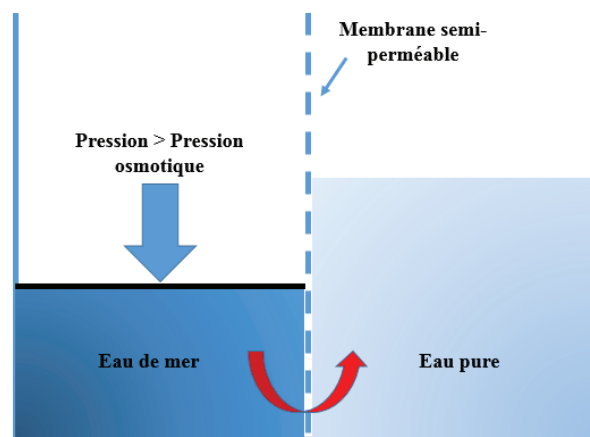


Figure I-5 : principe de fonctionnement de l'osmose inverse

Initialement fabriquées sur une base d'acétate de cellulose, les membranes modernes sont des tri-couches dont la couche active de quelques dizaines de nanomètres d'épaisseur est un polyamide aromatique. En agissant sur l'épaisseur et la porosité, les fabricants obtiennent ainsi un bon compromis entre la perméabilité et la sélectivité des membranes adaptés à la nature de l'eau traitée.

Travailler à hautes pressions signifie que les membranes doivent résister à d'importants écarts de pressions (Bandelier, 2016). Les membranes étant très sensibles aux phénomènes d'encrassement, les usines de dessalement par osmose inverse nécessitent des postes de pré et post-traitement très performants.

I.2.1.2. L'électrodialyse

Cette méthode repose aussi sur la séparation des sels et de l'eau au travers d'une membrane semi-perméable. Sous l'action d'un champ électrique, les ions de la solution saline migrent à travers des membranes imperméables à l'eau, dites sélectives. Un électrodialyseur, est composé de plusieurs compartiments et de membranes alternativement anioniques et cationiques. Sous l'effet du champ électrique, les cations migrent dans le sens du courant électrique en ne traversant que la membrane cationique. Les anions circulent dans le sens contraire du courant et ne peuvent traverser que la membrane anionique. De ce fait, certains compartiments sont appauvris en sels dissous tandis que d'autres en seront enrichis. Les compartiments de dilution et de concentration sont donc alternés. L'eau dessalée est ainsi obtenue en récupérant les solutions des compartiments de dilution. La figure I-6 représente un électrodialyseur. On comprend bien que la séparation reposant sur la sélectivité des membranes, il en existe une grande variété pour choisir la membrane adaptée au fluide à traiter. Ce sont généralement des polymères aromatiques fonctionnalisés afin d'orienter leur sélectivité soit aux anions, soit aux cations.

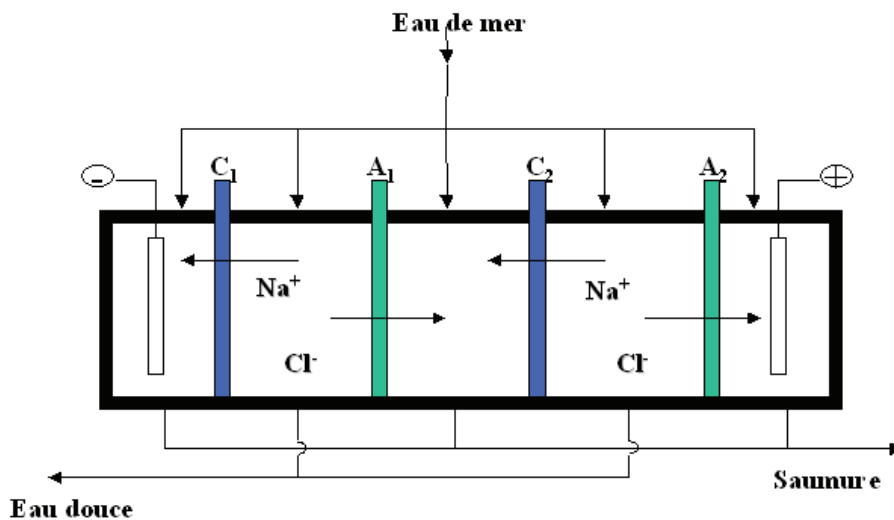


Figure I-6 : principe de fonctionnement de l'électrodialyse. Source : Lenntech

I.2.2. Les procédés thermiques par distillation

La distillation de l'eau grâce à un apport de chaleur pour l'obtention d'eau douce à partir d'eau salée est un procédé très ancien. En fournissant de l'énergie à un système de dessalement, sous forme de chaleur (procédé thermique) ou sous forme de travail mécanique (procédé par compression de vapeur), une partie de l'eau salée est vaporisée. Le sel n'étant pas volatil, on obtient ainsi de l'eau douce en liquéfiant la vapeur produite.

Le système fonctionne sous pression réduite pour abaisser la température d'évaporation et limiter ainsi les phénomènes d'encrassement et de corrosion qui augmentent avec la température. En effet, l'eau de mer contient des sels de solubilité inverses (sulfates et carbonates de calcium et de magnésium). Pour éviter la formation de tartre, il faut donc diminuer la température de distillation. Elle est inférieure à 120°C pour la technologie multi-flash et inférieure à 70°C pour celle multiple-effet, plus sujette à l'entartrage du fait de la présence d'échangeurs de chaleur.

Pour transformer un kilogramme d'eau liquide en un kilogramme de vapeur d'eau à la même température, cela nécessite d'apporter au système environ 2250 kilojoules (pour un changement d'état à 100°C). De ce fait, l'inconvénient principal des procédés de dessalement d'eau de mer par distillation est leur consommation énergétique, liée à l'enthalpie de vaporisation de l'eau.

I.2.2.1. Distillation par détente successives

Le procédé par distillation le plus industrialisé pour la production massive d'eau est la distillation par détentes successives ou vaporisation instantanée. Le principe de fonctionnement est le suivant. L'eau de mer est d'abord chauffée en la maintenant sous pression jusqu'à la température de saturation correspondante, elle est par la suite introduite dans une enceinte (ou étage) où règne une pression inférieure à sa pression de saturation. Il en résulte une vaporisation immédiate par détente appelée flash. La vapeur d'eau ainsi formée se liquéfie sur les tubes condenseurs situés en haut de l'enceinte flash. L'eau de mer est ensuite introduite dans un autre étage où la pression y est encore plus faible. La figure I-7 représente une installation MSF. Il est important de noter que le débit de vapeur formé par flash dans une enceinte est environ 10 fois plus petit que le débit d'eau de mer entrant (Bandelier, 2016).

L'eau de mer brute est préchauffée en circulant d'abord dans les tubes des condenseurs du dernier étage vers le premier. Sa température augmente progressivement grâce à l'enthalpie de liquéfaction de la vapeur d'eau. Ceci permet de limiter la consommation globale d'énergie thermique puisqu'une grande partie est récupérée par le préchauffage de l'eau de mer.

En pratique, l'équilibre thermodynamique n'est jamais atteint entre l'eau de mer et la vapeur d'eau après détente. Ces pertes thermodynamiques, conditionnent en grande partie le nombre optimum d'étages à mettre en série. On peut trouver jusqu'à 40 étages successifs dans une unité MSF industrielle.

Pour limiter les pertes thermodynamiques et maximiser la récupération de chaleur, la température entre deux étages successifs décroît seulement de 3 ou 4 degrés.

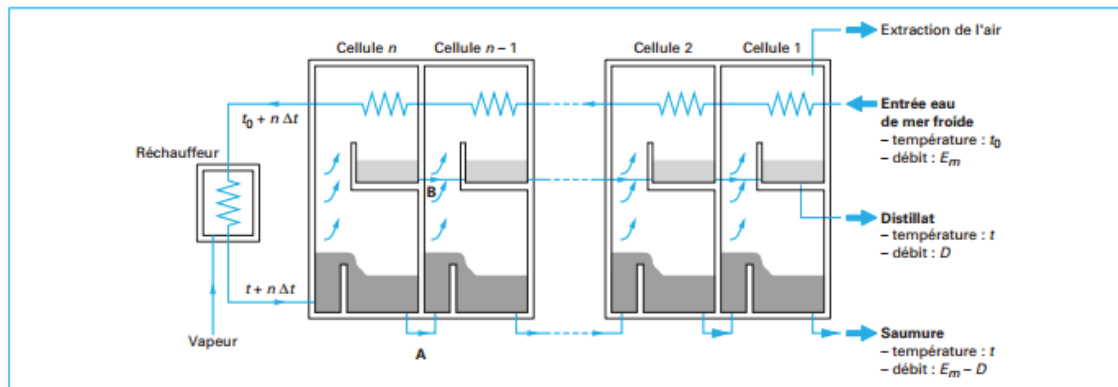


Figure I-7 : installation MSF. Source : Techniques de l'ingénieur.

Ce type d'installations ne permet pas une grande flexibilité d'exploitation. Seules de faibles variations de production sont tolérées, c'est pourquoi ce procédé est surtout utilisé pour les très grandes capacités fonctionnant à régime constant. Les chambres de détente sont en acier plaqué avec du cupro-nickel. Les tubes des condenseurs sont en alliage de cuivre avec de l'aluminium (métarsal), ou du nickel (cupro-nickel) ou bien en titane. C'est le niveau de température de la cellule qui fixe le choix du matériau.

I.2.2.2. Distillation par multiple-effet

Une installation MED (Multiple-Effect Distillation) est composée d'un enchaînement de plusieurs enceintes, appelées effets, à des pressions et températures décroissantes. De la vapeur d'eau est introduite au niveau du premier effet où elle se liquéfie, l'énergie libérée permet de vaporiser l'eau de mer. Ce processus est réalisé grâce à un évapo-condenseur constitué de tubes dont la surface extérieure est arrosée par l'eau de mer, la vapeur se liquéfiant à l'intérieur des tubes. Le sel n'étant pas volatil, seule de la vapeur d'eau est produite. Celle-ci est ensuite dirigée vers le second effet afin d'être liquéfiée à son tour dans les tubes et permettre la vaporisation de l'eau de mer ruisselant sur l'extérieur des tubes. Ce processus est répété jusqu'au condenseur final comme le montre la figure I-8.

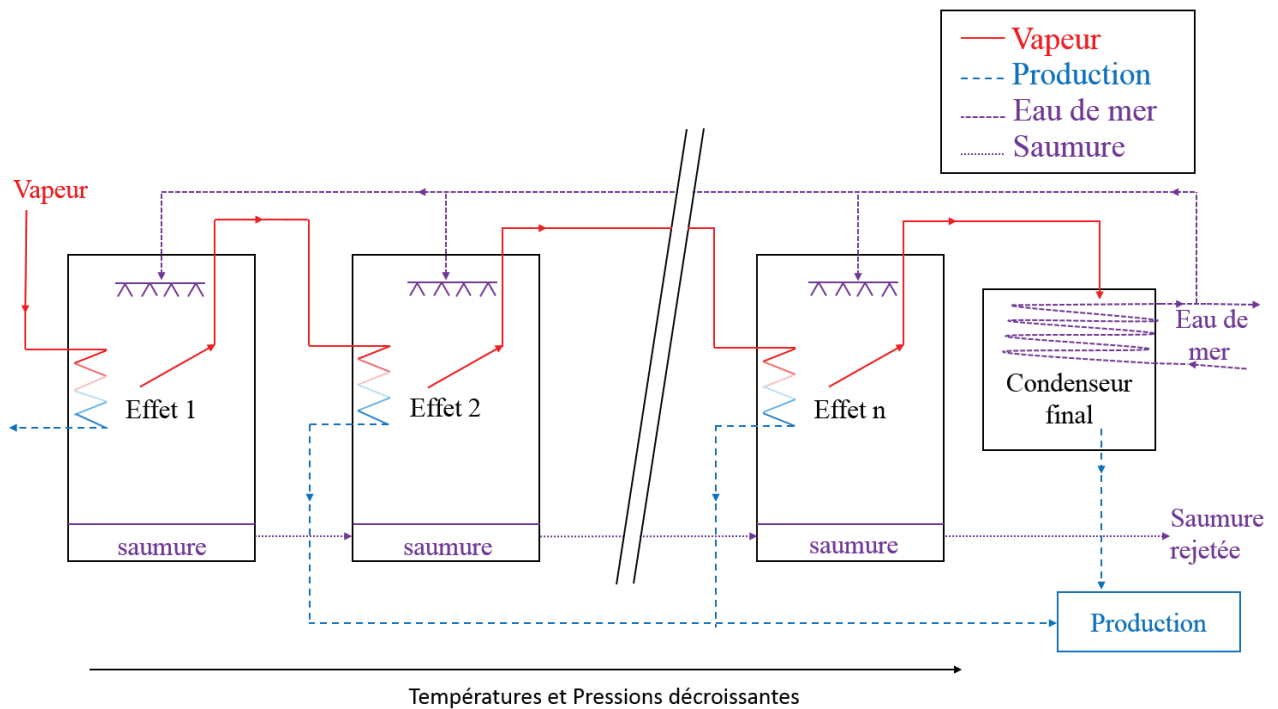


Figure I-8 : installation MED

L'énergie thermique à fournir à une installation de distillation multiple-effet est principalement liée à l'apport de vapeur, ou de caloporteur, nécessaire pour vaporiser l'eau de mer présente dans le premier effet.

Les pressions et températures s'échelonnent de manière décroissante du 1^{er} effet jusqu'au condenseur final pour garantir qu'il y ait un écart de température entre la vapeur, provenant de l'effet précédent, qui se liquéfie et l'eau de mer qui s'évapore. Ceci permet d'obtenir un gradient de température et de pression entre les effets et l'eau de mer peut s'évaporer sans apport de chaleur supplémentaire. Un apport de vapeur supplémentaire vient de la détente instantanée de la saumure entre deux effets successifs. En effet, lorsque celle-ci entre dans un effet, elle est à une température et pression supérieures. Elle se détend alors et produit ainsi une quantité de vapeur supplémentaire. Ce processus est plus communément appelé détente flash de la saumure.

Le condenseur final permet à la fois de liquéfier la vapeur produite au niveau du dernier effet, mais aussi, grâce à l'énergie libérée par la liquéfaction, de préchauffer l'eau de mer avant son introduction dans les effets. Ce recyclage permet d'économiser une part de l'énergie nécessaire pour amener l'eau de mer à sa température de saturation. Dans ce but, on utilise aussi des réchauffeurs d'appoint, régulièrement positionnés entre certains effets. Leur fonctionnement est similaire à celui du condenseur final : une partie de la vapeur formée dans l'effet les précédant est liquéfiée pour compléter le préchauffage de l'eau de mer. La température de l'eau de mer sortant des réchauffeurs d'appoint est ainsi proche de la température de saturation correspondante à l'effet dans lequel elle sera introduite. Cela permet également d'augmenter les performances globales de l'installation.

L'alimentation de chacun des effets en eau de mer peut se faire soit en parallèle soit en série, à co- ou contre-courant comme le montre la figure I-9.

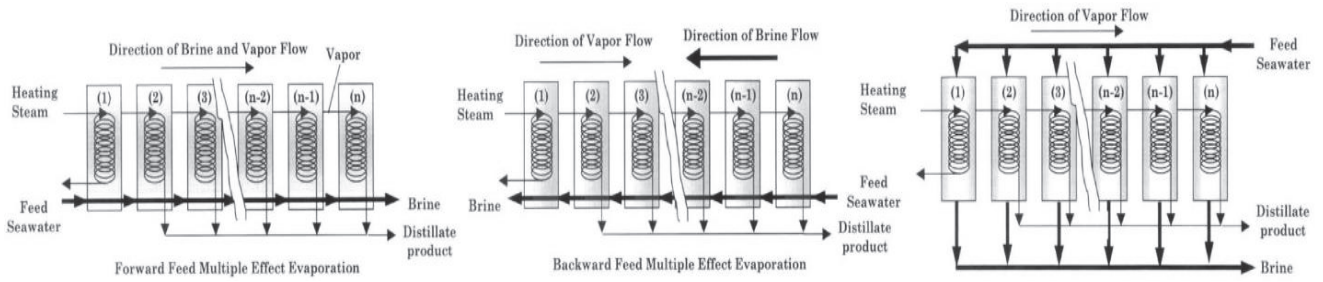


Figure I-9 : différentes configurations possibles pour l'alimentation des effets en eau de mer. Source : El-Dessouky *et al.* (2002)

L'étagement des températures et des pressions dans la cascade d'effets s'établit naturellement entre la température de la source chaude (premier effet) et la température de la source froide (condenseur final) ; la distribution est directement liée aux surfaces et aux coefficients d'échange des évapo-condenseurs. Bien qu'un système de vide soit toujours intégré pour extraire les gaz incondensables, il ne contribue pas à fixer les pressions de fonctionnement qui sont uniquement la conséquence des températures et de l'état de saturation.

Comme pour le multi-flash, les enceintes sont en acier plaqué et les tubes en cupro-nickel ou en titane.

L'énergie thermique nécessaire à la vaporisation de l'eau de mer au niveau du premier effet peut être fournie par de la vapeur d'eau issue d'une chaudière classique, à gaz ou à fioul, ou bien produite par un incinérateur. Pour améliorer les performances de l'installation, les installations MED sont souvent associées à des systèmes de thermo-compression de vapeur (TVC). Ce système fonctionne en utilisant l'énergie cinétique d'une vapeur d'eau à haute pression injectée dans une tuyère, pour aspirer de la vapeur d'eau basse pression recyclée depuis un effet à basse pression de l'installation MED, souvent avant le condenseur final, et ainsi obtenir un mélange de pression moyenne utilisable en tant que vapeur de chauffe en tête ou dans un effet proche.

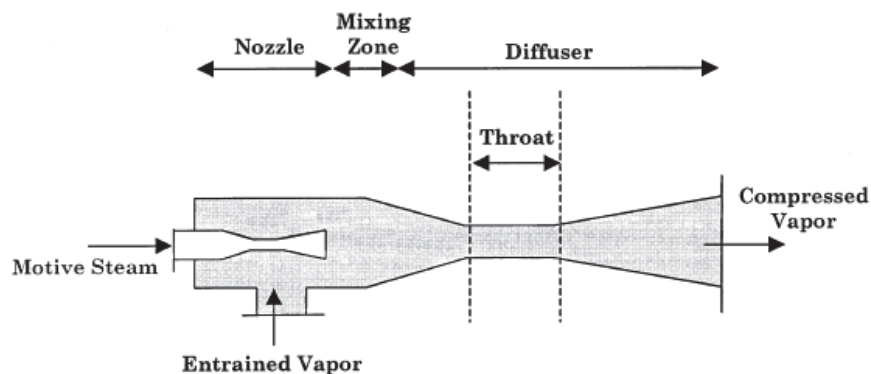


Figure I-10 : schéma d'un thermo-compresseur de vapeur. Adapté de : El-Dessouky *et al.* (2000)

Comme le montre la figure I-10, on peut distinguer 3 zones dans un éjecteur à vapeur. La première permet à la vapeur motrice d'atteindre une vitesse supérieure à la vitesse du son (régime supersonique). La deuxième est la zone où la vapeur motrice et celle entraînée se mélangent. Puis, la troisième zone permet de réduire la vitesse du mélange et d'obtenir une pression moyenne.

L'efficacité d'un éjecteur à vapeur est caractérisée par le rapport d'entraînement, défini comme la masse de vapeur entraînée par unité de masse de vapeur motrice.

Bien que leur rendement ne soit pas très élevé, les frais d'investissements et de maintenance pour les systèmes de thermo-compression sont faibles, rendant ainsi cette technologie particulièrement intéressante. Pour des questions énergétiques, elle est toujours combinée avec le procédé à multiple-effet (Bandelier, 2016). Dans ce cas, il est nécessaire de fournir la vapeur haute pression au thermo-compresseur, mais la consommation est moindre qu'en alimentation directe car la vapeur entraînée vient d'un des derniers effets de l'installation. Communément, une partie de la vapeur formée au dernier effet est utilisée comme vapeur d'eau basse pression. Et la vapeur formée, de pression moyenne, est utilisée comme vapeur de chauffe au niveau du premier effet.

On peut assimiler le couplage MED avec la thermo-compression à une pompe à chaleur dont le fluide de travail, l'eau de mer et sa vapeur, sont en circuit semi-ouvert.

Les performances d'une installation MED simple, couplée ou non à un système de thermo-compression de vapeur, sont caractérisées par sa production totale d'eau douce (kg/s) ainsi que sa capacité de production en eau douce : le GOR (« Gain Output Ratio ») représentant la masse d'eau douce produite pour chaque kg de vapeur fournie au système.

Les installations MED sont basées sur un procédé et des technologies matures mais une amélioration importante possible concerne l'apport d'énergie nécessaire au premier effet. Actuellement, celui-ci provient principalement de combustibles fossiles brûlés directement dans une chaudière (rare car très coûteux), soit sous forme de chaleur prélevée sur un cycle de Rankine électrogène d'une centrale au fioul. Si on considère le bilan environnemental global, ces options ne sont pas durables. Ainsi pour diminuer l'impact environnemental il faudrait coupler l'installation avec des sources d'énergies primaires durables et non polluantes, et surtout inépuisables et disponibles.

Un autre scénario serait l'utilisation de rejets thermiques où, comme par exemple dans le cas de la poly-génération, une puissance thermique disponible est répartie entre plusieurs utilisations (eau douce, eau chaude, froid...) selon la demande ou la stratégie d'exploitation à un moment donné.

Le coût des systèmes de dessalement a diminué peu à peu – du fait de leur maturité – tandis que le coût des énergies fossiles augmente et que les ressources s'épuisent. Les systèmes de dessalement couplés à des sources d'énergies renouvelables peuvent aussi permettre l'approvisionnement en eau potable dans des régions où l'eau et l'électricité tendent à manquer.

Dans le cas de la poly-génération ou d'une ressource renouvelable, on se retrouve face à la situation d'une source énergétique variable, en puissance disponible et peut-être en température. Le procédé MED est très flexible aux variations de charge et sa performance

énergétique est très élevée. Il est donc adapté pour être associée à une source d'énergie thermique variable.

On passe alors d'une logique où le régime permanent était la règle à une logique où le régime est exclusivement dynamique. La modélisation en régime dynamique permet ainsi de prédire les performances du système quand la puissance thermique disponible en amont varie. Cela s'avère également de plus en plus nécessaire pour un dimensionnement optimum et l'établissement des stratégies de régulation d'un système de dessalement MED. C'est pourquoi la modélisation dynamique des systèmes MED fait l'objet de cette thèse.

I.3. Objectifs de la thèse

Cette thèse est ainsi consacrée à l'étude du couplage d'une installation MED avec une source d'énergie thermique variable. Cela se décline principalement dans la modélisation de l'installation MED de sorte qu'il soit possible de simuler son comportement en régime transitoire pour pouvoir prouver la faisabilité et le potentiel de cette association.

Le manuscrit de cette thèse est organisé comme suit :

Le chapitre II présente les travaux publiés sur la modélisation des usines MED. La première partie concerne la modélisation en régime permanent de ce type d'installation et la deuxième est consacrée à la modélisation en régime dynamique. Comme il est indiqué dans ce chapitre, peu de travaux existent sur ce sujet malgré un intérêt grandissant pour le comportement en régime transitoire des installations MED ces dernières années. Les quelques travaux publiés concernent des installations spécifiques et l'utilisation de valeurs propres aux installations considérées les rendent non transposables pour l'étude d'autres installations.

Le chapitre III détaille le modèle développé pour caractériser tout type d'installation MED lorsqu'elle est soumise à des variations de charge. Un grand effort a été réalisé afin de rendre ce modèle générique et transposable. Toutes les accumulations de matière dans un effet sont considérées : la vapeur, la saumure et l'eau de mer arrosant les tubes. Seul le processus de liquéfaction est considéré en régime permanent. Ce modèle se veut être représentatif d'une usine MED car il considère les mêmes entrées que le fonctionnement réel de ce type d'installation : la pression de la vapeur motrice (au 1^{er} effet ou bien au niveau du thermo-compresseur s'il est présent) ainsi que le débit d'alimentation en eau de mer au condenseur final.

Le chapitre IV permet d'appliquer le modèle développé à une usine MED combinée avec un système de thermo-compression de vapeur, située à Trapani (Sicile). Dans ce chapitre, les équations sont détaillées de manière plus approfondie et les autres composants (réchauffeurs

d'appoint, condenseur final et thermo-compresseur) sont également présentés et modélisés. Grâce à la collaboration avec une équipe de chercheurs de l'université de Palerme, il a été possible de rencontrer le gérant de cette usine et obtenir des données de fonctionnement dans les conditions nominales, permettant la validation du modèle développé en régime permanent, comme présenté dans ce chapitre. Ce dernier cas représente donc l'état stationnaire de référence servant à l'initialisation du modèle pour les simulations dynamiques.

Le chapitre V présente les résultats lors des simulations en régime dynamique de l'usine MED-TVC de Trapani. Différentes simulations sont étudiées afin d'évaluer les conséquences sur l'installation suite aux variations des deux entrées du système : la pression de la vapeur motrice et le débit d'alimentation en eau de mer au condenseur final. Il s'agit d'identifier les variables les plus critiques et limitant le plus le fonctionnement de l'usine en régime transitoire. Enfin, des simulations combinant des variations simultanées des deux entrées permettent de formuler des conclusions préliminaires quant à la possibilité d'exploitation d'une usine MED en régime transitoire. Ceci concerne des perturbations isolées et uniques.

Un champ solaire à concentration couplé à un bloc de puissance et un stockage thermique a été modélisé au CEA Grenoble, il est présenté dans le dernier chapitre. Ce modèle permet d'obtenir un profil de température de vapeur saturante cohérent et représentatif d'une journée type au Maroc au Printemps. Celui-ci est utilisé comme entrée du modèle MED, moyennant quelques modifications du modèle de l'usine MED de Trapani, afin d'étudier son comportement lors d'un enchaînement de perturbations. Grâce à toutes les simulations réalisées, un algorithme de contrôle a été développé dans le but de stabiliser le fonctionnement de l'usine MED en régime transitoire, il est également présenté dans ce chapitre.

Enfin, des conclusions générales sur ces travaux de thèses et des perspectives d'études et d'améliorations du modèle développé sont proposées.

Six annexes sont incluses en fin de manuscrit afin d'apporter des clarifications et informations supplémentaires nécessaires à la bonne compréhension des travaux réalisés et indiquer la liste des publications et communications.

Chapitre II : Etat de l'art sur la modélisation des installations MED

Ce chapitre a pour objectif de présenter un état de l'art concernant la modélisation des installations MED, couplées ou non à une thermo-compression de vapeur. Les travaux les plus aboutis et les plus nombreux concernent la modélisation des installations en régime permanent, c'est pourquoi ils seront présentés dans la première partie. En effet l'intérêt étant académique et industriel il y a un plus grand nombre de publications sur ce sujet que sur la modélisation dynamique, comme nous le verrons dans la seconde partie. Finalement, nous restreignons l'analyse aux modèles de type « système », c'est à dire qui ont pour objectif de représenter les procédés MED dans leur globalité, ce qui a comme conséquence une résolution spatiale moins fine que ce qui se pratique dans des modèles détaillés d'une partie spécifique d'un procédé. Ce niveau d'analyse est bien sûr adapté à notre objectif de représentation d'un procédé dans son ensemble.

II.1. Régime permanent

Beaucoup de travaux sur la modélisation en régime permanent des installations MED ont été publiés, les plus cités sont détaillés dans cette partie. En effet, comme les installations industrielles fonctionnent exclusivement avec des sources d'énergie fixes, la problématique liée à l'association des installations MED à des sources d'énergies variables ne s'est posée que récemment. Lors de l'étude du comportement d'une installation MED en régime permanent, les variables les plus importantes à considérer sont la quantité d'eau douce produite ainsi que le rendement de l'installation (GOR). C'est pourquoi la plupart des modèles mentionnés ici se focalisent sur l'optimisation énergétique de l'installation en réalisant des études paramétriques afin de déterminer quelles sont les configurations optimales. Les modèles présentés dans cette partie sont en grande partie des modèles physiques associés à des descriptions empiriques.

El-Dessouky *et al.* ont été parmi les premiers à travailler sur le sujet de 1997 à 2002. Leurs travaux sont les plus reconnus et utilisés. Ils proposent des modèles mathématiques simplifiés pour le dimensionnement et l'analyse d'installations MED selon les différentes configurations d'alimentation des effets en eau de mer, pour un nombre variable d'effets. Ils ont également développé de nombreuses corrélations, très fréquemment reprises, pour les propriétés thermodynamiques de l'eau de mer ainsi que pour les coefficients d'échange de chaleur dans les évapo-condenseurs, les réchauffeurs d'appoint et le condenseur final. Dans ces modèles sont considérés des surfaces d'échange constantes, des pertes thermodynamiques évaluées par des corrélations expérimentales, développées par leurs soins et un écart de température constant entre deux effets consécutifs. Ils ont également supposé que l'eau de mer arrosant les tubes dans les effets était à la température de saturation. Leurs modèles ont permis de réaliser des études paramétriques approfondies des différentes variables d'une installation MED. Ils ont pu conclure principalement que les coefficients d'échange dans les évapo-condenseurs et les réchauffeurs d'appoint augmentent avec la température de saturation et que le GOR dépend étroitement du nombre d'effet. Une autre partie des travaux de El-Dessouky *et*

al. concerne l'étude des systèmes de thermo-compression de vapeur. En effet, combinés à des installations de dessalement MED, ils augmentent considérablement les performances globales, d'où l'intérêt de développer des modèles de ces composants. Ils ont principalement développé deux types de modèle. Le premier est un modèle semi-empirique qui permet de relier le rapport d'entraînement du thermo-compresseur, défini comme le débit de vapeur motrice par unité de débit de vapeur entraînée, et les pressions de vapeur motrice et entraînée, en incluant des facteurs correcteurs sur la pression et la température. Ce modèle a été validé par comparaison avec des données industrielles publiées sur 35 ans par Power (1994). Il est très utilisé dans le cas où la géométrie du thermo-compresseur n'est pas connue. Un deuxième modèle, basé sur des principes physiques, a été établi à partir de bases de données fournies par de nombreux fabricants de thermo-compresseur et des études expérimentales disponibles dans la littérature. Ces travaux comportent également une analyse des modèles de thermo-compresseurs publiés. Le modèle ainsi développé permet de calculer les profils de pression et les nombres de Mach associés à chaque zone du thermo-compresseur. Ce modèle peut être utilisé pour le dimensionnement, sous réserve de connaître les débits et pressions entrants dans le système, ou bien comme modèle de performance si les données géométriques de chaque zone sont connues. Il sera plus amplement détaillé par la suite puisqu'il sera utilisé dans cette thèse.

Darwish *et al.* (2006), ont également publié des travaux sur la modélisation stationnaire des installations MED. Leur travail présente de nombreuses simplifications, comme par exemple le fait de considérer que la même quantité de vapeur est produite dans chaque effet et que l'écart de température entre deux effets consécutifs est constant. Ces travaux ont eu pour but de démontrer que les installations de dessalement MED sont plus performantes à haute température de tête que les MSF, la température de tête étant la température régnant dans la première enceinte.

Kamali *et al.* (2008, 2009) ont présenté des techniques d'optimisation des procédés MED-TVC et d'identification des paramètres influant le plus les performances de l'installation. Le modèle détermine la capacité de production, le GOR, la différence de température entre les effets et la pression dans chaque effet, tout ceci afin d'augmenter le GOR et par conséquent de diminuer la consommation d'énergie pour une production donnée. Ce travail s'appuie sur ceux de El-Dessouky *et al.* précédemment évoqués.

Kouhikamali *et al.* (2011-2013) ont développé un modèle mathématique pour évaluer les différentes configurations possibles concernant l'association d'une installation MED avec un thermo-compresseur de vapeur dans le but de maximiser le GOR de l'installation. Ils ont ainsi conclu qu'il serait préférable de prélever la vapeur entraînée au thermo-compresseur dans les effets intermédiaires plutôt qu'au niveau du dernier effet, comme cela se fait communément. Leurs travaux ont également concerné l'étude du positionnement et du nombre de réchauffeurs d'appoint optimaux dans l'installation.

En 2013, Mistry *et al.* ont présenté un modèle stationnaire d'une installation MED. Leurs résultats ont été comparés à des travaux précédents par une analyse paramétrique notamment sur le GOR, le nombre d'effets et la température de la vapeur de chauffe au niveau du premier effet. Cette même année, Druetta *et al.* ont analysé et optimisé un système MED afin d'étudier différentes distributions des flux de distillat et de vapeur pour augmenter les performances du procédé MED.

Palenzuela *et al.* (2013-2014) ont développé un modèle stationnaire reflétant le comportement de leur installation pilote située sur la plateforme solaire d'Almeria (PSA), avec des écarts entre le modèle et les résultats expérimentaux inférieures à 9%. Grâce à de nombreuses campagnes de mesure, ils ont également pu obtenir des corrélations empiriques pour les coefficients de transfert de chaleur. Leur modèle stationnaire ainsi que l'installation pilote ont servi ensuite de base pour le développement de leurs modèles en régime dynamique (cf. paragraphe II.2).

En 2014, Casimiro *et al.* ont construit un modèle en régime permanent pour décrire le comportement de l'installation industrielle de Trapani (Sicile). Les résultats du modèle ont été validés par comparaison avec des données expérimentales de fonctionnement de cette installation. Celui-ci a ensuite été couplé à un modèle de centrale solaire à concentration pour une étude quasi-stationnaire avec des variations de charge, en estimant que le régime dynamique était constitué d'un enchaînement d'états permanent. Cette étude leur a permis d'évaluer une première approche pour la modélisation dynamique de l'installation et le comportement attendu associé.

Ortega-Delgado *et al.* (2016) ont également développé un modèle MED-TVC à partir d'équations de conservation d'énergie et de masse pour chaque composant. Ce travail avait pour but d'analyser le potentiel et les modes de fonctionnement du couplage MED-TVC avec un cycle de Rankine. Leurs résultats ont été comparés à ceux de l'installation industrielle de Trapani.

Bandelier (2016) a établi un modèle technico-économique utilisé pour le dimensionnement d'une usine MED. Dans ce modèle, on considère comme entrée la nature de la source chaude et la capacité de production souhaitée afin de déterminer la configuration idéale, aussi bien d'un point de vue du nombre d'effets que des coûts engendrés. Ce modèle comprend également l'analyse économique la plus aboutie dans la littérature puisqu'il permet d'étudier les coûts d'investissement, de fonctionnement et de l'eau douce produite sur la durée de vie de l'installation. Une analyse économique est possible (rentabilité, temps de retour sur l'investissement) ainsi qu'une évaluation de l'impact environnemental.

II.2. Régime transitoire

Comme évoqué précédemment, l'importance de la modélisation en régime dynamique des installations MED s'est précisée principalement dans les dernières années. Le nombre de travaux publiés est faible, mais il est possible de noter une certaine tendance et une croissance d'intérêt dans les dernières années. Lorsque l'installation fonctionne en régime transitoire, ce sont les phénomènes hydrauliques et les inerties thermiques qui sont les plus déterminants. En d'autres termes, il est fondamental de prendre en compte toutes les accumulations de matière, à savoir des variations de masses de vapeur, de saumure et d'eau de mer autour des tubes, ainsi que les inerties thermiques associées et celle des tubes. Il est également nécessaire de modéliser correctement l'interconnexion entre deux effets successifs car cela joue un rôle majeur sur les phénomènes hydrauliques et la stabilisation de l'installation. Les modèles les plus développés sont décrits ci-après. En effet, certains modèles présentent de trop nombreuses simplifications pour être considérés comme pertinents, en particulier quand ils sont basés sur l'hypothèse que

la dynamique de l'installation est assimilable à une suite de régimes permanents (modèles quasi-statiques).

Un des premiers modèles dynamiques d'une installation MED fut développé par El-Nashar et Qamhiyeh (1990). Leur travail avait pour but de caractériser les performances d'une installation MED à tubes horizontaux de 18 effets située à Abu Dhabi (UAE). Ce modèle est constitué d'équations de conservation d'énergie pour étudier la dynamique de l'installation à travers la variation des températures.

Il faudra ensuite attendre 1997 pour qu'un nouveau travail sur le sujet soit publié. Aly et Marwan ont construit un modèle dynamique d'une installation MED de 4 effets. Ils sont les premiers à décomposer l'effet en plusieurs zones. Leur modèle est ainsi basé sur trois zones distinctes : la partie vapeur, l'eau de mer autour des tubes (soit la zone dédiée à l'évaporation) et la paroi des tubes. Ils ont ainsi établi des équations de conservation d'énergie et de masse pour les trois zones. Leur modèle présente un certain nombre d'hypothèses simplificatrices, comme le fait que la saumure accumulée dans un effet a les mêmes propriétés thermodynamiques que l'eau de mer à saturation ou bien que la température de la vapeur présente dans l'effet est décrite par une équation en régime permanent à l'équilibre la liant à la température de la saumure au travers de l'écart ébullioscopique. En effet, du fait de la présence du sel, l'eau de mer bout à une température légèrement supérieure à celle de l'eau pure pour une pression donnée. Cette différence de température est appelée écart ébullioscopique. Un point majeur de leur modèle réside dans la description de l'interconnexion entre deux effets successifs pour l'écoulement de la saumure. En effet, ils sont les premiers à décrire le débit de saumure sortant d'un effet comme étant fonction de la différence des pressions entre deux effets successifs. Bien que les différences de niveaux n'aient pas été prises en compte, leur approche reste tout de même très novatrice. Dardour *et al.* (2005) ont présenté ce même modèle pour simuler le comportement dynamique d'une installation MED couplée à un réacteur nucléaire. Leur installation n'étant composée que d'un effet, ils n'ont pas eu à considérer l'interconnexion entre effets.

Roca *et al.* (2012) ont construit un modèle dynamique destiné à décrire le comportement d'un pilote expérimental d'une installation MED couplé à un champ solaire, situé sur la plateforme solaire d'Almeria (PSA), ceci dans le but d'implémenter une stratégie de contrôle pour optimiser la production d'eau douce. Ce modèle a été développé en utilisant le langage objet Modelica sur la plateforme Dymola. Dans ce modèle, les auteurs ont négligé le flash de la saumure entrant dans un effet, le transfert de chaleur dans les évapo-condenseurs est formulé à l'aide d'équations en régime permanent et la température de la vapeur est reliée directement à celle de la saumure par le biais de l'écart ébullioscopique. Ils ont également négligé l'accumulation de vapeur dans un effet.

De la Calle *et al.* (2013, 2014) ont poursuivi les travaux de Roca *et al.* (2012) pour mieux caractériser leur pilote expérimental. Ils ont ainsi cherché à mieux définir le transfert de chaleur au niveau des évapo-condenseurs. Pour ce faire, ils ont séparé les flux de liquéfaction et d'évaporation, chacun ayant son propre coefficient de transfert décrit par des corrélations, et ont relié ces deux flux par une équation différentielle sur la température de la paroi permettant de prendre en compte son inertie thermique. Ils ont également pris en compte la détente flash de la saumure. Pour simplifier les équations et réduire le nombre d'inconnues, ils ont pris le

parti de négliger les accumulations de matière (vapeur, eau de mer autour des tubes et saumure) dans l'effet.

Mazini *et al.* (2014) ont été les premiers à étudier le comportement dynamique d'une installation MED couplée à un système de thermo-compression de vapeur (MED-TVC). Leur modèle est une version retravaillée de celui d'Aly et Marwan (1997). De ce fait, ils ont décomposé l'effet de la même façon. Le transfert de chaleur dans les évapo-condenseurs est décrit en régime permanent en tenant compte des températures de liquéfaction, évaporation et de l'eau de mer arrosant les tubes. Concernant l'interconnexion entre effets côté saumure, ils n'ont pas utilisé la version précédemment décrite, ils ont utilisé des équations additionnelles simplificatrices pour éliminer les inconnues. Par exemple, la température de paroi des tubes est décrite comme étant la moyenne arithmétique des températures de liquéfaction et d'évaporation. Concernant le modèle du thermo-compresseur, ils ont utilisé le modèle empirique d'El-Dessouky *et al.* (2000).

Le modèle le plus abouti de la littérature a été présenté en 2017 par Cipollina *et al.*. Leur modèle décrit l'installation industrielle MED-TVC de Trapani. Ils ont décomposé l'effet en 3 zones d'accumulation distinctes : la vapeur, l'eau de mer arrosant les tubes (partie dédiée au processus d'évaporation) et la saumure. Chaque zone a ses propres équations de conservation d'énergie, de masses totales et de sels et les trois phases ne sont pas à l'équilibre. De plus, leur modèle décrit ainsi, permet d'étudier les variations du niveau de saumure dans un effet. Une autre avancée majeure dans leur travail réside dans la description des débits de vapeur et de saumure sortants comme étant fonctions de coefficients de perte de charge et de la différence de pression et niveaux (pour la saumure) entre deux effets successifs. Un autre aspect ayant des influences sur le fonctionnement d'une installation MED est la présence d'espèces dissoutes dans l'eau de mer. Celles-ci sont libérées par dégazage lors du processus de dessalement et représentent une quantité de gaz incondensables ayant un impact direct sur l'installation. Dans leur modèle, Cipollina *et al.* ont ainsi établi des équations de bilan dédiées au suivi du dégazage des espèces dissoutes dans l'eau de mer. Malgré la pertinence de leur approche, leur modèle présente un certain nombre de simplifications limitant l'analyse dynamique de l'installation, les plus importantes étant décrites ci-après. Premièrement, ils ont négligé l'équation différentielle de conservation de l'énergie dans la phase vapeur. En effet, ils ont calculé la température de la vapeur en supposant l'équilibre avec la saumure par le biais de l'écart ébullioscopique. Deuxièmement, le transfert de chaleur dans les évapo-condenseurs est décrit par une équation en régime permanent, utilisant un coefficient d'échange dépendant uniquement de la température d'évaporation et majorant nettement le transfert de chaleur possible. De plus, ils ont négligé l'accumulation d'énergie dans les tubes. Enfin, ils ont modélisé les réchauffeurs d'appoint (il y en a 5 à Trapani) mais ont imposé la température de sortie de l'eau de mer à chacun d'entre eux, ce qui limite très grandement l'analyse du comportement en régime dynamique de l'installation. Pour le système TVC, ils ont utilisé le second modèle d'El-Dessouky *et al.* (2002).

II.3. Conclusion

Comme montré dans ce chapitre, le nombre de travaux publiés est faible. Les modèles en régime permanent ont permis de réaliser des analyses paramétriques approfondies des installations MED, principalement afin d'étudier les configurations optimales, notamment concernant la position et l'importance du thermo-compresseur et des réchauffeurs d'appoint. En faisant varier les propriétés thermodynamiques et les débits des variables d'entrée, les travaux ont fait ressortir quelles étaient les conséquences sur les performances globales de l'installation. La plupart des travaux publiés dans les dernières années concernent le couplage des installations MED avec une source d'énergie variable. Pour ce faire, quelques modèles ont été développés afin d'analyser le comportement des installations MED en régime transitoire. Cependant, la plupart des modèles développés sont basés sur des hypothèses très simplificatrices, limitant ainsi l'analyse physique du procédé. De tous les travaux présentés, se distinguent ceux de Cipollina *et al.* (2017). En effet, ils ont présenté un modèle nettement plus approfondi et rigoureux, malgré la présence de nombreuses simplifications limitant l'analyse possible en régime dynamique de l'installation MED.

Après l'analyse de ces derniers travaux, nous avons ainsi pu constater l'importance de développer un modèle physique plus complet, prenant en compte la majeure partie des phénomènes régissant le comportement des installations MED, ceci passant notamment par une approche plus rigoureuse pour décrire l'interconnexion entre les effets. En effet, le procédé repose sur le transfert de la vapeur et de la saumure d'un effet au suivant, en constituant ainsi un élément primordial du procédé. De plus, la majeure partie des modèles comportent des hypothèses très simplificatrices ou ne concernent qu'une installation MED particulière. En effet, beaucoup de modèles ne sont pas transposables du fait de la présence de températures fixées (Cipollina *et al.*, 2017) ou bien de l'utilisation de données expérimentales (modèles développés à PSA) ou encore applicables à une installation donnée. C'est pour résoudre ces différents problèmes que nous avons développé un nouveau modèle, plus générique, qui sera présenté dans le chapitre suivant.

Chapitre III : Principe général de la modélisation développée

Dans ce chapitre, l'approche adoptée pour la modélisation en régime dynamique des installations MED est présentée. En effet, un grand nombre de modèles développés n'étaient utilisables que pour une installation spécifique, c'est pourquoi, nous avons développé un modèle qui ne caractérise pas une installation précise et se base sur des équations de bilan de conservation de masse, d'énergie, de sels et d'espèces incondensables, ainsi que sur des équations constitutives. Les seuls paramètres d'ajustement présents sont liés à la géométrie de l'installation choisie.

III.1. Structure globale et principales hypothèses

III.1.1. Principales hypothèses

Les hypothèses du modèle présenté dans cette partie sont les suivantes :

- la vapeur produite ne contient aucun sel ;
- le mélange vapeur d'eau-gaz incondensables (NCG) est considéré comme un gaz parfait ;
- les pertes thermiques à travers la calandre sont négligées ;
- les évapo-condenseurs sont parfaitement étanches à l'air, de ce fait, la seule source d'incondensables est due au dégazage de l'eau de mer ;
- les propriétés thermodynamiques de l'eau et de l'eau de mer sont détaillées dans les annexes I et II ;
- l'eau de mer contient des espèces dissoutes, lorsqu'elle pénètre dans l'effet elle dégaze et libère ainsi un certain nombre de gaz incondensables. La présence de ces incondensables influe sur les performances de l'installation, c'est pourquoi il est important de la prendre en compte. Dans le cadre de cette étude, nous avons limité l'analyse à la présence d'O₂ et N₂ en excluant le CO₂ ;
- on suppose toutefois que les incondensables étant en faible quantité, ils n'ont pas d'effet sur les propriétés thermodynamique des phases en présence ;
- les enthalpies de désorption des espèces dissoutes dans l'eau de mer sont négligées.

III.1.2. Structure géométrique et mathématique du modèle

Une installation MED est finalement une cascade d'effets. Son modèle complet est basé sur l'interconnexion des sous-modèles de chaque effet. Un effet quelconque de la cascade sera numéroté par un exposant i et décomposé en cinq zones d'accumulations repérées par les indices suivants (cf. le schéma simplifié figures III-1 et III-2) :

- la zone de liquéfaction de la vapeur à l'intérieur des tubes de l'évapo-condenseur : *liq* ;
- la paroi des tubes de l'évapo-condenseur : *t* ;
- la zone vapeur contenant un mélange de vapeur d'eau et d'incondensables : *v* ;
- l'eau de mer ruisselant autour des tubes (zone dédiée à la représentation du processus d'évaporation) : *l* ;
- la zone de saumure : *s*.

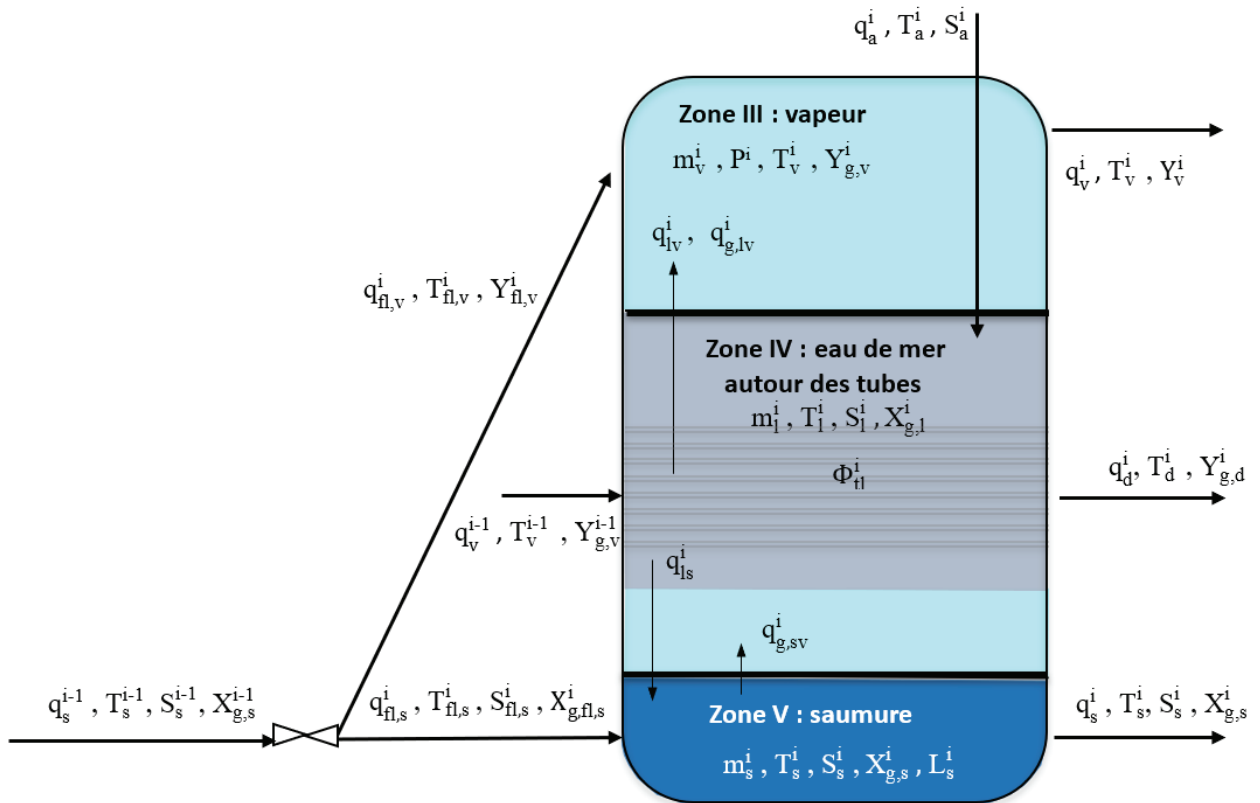


Figure III-1 : représentation simplifiée des flux dans les zones fluides d'un effet.

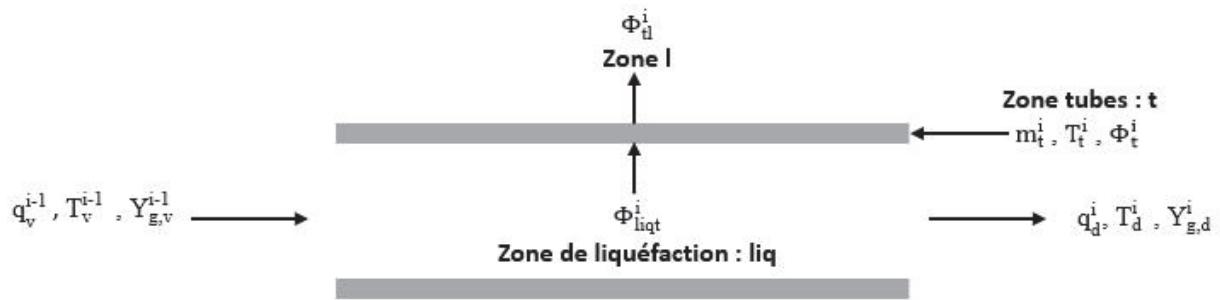


Figure III-2 : représentation simplifiée des flux dans les zones de liquéfaction et les tubes

Chacune de ces zones est décrite par des variables d'état supposées uniformes. Les flux de matière issus des zones fluides ont de ce fait les mêmes propriétés thermodynamiques que la matière qu'elles contiennent (hypothèse classique de l'agitation parfaite en Génie des Procédés). Des équations de conservation de masse totale, d'énergie et de masse de sels sont développées pour chaque zone de matière, une équation de conservation d'énergie dans la paroi des tubes et des équations caractérisant la liquéfaction de la vapeur dans l'évapo-condenseur. Le modèle comprend également des équations de conservation des gaz incondensables permettant le suivi des fractions massiques d'incondensables libérés au niveau de chacune des zones concernées (s et l) et accumulés dans la zone vapeur (v).

Le procédé MED repose sur le transfert de vapeur et de saumure d'un effet au suivant, c'est pour cela qu'il est fondamental de modéliser l'interconnexion entre deux effets successifs. De ce fait, lors de la modélisation d'un effet i , des flux provenant de l'effet précédent $i-1$ sont à considérer, ainsi que ceux transférés à l'effet suivant $i+1$.

Chaque variable est indiquée selon la zone qu'elle représente. Lors du transfert entre deux zones, la variable de flux correspondante comporte le symbole des deux zones concernées, selon le sens du transfert. De plus, l'indice g désigne les gaz incondensables et l'indice d représente le distillat sortant des tubes de l'évapo-condenseur. Les principales variables du modèle sont la température (T), la pression (P), le débit massique total (q), la salinité (S), la masse totale (m), les fractions massiques d'incondensables dans les liquides (X) et dans la vapeur (Y), et respectivement (x) et (y) pour les fractions molaires, le niveau de saumure (Ls) et la notation (Φ) concerne la description des flux de chaleur. Chaque variable mentionnée est exprimée selon la position de l'effet concerné. Ainsi par exemple, T_t^i représente la température supposée uniforme des tubes de l'évapo-condenseur de l'effet i (cf. figure III-2). q_{lv}^i est le flux massique d'évaporation d'eau depuis la zone l (liquide) vers la zone v (vapeur) de l'effet i (cf. figure III-1). Le flux de vapeur produite alimente la zone vapeur de l'effet i et le flux de liquide produit, q_{ls}^i alimente la zone saumure de l'effet i .

Du fait de l'hypothèse d'uniformité des variables d'état, les équations de bilan sont des équations différentielles ordinaires.

Afin d'obtenir une structure mathématique unique pour traiter ce problème, les équations sont réexprimées pour obtenir un vecteur d'état complet Y_m et un vecteur second membre A_m , tels que :

$$\frac{dY_m}{dt} = A_m \quad (\text{III.1})$$

Toutes les équations différentielles sont résolues simultanément sur MATLAB® à l'aide du solveur ode15s.

La détente flash de la saumure est considérée comme se produisant en amont de l'effet i , étant donné qu'elle est décrite par des équations en régime permanent (cf. figure III-1). q_s^{i-1} , le flux massique de saumure issu de l'effet $i-1$ se détend du fait des écarts de pression régnant entre deux effets successifs. $q_{fl,v}^i$ le flux massique de vapeur produite alimente la zone vapeur de l'effet i tandis que $q_{fl,s}^i$ le flux massique de liquide produit alimente la zone saumure de l'effet i . Ces deux flux sont numérotés i car il s'agit bien de flux internes à l'effet i , même si par commodité, on a représenté la détente à l'extérieur du volume de l'effet.

III.1.2.1. Equations de conservation

Dans cette partie, les équations de conservation appliquées à chaque zone sont décrites. L'établissement des équations de bilan d'énergie sur les zones vapeur et liquide nécessitent une attention particulière dans la mesure où l'interface liquide-vapeur, lieu de la vaporisation, n'est pas modélisée en détail. Le flux de chaleur permettant la vaporisation étant transmis à la zone liquide, on considèrera que le flux d'eau évaporé quittera cette zone à l'état de vapeur saturée dans les conditions de l'interface : l'enthalpie massique de la vapeur d'eau en ce point sera notée $h_v^{i,eq}$. La quantité $h_v^{i,eq} - h_l^i = \Delta h_{lv}^i$ sera alors assimilée à l'enthalpie de vaporisation de l'eau à la température de la zone liquide. Cette enthalpie massique sera à distinguer de h_v^i , l'enthalpie massique de la zone vapeur.

III.1.2.1.1. Zone de liquéfaction

L'accumulation de matière dans la zone de liquéfaction n'est pas prise en compte, de ce fait on peut établir l'équation de conservation de masse (III.2).

$$q_v^{i-1} = q_d^i \quad (\text{III.2})$$

III.1.2.1.2. Zone des tubes des évapo-condenseurs

Les tubes des évapo-condenseurs sont considérés à température uniforme, la conduction à travers la paroi étant négligée. L'équation (III.3) de bilan d'énergie sur les tubes s'écrit comme suit.

$$\Phi_{liqt}^i = \Phi_{tl}^i + V_t^i \cdot \rho_t^i \cdot Cp_t^i \cdot \frac{dT_t^i}{dt} \quad (III.3)$$

Φ_{liqt}^i et Φ_{tl}^i sont respectivement les flux de chaleur liés à la liquéfaction de la vapeur et le flux de chaleur transmis à la zone d'accumulation de l'eau de mer ruisselant autour des tubes. T_t^i représente la température moyenne de la paroi des tubes. Dans cette équation, on a supposé que l'enthalpie de la phase solide constitutive des tubes ne dépend que très peu de la pression.

III.1.2.1.3. Zone vapeur

La zone v représente le mélange de vapeur d'eau et d'espèces incondensables. Le sel n'étant pas volatil, seules des équations de conservation de masse, énergie et gaz incondensables sont considérées pour cette zone.

L'équation (III.4) représente la conservation de la masse totale dans la zone v .

$$\frac{dm_v^i}{dt} = q_{lv}^i - q_v^i + q_{fl,v}^i + q_{g,lv}^i + q_{g,sv}^i \quad (III.4)$$

Les flux entrants dans cette zone sont q_{lv}^i le débit d'eau évaporé à partir de la zone l , $q_{fl,v}^i$ le débit de vapeur produit par le flash de la saumure, les débits d'incondensables libérés dans les zones l et s , respectivement $q_{g,lv}^i$ et $q_{g,sv}^i$. Le débit de vapeur sortant, q_v^i , est dirigé vers la zone de liquéfaction de l'effet suivant.

La conservation de l'énergie est décrite par l'équation (III.5). Dans cette équation, on néglige les flux d'énergie transportée par les espèces incondensables.

$$\frac{d(m_v^i \cdot h_v^i)}{dt} = q_{lv}^i \cdot h_v^{i,eq} - q_v^i \cdot h_v^i + q_{fl,v}^i \cdot h_{fl,v}^i \quad (III.5)$$

L'équation (III.6) permet de relier l'enthalpie spécifique et la température dans l'hypothèse du gaz parfait.

$$\frac{dh_v^i}{dt} = Cp_v^i \cdot \frac{dT_v^i}{dt} \quad (\text{III.6})$$

En combinant les équations (III.4), (III.5) et (III.6) il est possible d'obtenir ainsi l'équation de la dérivée temporelle de la température (III.7).

$$\frac{dT_v^i}{dt} = \frac{q_{lv}^i \cdot (h_v^{i,eq} - h_v^i) + q_{fl,v}^i \cdot (h_{fl,v}^i - h_v^i)}{m_v^i \cdot Cp_v^i} \quad (\text{III.7})$$

Les gaz incondensables libérés lors du dégazage de l'eau de mer sont mélangés à la vapeur d'eau et accumulés dans la zone v , c'est pourquoi une équation de conservation est appliquée et décrite par les équations (III.8) et (III.9)

$$\frac{d(m_v^i \cdot Y_{g,v}^i)}{dt} = q_{g,lv}^i + q_{g,sv}^i - q_v^i \cdot Y_{g,v}^i + q_{fl,v}^i \cdot Y_{fl,v}^i \quad (\text{III.8})$$

soit l'équation (III.9) avec la forme développée à partir des équations (III.4) et (III.8), permettant de suivre l'évolution de la fraction massique de gaz incondensables.

$$\frac{dY_{g,v}^i}{dt} = \frac{q_{g,lv}^i \cdot (1 - Y_{g,v}^i) + q_{g,sv}^i \cdot (1 - Y_{g,v}^i) + q_{fl,v}^i \cdot (Y_{fl,v}^i - Y_{g,v}^i) - Y_{g,v}^i \cdot q_{lv}^i}{m_v^i} \quad (\text{III.9})$$

III.1.2.1.4. Zone liquide d'eau de mer ruisselant autour des tubes

La zone l représente la zone d'accumulation de l'eau de mer autour des tubes, soit la partie directement dédiée à la vaporisation de l'eau de mer. Les équations de conservation de masse, d'énergie, de sels et d'incondensables sont présentées dans cette partie.

L'équation (III.10) caractérise la variation de la masse présente dans la zone l .

$$\frac{dm_l^i}{dt} = q_a^i - q_{lv}^i - q_{ls}^i - q_{g,lv}^i \quad (\text{III.10})$$

Dans cette zone le seul flux entrant est le débit d'alimentation d'eau de mer arrosant les tubes, q_a^i , et les flux sortants sont le débit d'eau évaporé, q_{lv}^i , le débit de saumure q_{ls}^i alimentant la zone s et le débit d'incondensables, $q_{g,lv}^i$, résultant du dégazage de l'eau de mer dans cette zone.

L'équation (III.11) représente la conservation d'énergie appliquée à cette zone. Dans cette équation, on néglige toujours les flux d'énergie transportée par les espèces incondensables.

$$\frac{d(m_l^i \cdot h_l^i)}{dt} = q_a^i \cdot h_a^i - q_{lv}^i \cdot h_v^{i,eq} - q_{ls}^i \cdot h_l^i + \Phi_{tl}^i \quad (\text{III.11})$$

Φ_{tl}^i est le flux de chaleur échangé entre la surface extérieure des tubes de l'évapo-condenseur et le liquide qui ruisselle sur les tubes.

De la même façon que précédemment, on pose l'équation (III.12) afin de relier la température de la zone avec son enthalpie spécifique. Cette équation est une approximation valable pour une phase liquide dont l'enthalpie ne dépend que très peu de la pression.

$$\frac{dh_l^i}{dt} = Cp_l^i \cdot \frac{dT_l^i}{dt} \quad (\text{III.12})$$

En combinant l'équation (III.12) avec les équations (III.10) et (III.11) de la même manière que dans la partie précédente, l'équation (III.11) devient (III.13).

$$\frac{dT_l^i}{dt} = \frac{q_a^i \cdot (h_a^i - h_l^i) - q_{lv}^i \cdot \Delta h_{lv}^i + \Phi_{tl}^i}{m_l^i \cdot Cp_l^i} \quad (\text{III.13})$$

La conservation des sels appliquée à cette zone permet de définir les équations (III.14) et (III.15).

$$\frac{d(S_l^i \cdot m_l^i)}{dt} = q_a^i \cdot S_a^i - q_{ls}^i \cdot S_l^i \quad (\text{III.14})$$

Soit l'équation (III.15) une fois le produit développé et combiné avec l'équation (III.10).

$$\frac{dS_l^i}{dt} = \frac{q_a^i \cdot (S_a^i - S_l^i) + S_l^i \cdot (q_{lv}^i + q_{g,lv}^i)}{m_l^i} \quad (\text{III.15})$$

Enfin, les équations (III.16) et (III.17) permettent de quantifier les gaz incondensables libérés à partir de la zone l .

$$\frac{d(m_l^i \cdot X_{g,l}^i)}{dt} = q_a^i \cdot X_{g,a}^i - q_{g,lv}^i - q_{ls}^i \cdot X_{g,l}^i \quad (\text{III.16})$$

soit l'équation finale (III.17) obtenue après le développement de l'équation (III.16) combinée avec l'équation (III.10).

$$\frac{dX_{g,l}^i}{dt} = \frac{q_a^i \cdot (X_{g,a}^i - X_{g,l}^i) - q_{g,lv}^i \cdot (1 - X_{g,l}^i) + X_{g,l}^i \cdot q_{lv}^i}{m_l^i} \quad (\text{III.17})$$

III.1.2.1.5. Zone de la saumure

La zone s représente la saumure présente dans le bas de l'effet. Les équations de conservation appliquées à cette zone sont décrites dans cette partie.

L'équation (III.18) caractérise la variation de la masse présente dans la zone s .

$$\frac{dm_s^i}{dt} = q_{ls}^i + q_{fl,s}^i - q_s^i - q_{g,sv}^i \quad (\text{III.18})$$

Dans cette zone, les flux entrants sont la saumure provenant de l'effet précédent après la détente flash, $q_{fl,s}^i$, et de la zone l , q_{ls}^i , et ceux sortants sont le débit de gaz incondensables désorbés, $q_{g,sv}^i$, et la saumure sortant de l'effet q_s^i .

L'équation de conservation de l'énergie (III.19) pour cette zone est de la forme suivante où on néglige à nouveau les flux d'énergie transportée par les espèces incondensables :

$$\frac{d(m_s^i \cdot h_s^i)}{dt} = q_{ls}^i \cdot h_l^i + q_{fl,s}^i \cdot h_{fl,s}^i - q_s^i \cdot h_s^i \quad (\text{III.19})$$

De la même façon que précédemment, on pose l'équation (III.20) afin de relier la température de la zone avec son enthalpie spécifique. Cette équation est une approximation valable pour une phase liquide dont l'enthalpie ne dépend que très peu de la pression.

$$\frac{dh_s^i}{dt} = C_p^i \cdot \frac{dT_s^i}{dt} \quad (\text{III.20})$$

En utilisant l'équation (III.20) combinée aux équations (III.18) et (III.19), il est possible d'écrire l'équation (III.21).

$$\frac{dT_s^i}{dt} = \frac{q_{ls}^i \cdot (h_l^i - h_s^i) + q_{fl,s}^i \cdot (h_{fl,s}^i - h_s^i)}{m_s^i \cdot Cp_s^i} \quad (\text{III.21})$$

Le bilan massique de sel appliqué à la zone de la saumure permet d'obtenir l'équation générale (III.22).

$$\frac{d(S_s^i \cdot m_s^i)}{dt} = q_{ls}^i \cdot S_l^i + q_{fl,s}^i \cdot S_{fl,s}^i - q_s^i \cdot S_s^i \quad (\text{III.22})$$

soit l'équation (III.23) une fois la salinité isolée des autres variables en utilisant l'équation (III.18).

$$\frac{dS_s^i}{dt} = \frac{q_{ls}^i \cdot (S_l^i - S_s^i) + q_{fl,s}^i \cdot (S_{fl,s}^i - S_s^i) + q_{g,sv}^i \cdot S_s^i}{m_s^i} \quad (\text{III.23})$$

Enfin, l'équation de conservation des gaz incondensables libérés dans la zone s est décrite par les équations (III.24) et (III.25).

$$\frac{d(m_s^i \cdot X_{g,s}^i)}{dt} = q_{fl,s}^i \cdot X_{gfl,s}^i + q_{ls}^i \cdot X_{g,l}^i - q_s^i \cdot X_{g,s}^i - q_{g,sv}^i \quad (\text{III.24})$$

Une fois l'équation (III.24) développée et combinée avec l'équation (III.18), on obtient l'équation finale (III.25) permettant de suivre l'évolution de la libération des gaz incondensables à partir de la zone s .

$$\frac{dX_{g,s}^i}{dt} = \frac{q_{ls}^i \cdot (X_{g,l}^i - X_{g,s}^i) + q_{fl,s}^i \cdot (X_{gfl,s}^i - X_{g,s}^i) - q_{g,sv}^i \cdot (1 - X_{g,s}^i)}{m_s^i} \quad (\text{III.25})$$

III.1.2.2. Equations additionnelles pour le calcul des débits et des flux

Une fois les équations de conservation de masse, d'énergie, de sels et d'incondensables appliquées aux 5 zones posées, il est nécessaire d'établir d'autres équations pour détailler certains flux, débits, pression et températures.

III.1.2.2.1. Calcul du flux de chaleur dans la zone de liquéfaction

Le flux de matière entrant dans la zone de liquéfaction contient nécessairement un mélange de vapeur d'eau et de gaz incondensables issu de la zone vapeur de l'effet précédent (cf. figure III-2). Les seuls auteurs à avoir considéré la présence des incondensables dans l'installation MED sont Cipollina *et al.* (2017). Ils ont émis l'hypothèse qu'aucune espèce incondensable ne pénétrait dans la zone de liquéfaction, et qu'elles étaient toutes redirigées dans l'effet. Pouvoir séparer les incondensables de la vapeur d'eau étant invraisemblable, nous avons pris le parti de supposer qu'ils restaient dans la vapeur et rentraient donc dans la zone de liquéfaction. Ceci signifie qu'en sortie, le distillat contient à la fois des espèces dissoutes et également des gaz incondensables sous forme de bulles de gaz. Cette manière de traiter le problème correspond le mieux à la réalité puisque c'est après la liquéfaction que les incondensables peuvent être séparés. Toutefois, seul le flux de vapeur entrant dans l'évapo-condenseur est liquéfié et produit le distillat. Du point de vue énergétique, les espèces incondensables ne jouent donc aucun rôle et on représentera le processus de liquéfaction comme s'il s'agissait d'eau pure. Selon la capacité de transfert de chaleur de l'échangeur, soit l'eau est entièrement liquide à la sortie de l'évapo-condenseur, soit de la vapeur d'eau est encore présente ce qui a pour conséquence que le flux de chaleur disponible pour la vaporisation est plus faible. Dans cette section, les deux situations sont prises en compte.

Lorsque le flux de vapeur d'eau entrant dans l'évapo-condenseur est trop important pour la capacité de transfert de chaleur de l'échangeur, elle ne va pas être liquéfiée totalement. Les équations (III.26) à (III.30) concernent ce phénomène. Le rapport entre le flux de chaleur correspondant à la liquéfaction totale de la vapeur d'eau et la capacité de transfert de chaleur de l'évapo-condenseur est caractérisé par ε , selon l'équation (III.26). On suppose ici que la vapeur d'eau est saturante à l'entrée.

$$\varepsilon^i = \frac{q_v^{i-1} \cdot \Delta h_v^{i-1}}{U_{liq}^i \cdot A_{liq} \cdot (T_v^{i-1} - T_l^i)} \quad (III.26)$$

Il existe ainsi deux cas possibles selon la valeur de ce rapport :

- $\varepsilon \leq 1$: cela signifie que la capacité de transfert de chaleur est plus grande que celle nécessaire à la liquéfaction de la totalité du flux entrant de vapeur d'eau. De ce fait, le flux de chaleur transféré par la liquéfaction dépend uniquement des caractéristiques

du flux de vapeur entrant, et toute la vapeur entrante est liquéfiée, comme le montre les équations (III.27) et (III.28).

$$\Phi_{liqt}^i = q_v^{i-1} \cdot \Delta h_v^{i-1} \quad (III.27)$$

$$q_{liq,d}^i = q_v^{i-1} \quad (III.28)$$

Dans ces conditions, toute la vapeur d'eau est liquéfiée, ce qui est traduit par l'équation (III.28), $q_{liq,d}^i$ représente le débit d'eau liquide présent dans le distillat. Dans l'équation (III.27), on suppose qu'à la sortie de l'évapo-condenseur, l'eau constituant le distillat est dans les conditions de saturation : on peut dans ce cas considérer que la température de l'eau est uniforme à l'intérieur des tubes et égale à la température d'équilibre.

- $\varepsilon > 1$: cela signifie que la capacité de transfert de chaleur est trop faible devant la quantité de vapeur d'eau à liquéfier. Dans ce cas une partie de vapeur d'eau sera présente dans le distillat, ce qui est représenté par les équations (III.29) et (III.30).

$$\Phi_{liq}^i = U_{liqt}^i \cdot A_{liq} \cdot (T_v^{i-1} - T_t^i) \quad (III.29)$$

$$q_{liq,d}^i = \frac{U_{liqt}^i \cdot A_{liq} \cdot (T_v^{i-1} - T_t^i)}{\Delta h_v^{i-1}} \quad (III.30)$$

Dans cette situation, l'hypothèse d'uniformité de la température de l'eau se liquéfiant est aussi correcte car le distillat sortant de l'évapo-condenseur est un mélange de liquide et de vapeur.

Le coefficient de transfert de chaleur U_{liqt}^i est déterminé à l'aide d'une corrélation adaptée à la situation géométrique des tubes. L'effet des incondensables sur le coefficient d'échange de chaleur n'est pas pris en compte, du fait du manque d'information dans la littérature pour quantifier cet impact.

III.1.2.2.2. Calcul du flux de chaleur côté évaporation

Pour caractériser correctement le transfert de chaleur dans l'évapo-condenseur il est nécessaire d'apporter des informations supplémentaires concernant le flux de chaleur échangé côté évaporation. L'équation (III.31) caractérise ce flux.

$$\Phi_{tl}^i = A_{tl} \cdot U_{tl}^i \cdot (T_t^i - T_v^i) \quad (III.31)$$

U_{tl}^i est le coefficient de transfert de chaleur entre la surface des tubes et la zone liquide, qui est calculé à l'aide d'une corrélation adaptée à la géométrie des tubes.

III.1.2.2.3. Modélisation de la détente flash de la saumure alimentant l'effet i

Comme la figure III-1 le montre, la détente flash de la saumure est décrite en régime stationnaire comme se produisant en amont de l'effet i . On suppose ici qu'il s'agit d'une détente isenthalpique.

On peut ainsi établir les équations de bilan d'énergie et de matière suivantes (III.32) à (III.35) :

$$q_{fl,s}^i = q_s^{i-1} - q_{f,v}^i \quad (III.32)$$

$$q_{fl,s}^i \cdot h_{fl,s}^i = q_s^{i-1} \cdot h_s^{i-1} - q_{fl,v}^i \cdot h_{fl,v}^i \quad (III.33)$$

$$q_{fl,s}^i \cdot S_{fl,s}^i = q_s^{i-1} \cdot S_s^{i-1} \quad (III.34)$$

$$q_{fl,s}^i \cdot X_{fl,s}^i = q_s^{i-1} \cdot X_s^{i-1} - q_{fl,v}^i \cdot Y_{fl,v}^i \quad (III.35)$$

En sortie du flash, les deux phases sont supposées à l'équilibre, la pression correspondant à la pression régnant dans l'effet suivant. De ce fait, la température de la vapeur est égale à la température de la saumure sortant du flash, comme indiqué par l'équation (III.36). La saumure se dégaze au moment du flash, selon l'équation (III.35).

$$T_{fl,s}^i = T_{fl,v}^i \quad (III.36)$$

La saumure issue du flash contient des sels, afin de prendre en compte l'impact de la concentration en sels, la corrélation développée par Sharqawy *et al.* (2010) est utilisée. Celle-ci permet de calculer la pression d'équilibre en fonction de la température et de la salinité (cf. Annexe I). En l'inversant on peut ainsi calculer la température associée à la pression d'équilibre, la salinité de la saumure issue du flash étant calculée d'après l'équation (III.34). Cette température représente la température d'équilibre des deux phases issues du flash.

III.1.2.2.4. Calcul des flux de gaz incondensables libérés lors du dégazage de l'eau de mer au niveau des zones concernées

Pour estimer les débits de gaz incondensables libérés par les zones l et s en direction de la zone vapeur, il est nécessaire d'établir des équations de transfert dans chaque zone, les équations (III.37) et (III.38) concernent respectivement la zone l et s .

$$q_{g,lv}^i = k_{lv} \cdot A_{lv}^i \cdot (X_{g,l}^i - X_{g,l}^{i,eq}) \quad (III.37)$$

$$q_{g,sv}^i = k_{sv} \cdot A_{sv}^i \cdot (X_{g,s}^i - X_{g,s}^{i,eq}) \quad (III.38)$$

A est la surface à l'interface de deux zones, k est le coefficient de transfert de matière global côté liquide des espèces incondensables. On peut en effet négliger le transfert de matière côté vapeur comme c'est pratiquement toujours le cas en transfert gaz-liquide (Roustan, 2003). $X_{g,l}^{i,eq}$ et $X_{g,s}^{i,eq}$ représentent alors les compositions en espèces incondensables dans les phases liquides au niveau des interfaces, supposées en équilibre avec la phase vapeur adjacente.

III.1.2.2.5. Calcul de la pression dans un effet

La pression est calculée dans la phase vapeur qui comprend le mélange des gaz incondensables et la vapeur d'eau. Comme stipulé dans les hypothèses du modèle, le mélange est considéré comme un gaz parfait et décrit par l'équation (III.39).

$$P^i = \frac{m_v^i \cdot R \cdot T_v^i}{M_v \cdot V_v^i} \quad (III.39)$$

M_v est la masse molaire de la vapeur d'eau.

III.1.2.2.6. Interconnexion entre les effets

L'interconnexion entre deux effets pour la circulation de la vapeur et de la saumure contribue grandement à la dynamique du système.

En négligeant la compressibilité, les écarts de pression étant faibles, le débit de vapeur sortant d'un effet est fonction de la différence de pression entre deux effets successifs et d'un coefficient de perte de charge α , comme exprimé dans l'équation (III.40).

$$q_v^i = \alpha^i \cdot \sqrt{\rho_v^i \cdot (P^i - P^{i+1})} \quad (\text{III.40})$$

Plusieurs approches peuvent être adoptées pour décrire le débit de vapeur produit dans un effet. Les deux principales sont les suivantes. On peut considérer une pression constante sur la ligne de distillat et exprimer tous les flux de vapeur sortant par rapport à celle-ci. Ou bien le cas le plus fréquent est la présence de « flashing boxes » sur la ligne de distillat permettant de récupérer de la vapeur issue de la détente du distillat afin de la réinjecter dans l'installation MED. La pression dans cette « flashing box » est celle de l'effet suivant. Peu d'informations sont disponibles sur la présence, le nombre et les caractéristiques de celles-ci dans les installations industrielles, de ce fait, il n'était pas possible de modéliser la récupération de la vapeur produite dans le décompte de la production totale d'eau douce, bien qu'on ait considéré dans le modèle que la pression à prendre en compte était celle de la « flashing box », donc de l'effet suivant, permettant d'obtenir l'équation (III.40).

Le débit de saumure sortant d'un effet est déterminé de manière similaire au débit de vapeur, il est fonction de la différence de pression qui règne entre le fond de deux effets successifs et d'un coefficient de perte de charge C_s . Il faut en effet tenir compte de la hauteur de saumure dans les effets. Le niveau de saumure dans un effet a une dynamique nettement plus longue que les autres variables, ce qui en fait la variable la plus difficile à contrôler lors de la gestion d'une installation MED. Dans certaines installations, des siphons en forme de U ont été installés pour contribuer à la stabilisation de l'installation. La forme du siphon peut avoir une influence cruciale sur le fonctionnement de l'installation, d'autant plus lorsqu'elle est soumise à des régimes transitoires. C'est pourquoi il est fondamental de modéliser également le siphon d'interconnexion côté saumure. Ceci est propre à chaque installation

III.1.2.2.7. Calcul des débits q_{ls}^i et q_{lv}^i

Enfin, il reste à déterminer le débit d'eau évaporé à partir de l'eau de mer arrosant les tubes, q_{lv}^i , et du débit de saumure alimentant la zone s , q_{ls}^i . Pour cela, il est nécessaire d'émettre une hypothèse supplémentaire consistant à supposer que le volume de liquide présent autour des tubes ne varie que très peu et que sa dérivée peut être annulée. Cette hypothèse doit être validée en fonction de la nature de chaque installation. Elle est essentiellement basée sur le fait que ce volume est très faible devant les volumes des autres phases fluides.

L'équation de bilan de masse (III.10) de la zone l devient l'équation (III.41).

$$q_{lv}^i = q_a^i - q_{ls}^i - q_{g,lv}^i \quad (\text{III.41})$$

De plus, le volume de l'effet, contenant les phases fluides l , s et v étant constant, en appliquant l'hypothèse du volume constant de la phase l , on obtient l'équation (III.42) :

$$\frac{dV_{ef}^i}{dt} = 0 = \frac{dV_v^i}{dt} + \frac{dV_s^i}{dt} \quad (\text{III.42})$$

En utilisant cette hypothèse additionnelle on obtient l'équation (III.43) à partir de l'équation (III.42), et on peut ainsi obtenir une deuxième relation entre q_{lv}^i et q_{ls}^i , équation (III.44), en combinant les équations de conservation de masse des zones v et s .

$$\frac{dm_v^i}{dt} = - \frac{\rho_v^i}{\rho_s^i} \cdot \frac{dm_s^i}{dt} \quad (\text{III.43})$$

$$q_{ls}^i = \frac{q_v^i - q_a^i - q_{fl,v}^i \cdot \left(1 - \frac{\rho_v^i}{\rho_s^i}\right) - q_{g,sv}^i \cdot \left(1 - \frac{\rho_v^i}{\rho_s^i}\right) - \frac{\rho_v^i}{\rho_s^i} \cdot (q_{fl,s}^i - q_s^i)}{\frac{\rho_v^i}{\rho_s^i} - 1} \quad (\text{III.44})$$

Les équations (III.43) et (III.44) ne sont valables que si les masses volumiques ρ_v^i et ρ_s^i varient lentement ce qui est l'hypothèse retenue ici.

Avec l'implémentation de ces dernières équations, toutes les équations de conservation de masse et d'énergie pour les 3 zones fluides peuvent être résolues.

III.2. Conclusion

Pour conclure la partie descriptive du modèle général développé, nous reprenons les points importants du modèle.

Tout d'abord, un effet est décomposé en cinq parties distinctes : la zone de liquéfaction de la vapeur (*liq*), la zone de la paroi des tubes (*t*), la zone de la vapeur d'eau et des gaz incondensables (*v*), la zone de l'eau de mer autour des tubes (*l*) et la zone de saumure en bas de l'effet (*s*). Pour chacune des phases, des équations de conservations de masse, d'énergie, de sels, et d'incondensables sont établies pour un total de 11 équations différentielles par effet.

Les flux de vapeur et de saumure circulant entre deux effets successifs sont modélisés à l'aide de coefficients de perte de charge et de l'écart de pression et de niveaux entre ces deux effets. Du fait de leur grande importance, les siphons de connexion pour le flux de saumure doivent également être pris en compte. Les flux de transfert d'espèces incondensables et de chaleur sont exprimés à l'aide de coefficients de transfert. Les flux non exprimables sont déduits d'une hypothèse sur le volume occupé par la zone *l* et sur le fait que le volume total des zones fluides de l'effet est constant.

Ce modèle a été implémenté sur MATLAB[®], en utilisant le solveur ode15s pour résoudre le système d'équations établi, selon l'algorithme de résolution représenté par la figure III-3.

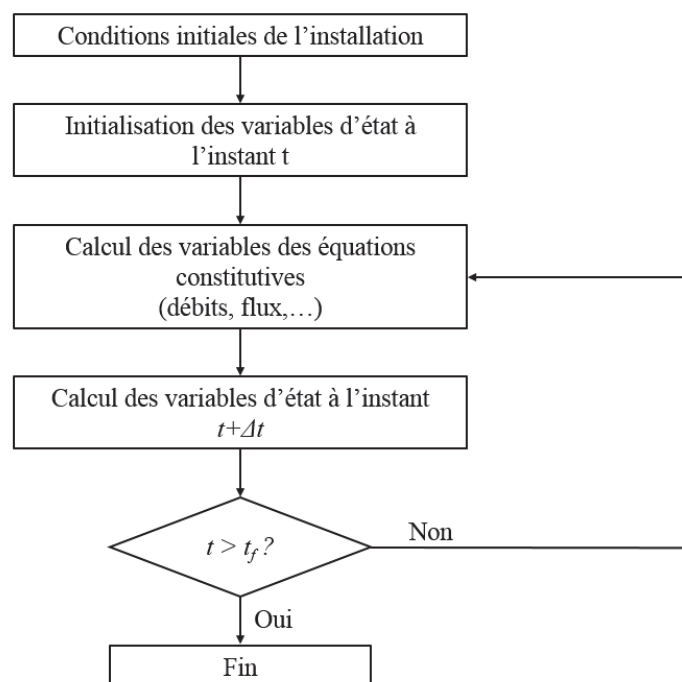


Figure III-3 : algorithme de résolution numérique du modèle MED

Conformément au fonctionnement réel d'une installation MED-TVC, les seules entrées du modèle sont la pression de la vapeur de chauffe nécessaire au premier effet afin de démarrer

le processus et le débit d'eau de mer introduite au niveau du condenseur final. La température de l'eau de mer est également une entrée du modèle, cependant, comme elle dépend uniquement des saisons et n'est pas contrôlée, ses variations, extrêmement lentes, ne seront pas étudiées et sa température est fixée dans toutes les simulations.

Afin de simuler le procédé, il est nécessaire de définir quelles sont les conditions initiales. Pour cela, il est nécessaire d'établir un système de conditions initiales stable et cohérent. C'est pour cette raison qu'il est commun d'utiliser, si possible, un ensemble de données correspondant à un état stationnaire de fonctionnement de l'installation étudiée.

Enfin le modèle est décrit de manière générale et peut être utilisé pour décrire tous types d'installations MED, sous réserve de connaître ses caractéristiques géométriques.

Chapitre IV : Modélisation dynamique de l'usine de Trapani

Comme mentionné précédemment, les travaux les plus aboutis présentés dans la littérature, et ressemblant le plus à notre approche du problème, sont ceux de Cipollina *et al.* (2017), une équipe de recherche de l'université de Palerme, en Sicile, Italie. C'est pourquoi nous avons, par le biais du programme européen InnoEnergy PhD School, pu établir une collaboration avec ces chercheurs. Plusieurs installations industrielles MED sont implantées en Sicile, c'est ainsi que, dans le cadre d'une mobilité de plusieurs mois, nous avons pu bénéficier des partenariats existants avec des industriels en Sicile, notamment les gestionnaires de l'usine de Trapani, et obtenir de nombreuses informations concernant la géométrie de l'usine et des données de fonctionnement de l'installation MED associée à une thermo-compression de vapeur en régime permanent. C'est pourquoi nous avons choisi de modéliser le comportement de cette installation.

Dans ce chapitre, l'installation industrielle de Trapani sera présentée, puis le modèle général développé dans la partie précédente sera appliqué pour caractériser son comportement en régime transitoire. Enfin, la dernière partie sera consacrée à la validation en régime permanent du modèle, à l'aide de données de fonctionnement de l'usine de Trapani. Cette dernière partie permettra également de présenter le cas servant de référence pour les simulations en régime dynamique.

IV.1. Présentation de l'installation industrielle de l'usine de Trapani

L'installation MED-TVC de Trapani appartient au gouvernement régional de Sicile. Elle a été construite et mise en service en 1995 pour satisfaire les besoins en eau de la ville de Trapani et des villages aux alentours. Elle a été en service jusqu'au 31 Mai 2015. Durant ces 20 années, elle aura produit 148 millions de mètres cubes d'eau douce avec une production moyenne de 24000 m³/jour. La filiale de Veolia Water Group, Siciliacque, SpA-Palermo était en charge du fonctionnement de l'usine.

L'usine de dessalement est couplée à un système de thermo-compression de vapeur. Elle est composée de 4 lignes de 12 effets associés à un condenseur final. La production totale est de 36000 m³/jour, soit une capacité de 9000 m³/jour par ligne. La vapeur motrice fournie au thermo-compresseur est produite par deux chaudières brûlant du méthane, chacune produisant jusqu'à 60 t/h de vapeur à une pression nominale de 45 bars (Cipollina *et al.*, 2005 et 2017 et Temstet, 1996). La figure IV-1 représente une ligne de 12 effets. Les 4 lignes étant identiques, une seule sera modélisée.

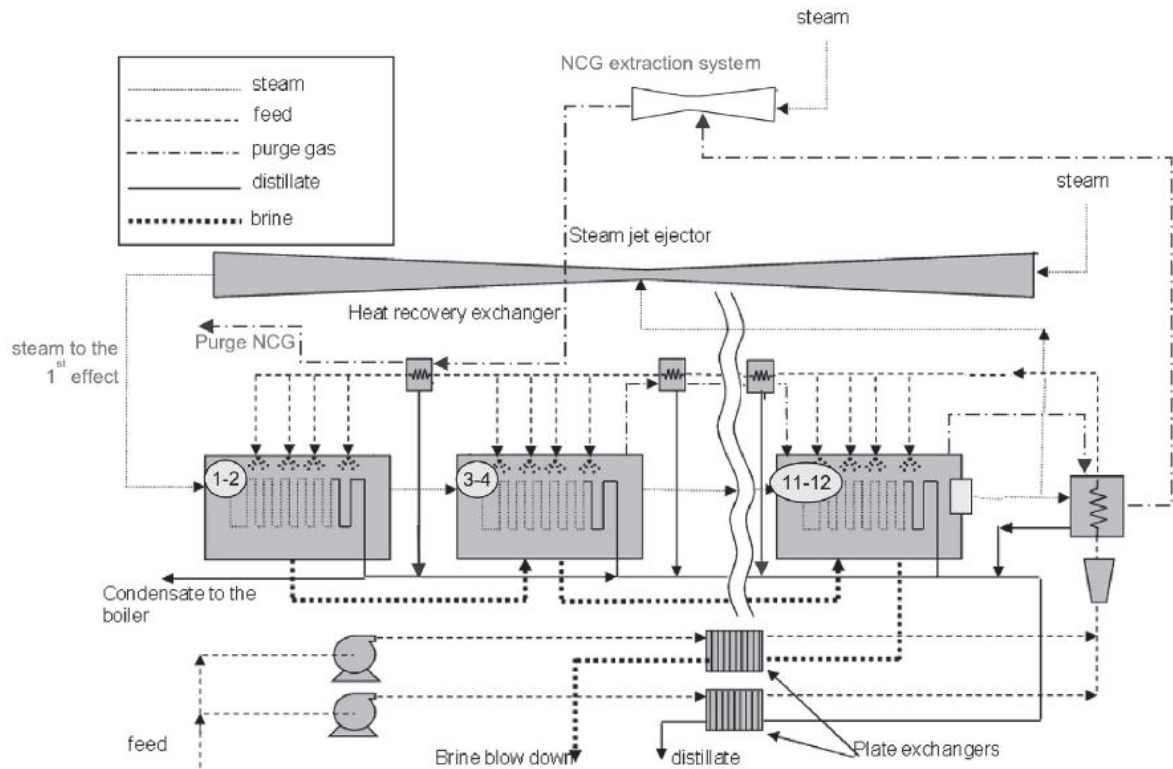


Figure IV-1 : schéma d'une ligne de 12 effets associés au thermo-compresseur de l'installation de Trapani

Comme le montre la figure IV-1, la vapeur d'eau entraînée par le thermo-compresseur est prélevée à basse pression au niveau du dernier effet pour être aspirée par la vapeur d'eau motrice à haute pression fournie au système, et ainsi produire la vapeur d'eau à pression moyenne qui alimente le premier effet. Une partie du distillat produit au niveau du premier effet est renvoyée comme eau d'alimentation aux chaudières. L'eau de mer traverse d'abord des échangeurs afin de récupérer une partie de l'enthalpie du distillat produit, puis alimente le condenseur final, où elle est à nouveau réchauffée, grâce à la liquéfaction d'une partie de la vapeur produite au dernier effet, puis est dirigée vers chaque effet à travers différents réchauffeurs d'appoint. Il y a cinq réchauffeurs d'appoint dans une ligne de 12 effets, situés tous les 2 effets. De ce fait, l'eau de mer alimentant chaque effet est proche de la température de saturation régnant dans l'effet. Le débit d'alimentation de chaque effet représente $1/12^{\text{ème}}$ du débit entrant au niveau du condenseur final. La connexion entre deux effets, côté saumure, est faite par le biais de siphons en forme de U, permettant ainsi à l'eau de mer de circuler d'un effet à l'autre, jusqu'au dernier effet où elle est extraite par une pompe avec une régulation. Seuls les niveaux de saumure du 1^{er} et dernier effet sont mesurés et contrôlés. La saumure extraite du dernier effet traverse un échangeur récupérateur contribuant, comme le distillat, au préchauffage de l'eau de mer pénétrant dans l'installation.

Chaque effet pèse 110 tonnes et est composé de 10244 tubes horizontaux, chacun mesurant 6.750 m, de diamètre externe de 22 mm et d'une épaisseur de 0.7 mm.

IV.2. Application du modèle dynamique développé à l'usine de Trapani

Certaines hypothèses additionnelles sont nécessaires afin de modéliser l'installation de Trapani :

- la partie du distillat produit au 1^{er} effet et renvoyée aux chaudières est fixée à 1kg/s (valeur obtenue à partir de données de fonctionnement de Trapani), ce recyclage permet d'économiser la consommation d'eau aux niveaux des chaudières ;
- la thermo-compression de vapeur est modélisée en régime permanent. Ceci est justifié par la dynamique très rapide du thermo-compresseur ;
- le condenseur final et les réchauffeurs d'appoint sont également modélisés en régime stationnaire du fait de leur masse très faible devant celle des effets (environ 1% pour le condenseur, 5% pour les réchauffeurs).

Le modèle général présenté dans le chapitre précédent nécessite des équations supplémentaires pour être correctement adapté à l'usine de Trapani. Les équations et corrélations supplémentaires sont présentées dans cette partie.

IV.2.1. Caractérisation des flux de chaleur liés à la liquéfaction et à l'évaporation

Comme la plupart des installations MED, l'usine de Trapani est équipée avec des tubes horizontaux arrosés. La vapeur se liquéfie à l'intérieur et l'eau de mer s'évapore sur la surface extérieure (évaporation en film ruisselant).

IV.2.1.1. Equations relatives à la liquéfaction

Pour caractériser les zones de liquéfaction et des tubes et ainsi définir le flux de chaleur cédé par la zone de liquéfaction et accumulé en partie dans la paroi des tubes, il est nécessaire de définir le coefficient d'échange de chaleur correspondant.

Le coefficient d'échange thermique, U_{liqt}^i , est calculé grâce à l'équation (IV.1), développée par Chato (1962) pour la prédiction des flux de liquéfaction dominés par la gravité et sur la base de l'analyse de Nusselt.

$$U_{liqt}^i = 0.555 \cdot \left(\frac{\rho_d^i \cdot (\rho_d^i - \rho_v^{i-1}) \cdot g \cdot (\lambda_d^i)^3 \cdot \Delta h_v^{i-1}}{D_{t_int} \cdot \mu_d^i \cdot (T_v^{i-1} - T_v^i)} \right)^{1/4} \quad (IV.1)$$

Une fois ce coefficient calculé, le flux de chaleur côté liquéfaction est proprement caractérisé.

IV.2.1.2. Equations relatives à l'évaporation

Pour les mêmes raisons que précédemment, il est nécessaire de définir le flux de chaleur côté évaporation pour résoudre les équations de conservation des zones t et l .

Dans le type d'évaporateur considéré dans cette étude, le liquide est réparti sur les tubes horizontaux, de telle sorte qu'une partie soit évaporée et que l'autre partie ruisselle sur les tubes situés en-dessous. Plusieurs corrélations basées sur le nombre de Nusselt (Ribatski, 2005) ont été publiées. Celle qui a été développée par Sernas (1979) est valable pour ce cas d'étude. Le calcul du coefficient d'échange côté évaporation est détaillé dans les équations (IV.3) à (IV.6).

$$Nu^i = \frac{U_{il}^i}{\lambda_l^i} \cdot \left(\frac{\mu_l^i}{g \cdot \rho_l^i} \right)^{1/3} \quad (IV.2)$$

$$Nu^i = 0.041 \cdot Re^i^{0.3} \cdot Pr^i \cdot Ar^i^{-0.04} \quad (IV.3)$$

$$Re^i = \frac{4 \cdot \Gamma^i}{\mu_l^i} \quad (IV.4)$$

$$Pr^i = \frac{\mu_l^i \cdot Cp_l^i}{\lambda_l^i} \quad (IV.5)$$

$$Ar^i = \frac{D_{t_ext}^3 \cdot g}{v_l^i{}^2} \quad (IV.6)$$

Toutes ces équations permettent donc de calculer les flux de chaleur liés à la liquéfaction et à l'évaporation nécessaires à la résolution des équations de bilan.

IV.2.2. Calcul de l'épaisseur du film d'eau de mer autour des tubes

Lorsque l'eau de mer arrose les tubes, elle tombe sous forme de film avec une certaine épaisseur. Les seuls auteurs à avoir considéré l'épaisseur de ce film et son énergie sont Cipollina *et al.* (2017). Cependant, ils l'ont fixé à 0.5 mm en prenant une valeur constante, en moyennant les résultats obtenus par Azimibavil *et al.* (2016), portant sur l'étude de l'évolution de l'épaisseur du film d'eau de mer dans les installations MED. Cette valeur n'est pas rigoureuse car l'étude concernait des débits spécifiques nettement plus importants que ceux de l'usine de Trapani.

Wang *et al.* (2009) ont réalisé des études expérimentales pour mesurer l'épaisseur du film tombant sur des tubes horizontaux et ont développé une corrélation décrite par l'équation (IV.7). Leurs travaux ont été utilisés pour étudier la distribution du film le long d'un tube horizontal par Hou *et al.* (2011) pour une application liée au dessalement d'eau de mer.

$$e^i = \left(\frac{3 \cdot \mu_a^i \cdot \Gamma^i}{\rho_a^i \cdot (\rho_a^i - \rho_v^i) \cdot g \cdot \sin\beta} \right)^{1/3} \quad (\text{IV.7})$$

où Γ^i est le débit par unité de longueur de tube et β est la position angulaire sur le pourtour du tube. Après intégration entre 0 et 180° (en excluant les bornes), la valeur moyenne de $\left(\frac{1}{\sin\beta}\right)^{1/3}$ vaut 1.29.

En utilisant la corrélation (IV-7), l'épaisseur du film d'eau de mer arrosant les tubes a été calculée à chaque pas de temps de simulation ainsi que le volume associé. Ce volume est très faible devant ceux des deux autres phases fluides (plus de 3 fois plus petit), de ce fait cela permet de valider l'hypothèse consistant à négliger les variations temporelles de ce volume et de la masse associée.

IV.2.3. Equations additionnelles pour le calcul des flux de gaz incondensables libérés lors du dégazage de l'eau de mer

Reprenons les équations de transfert de matière développées au chapitre précédent, pour les zones l (III.37) et s (III.38). Il est nécessaire d'apporter des informations supplémentaires pour calculer les variables $X_{g,l}^{i,eq}$ et $X_{g,s}^{i,eq}$ qui représentent la composition en espèces incondensables dans les phases liquides qui seraient à l'équilibre avec la phase vapeur dans le cadre du modèle du film côté liquide (Roustan, 2003).

Il existe un certain nombre d'espèces incondensables dissoutes dans l'eau de mer et ayant une influence sur les performances du procédé. Dans le cadre de cette étude, les seules espèces incondensables considérées sont le diazote et le dioxygène. En effet, ces deux espèces majoritaires ne réagissent pas chimiquement avec le processus de dessalement et sont dissoutes dans l'eau de mer (Glade *et al.*, 2000). Dans les processus de dessalement, il est indéniable que le CO₂ joue également un rôle important. Cependant, il a été choisi de ne pas en tenir compte dans le présent travail. En effet, il modifie l'équilibre chimique avec les carbonates de l'eau de mer et cela nécessite un travail plus approfondi à mener par la suite avec l'ajout d'autres équations de bilan et d'équilibre concernant le CO₂. Ces équations nécessiteraient en particulier la connaissance des vitesses des réactions chimiques considérées.

Pour le calcul de la fraction massique des espèces incondensables d'équilibre, la procédure suivante est utilisée.

Les solubilités des espèces O₂ et N₂ sont données par des conditions d'équilibre (Sandler, 1999) comme indiquées par les équations (IV.8) et (IV.9) et exprimées à l'aide des fractions molaires.

$$y_{O_2} \cdot P = H_{O_2}(T,S) \cdot x_{O_2}^{eq} \quad (IV.8)$$

$$y_{N_2} \cdot P = H_{N_2}(T,S) \cdot x_{N_2}^{eq} \quad (IV.9)$$

$H_{O_2}(T,S)$ et $H_{N_2}(T,S)$ sont les coefficients de Henry des espèces et varient en fonction de la salinité et de la température de la phase liquide.

y_{O_2} et y_{N_2} ne sont pas connues séparément, seule leur somme est considérée dans le modèle. De ce fait, pour que les espèces dissoutes soient aussi considérées comme une espèce unique g, il est nécessaire d'additionner les équations (IV.8) et (IV.9) pour obtenir l'équation (III.10).

$$(y_{O_2} + y_{N_2}) \cdot P = H_g(T,S) \cdot (x_{O_2}^{eq} + x_{N_2}^{eq}) \quad (IV.10)$$

où $H_g(T,S)$ est défini selon l'équation (IV.11).

$$H_g = \frac{H_{O_2} + H_{N_2}}{2} \quad (IV.11)$$

Ceci est possible car les coefficients d'Henry des deux espèces sont proches.

Pour calculer les coefficients d'Henry $H_{O_2}(T,S)$ et $H_{N_2}(T,S)$, il est possible d'utiliser les données disponibles concernant la solubilité de O₂ et N₂ dans l'eau de mer en contact avec l'air ambiant, comme indiqué dans la corrélation (IV.12), où T est en Kelvin et C_G en $\mu\text{mol/kg}$, selon Glazer (2014).

$$C_G = \exp \left[A_1 + A_2 \left(\frac{100}{T} \right) + A_3 \ln \left(\frac{T}{100} \right) + A_4 \left(\frac{T}{100} \right) + S_s \cdot \left(B_1 + B_2 \frac{T}{100} + B_3 \left(\frac{T}{100} \right)^2 \right) \right] \quad (IV.12)$$

Les coefficients sont indiqués dans le tableau IV-1 ci-dessous.

	A₁	A₂	A₃	A₄	B₁	B₂	B₃
O₂	-172.9894	255.5907	146.4813	-22.2040	-0.037362	0.016504	-0.0020564
N₂	-173.2221	254.6078	146.3611	-22.0933	-0.054052	0.027266	-0.0038430

Tableau IV-1 : constantes pour estimer la solubilité des espèces dans l'eau de mer en contact avec l'air ambiant. Source : Glazer (2014).

En appliquant les conditions d'équilibre, décrites par les équations (IV.8) et (IV.9), avec les données de solubilités de l'équation (IV.12), il est possible d'en déduire les valeurs des coefficients de Henry dans les équations (IV.13) et (IV.14). Les données de solubilité des espèces sont valables uniquement à pression atmosphérique, dans ces conditions, $y_{O_2} = 0.21$ et $y_{N_2} = 0.78$.

$$y_{O_2} \cdot P_{atm} = H_{c_{O_2}} \cdot C_{G_{O_2}} \cdot M_{EdM} \quad (IV.13)$$

$$y_{N_2} \cdot P_{atm} = H_{c_{N_2}} \cdot C_{G_{N_2}} \cdot M_{EdM} \quad (IV.14)$$

C_G est la concentration en espèces dissoutes en mol/kg. La masse molaire de l'eau de mer, $M_{EdM} = 18.43 \cdot 10^{-3}$ kg/mol, est calculée à partir de la composition de l'eau de mer : 96.5% d'eau et 3.5% de sels. Les sels sont, quant à eux, composés de 55% Chlorure, 30.6% Sodium et 7.7% Sulfates.

Comme le coefficient de Henry ne dépend pas de la pression, il est possible d'utiliser le coefficient moyen dans l'équation (IV.10) pour obtenir la fraction molaire d'équilibre de l'espèce équivalente unique, la convertir en fraction massique, et ensuite l'utiliser dans les équations de transfert de matière (III.37) et (III.38) pour calculer les débits de gaz incondensables libérés lors du dégazage de l'eau de mer dans chaque zone.

Les coefficients de transfert de matière globale k_{lv} et k_{sv} sont des paramètres d'ajustement du modèle et ont été fixé pour toutes les simulations comme le montre le tableau IV-2.

k_{lv} [kg.s ⁻¹ .m ⁻²]	k_{sv} [kg.s ⁻¹ .m ⁻²]
0.975	4.61

Tableau IV-2 : valeurs du coefficient de transfert de matière pour les incondensables

IV.2.4. Informations supplémentaires pour l'interconnexion entre effets

IV.2.4.1. Circulation de vapeur entre deux effets successifs

Le débit de vapeur sortant d'un effet est fonction de la différence de pression entre deux effets successifs et d'un coefficient de perte de charge α .

Les conditions de fonctionnement nominales de l'installation de Trapani étant connues, les coefficients α ont pu être ajustés afin que les résultats issus du modèle soient proches des conditions nominales. Les valeurs des coefficients α sont données dans le tableau IV-3.

Effet	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
α^i	0.5712	0.6279	0.6159	0.6972	0.7014	0.8007	0.7565	0.8705	0.9642	1.0309	0.9471

Tableau IV-3 : valeurs des coefficients α

Le débit de vapeur formé au dernier effet est scindé en deux parties. La première est dirigée vers le condenseur final et la deuxième est le débit de vapeur aspiré par le thermo-compresseur de vapeur (cf. figure IV-1). Ces deux débits sont calculés grâce aux équations caractéristiques du condenseur final et du thermo-compresseur.

IV.2.4.2. Circulation de saumure entre deux effets successifs

Le niveau de saumure dans un effet a une dynamique très lente en comparaison avec les autres variables, comme la température. De plus ses variations sont brutales, ce qui en fait la variable la plus difficile à contrôler et à stabiliser dans la gestion d'une installation MED. En effet, la moindre perturbation sur les variables dans l'effet a des conséquences directes sur le niveau de saumure et une variation, même légère, du niveau de saumure peut provoquer d'importantes instabilités sur la globalité de l'installation. Ceci est notamment dû au fait que le niveau de saumure a peu de marge de variations possibles comme il doit être compris entre 0 m (bas de l'effet) et 0.5 m. En effet, la première rangée de tubes est située à 0.5 mètres du bas de l'effet. Augmenter cette hauteur serait très pénalisant pour le diamètre, l'épaisseur et finalement le coût de l'enveloppe. Une fois que la saumure atteint cette première rangée l'effet commence à être noyé. Lors de l'exploitation d'une centrale MED, si la saumure atteint les rangées inférieures de tubes cela neutralise en partie la surface et modifie les performances globales. Cela peut également causer des dommages importants à l'installation. C'est pour toutes ces raisons qu'il est primordial de modéliser les siphons de connexion de saumure pour représenter au mieux les phénomènes ayant une action directe sur les variations de quantité de saumure présente dans les effets.

Pour les installations MED, il n'est pas possible de trouver d'informations dans la littérature concernant la géométrie des siphons de saumure, car cela n'a jamais été considéré comme étant scientifiquement pertinent. Cependant, il est connu que l'utilisation de siphons en forme de U aide grandement à réguler les flux de saumure et les niveaux dans les effets. Grâce à l'obtention d'informations provenant du gestionnaire de l'usine de Trapani, il est possible de confirmer qu'il s'agit bien de ce type de siphons qui sont utilisés dans cette installation, figure IV-2.

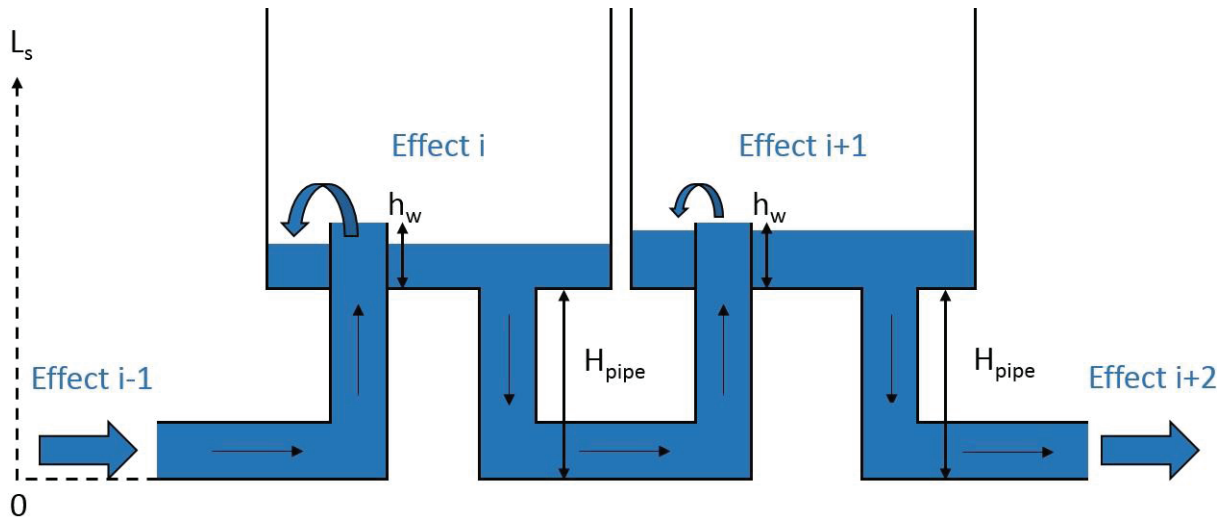


Figure IV-2 : schéma des siphons connectant la saumure entre deux effets

Comme le montre la figure IV-2, deux points sont à considérer dans la modélisation des siphons. D'une part, la présence d'une quantité de saumure dans la partie verticale du siphon de hauteur H_{pipe} menant à l'effet $i+1$, d'autre part l'existence d'un niveau seuil h_w à atteindre par la saumure venant de l'effet $i-1$ pour déborder dans l'effet i . Les conséquences de ces deux caractéristiques sont détaillées dans deux parties distinctes ci-dessous.

IV.2.4.2.1. Prise en compte du volume de saumure présent dans le siphon

Lors de la circulation de la saumure vers l'effet suivant, le fait qu'elle puisse être dans la partie verticale du siphon permet au niveau de descendre nettement plus bas que le « 0 m » précédemment mentionné. Pour représenter ce phénomène, l'origine des hauteurs est fixée au niveau du bas du siphon afin de considérer la présence de saumure dans la partie verticale. La hauteur verticale du siphon étant de 1.5 m, le volume de saumure ainsi rajouté est très conséquent et il joue un rôle fondamental dans la stabilisation de l'installation, d'où l'absolue nécessité de modéliser cette partie, ce qui est représenté par les équations (IV.15) à (IV.18).

$$0 < L_s^i < 0.5 + H_{pipe} \quad (IV.15)$$

$$V_{pipe}^i = A_{pipe}^i \cdot H_{pipe} \quad (IV.16)$$

Les équations de conservations de masse, d'énergie et de sels permettent d'obtenir la masse, la salinité et la température de la saumure dans l'effet. On en déduit alors la masse volumique et enfin le volume de saumure dans l'effet. L'équation (IV.15) sert à délimiter les bornes minimales et maximales autorisées pour le niveau de saumure. L'équation (IV.16) permet de calculer le volume total dans la partie verticale du siphon. Une fois ces équations

posées, il est possible de calculer le niveau de saumure L_s^i dans l'effet à partir du volume associé avec l'équation (IV.17) ou (IV.18). En effet, deux options se présentent :

- soit la saumure se trouve uniquement dans la partie verticale du siphon, auquel cas le calcul du niveau se fait à partir de l'équation (IV.17).

1^{ère} possibilité : $V_s^i < V_{pipe}^i$

$$V_s^i = L_s^i \cdot A_{pipe}^i \quad (IV.17)$$

- soit le niveau de saumure est situé dans l'effet et le calcul doit être fait à partir de l'équation (IV.18), qui est la somme du volume de liquide accumulé dans le fond d'un cylindre horizontal et le volume total dans la partie verticale du siphon.

2^{ème} possibilité : $V_s^i > V_{pipe}^i$

$$V_s^i = L_{ef} \cdot \left(\frac{D_{ef}^2}{4} \cdot \arccos \frac{\frac{D_{ef}}{2} - L_s^i}{\frac{D_{ef}}{2}} - \left(\frac{D_{ef}}{2} - L_s^i \right) \cdot \sqrt{L_s^i \cdot (D_{ef} - L_s^i)} \right) + V_{pipe} \quad (IV.18)$$

IV.2.4.2.2. Prise en compte de la hauteur seuil due au siphon h_w

Le siphon pour la circulation de la saumure provenant de l'effet précédent a une forme particulière à prendre en compte. En effet, il remonte dans l'effet jusqu'à 0.25 mètres. Cette hauteur, h_w , contribue à la stabilisation de l'installation car la saumure provenant de l'effet précédent doit dépasser cette hauteur minimale pour déborder dans l'effet. Le débit de saumure sortant de l'effet est défini de manière similaire à celui de la vapeur, il est fonction d'un coefficient de pertes de charge et de la différence de pression, mais aussi de la différence de niveaux de saumure, entre deux effets consécutifs, pour prendre en compte la pression hydrostatique. De ce fait, lorsque le niveau de l'effet est inférieur à cette hauteur, c'est cette hauteur seuil qui est à considérer. Cet aspect est pris en compte pour calculer le débit sortant de saumure de l'effet i , dans les équations (IV.19) à (IV.20) où deux cas sont alors possibles :

- Si le niveau dans l'effet suivant est supérieur à la hauteur seuil, le débit sortant se calcule grâce à l'équation (IV.19) où le niveau de l'effet suivant à prendre en compte est le niveau réel de saumure.

1^{ère} possibilité : $L_s^{i+1} > h_w$

$$q_s^i = C_s^i \cdot A_{pipe}^i \cdot \sqrt{[(P^i - P^{i+1}) + (L_s^i - L_s^{i+1}) \cdot g \cdot \rho_s^i] \cdot \rho_s^i} \quad (IV.19)$$

- Si le niveau de saumure dans l'effet suivant est inférieur à la hauteur seuil, dans ce cas le débit de saumure sortant est calculé selon l'équation (IV.20).

2^{ème} possibilité : $L_s^{i+1} < h_w$

$$q_s^i = C_s^i \cdot A_{pipe}^i \cdot \sqrt{[(P^i - P^{i+1}) + (L_s^i - h_w) \cdot g \cdot \rho_s^i] \cdot \rho_s^i} \quad (IV.20)$$

Le débit de saumure est calculé de la même manière que pour la 1^{ère} possibilité, en prenant cette fois comme niveau de l'effet $i+1$, la hauteur seuil.

Un cas particulier de fonctionnement peut être observé lorsque la différence de niveaux devient négative et que la différence de pression n'est pas suffisamment importante pour compenser cet effet, entraînant ainsi une valeur négative sous la racine carrée. Pour limiter les erreurs numériques, la partie sous la racine carrée est exprimée en valeur absolue dans le programme. Un test supplémentaire est ajouté afin d'obtenir le signe réel de cette partie des équations (IV.19) et (IV.20). Lorsque ce signe est négatif, le débit sortant de saumure est fixé à 0 car cela signifie que la saumure ne peut pas atteindre l'effet suivant. Il est important de mentionner que ce cas ne se rencontre que très rarement, et forcément d'une manière ponctuelle puisque si la circulation de saumure s'arrête, la jambe gauche se remplit et la circulation se rétablit.

La présence de siphons en forme de U et de hauteur seuil a également pour effet de déconnecter les effets entre eux d'un point de vue hydraulique, permettant ainsi une plus grande flexibilité pour les variations de niveaux de saumure dans les effets.

IV.2.4.2.3. Débit de saumure sortant du dernier effet

La procédure décrite précédemment pour le calcul du débit de saumure sortant n'est valable que pour les effets 1 à 11. En effet, pour stabiliser les variations de niveaux dans l'installation de Trapani, le niveau dans le dernier effet est régulé en agissant sur le débit sortant selon l'équation (IV.21).

$$q_s^{12} = 0.66 \cdot (q_a^{CF} - D_{tot}) + G_s \cdot (L_s^{12} - L_{sp}) \quad (IV.21)$$

q_a^{CF} est le débit d'eau de mer entrant dans le condenseur final et D_{tot} la production totale de distillat. G_s représente le gain du contrôleur, fixé à 100 kg/(m.s) et L_{sp} est le niveau moyen de saumure de référence, soit 1.8 m à partir du bas du siphon. G_s et le coefficient 0.66 ont été ajustés en fonction des données de fonctionnement de Trapani.

IV.2.4.2.4. Calibration des coefficients C_s

Comme dans le cas de la circulation de vapeur entre deux effets successifs, les coefficients de pertes de charge C_s sont ajustés pour que les résultats du modèle soient représentatifs des conditions de fonctionnement nominales de l'usine de Trapani (voir Tableau IV-4).

Effet	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
C_s^i	0.2756	0.2341	0.2492	0.3823	0.3992	0.4148	0.4785	0.4911	0.5124	0.6551	0.6652

Tableau IV-4 : valeurs des coefficients C_s

IV.2.4.2.5. Intérêt de la modélisation des siphons

Des siphons en forme de U sont utilisés dans l'usine de Trapani pour stabiliser l'installation et limiter, dans la mesure du possible, les variations de niveaux dans les effets. C'est pourquoi il était fondamental de les modéliser. Sans l'implémentation de ceux-ci, le modèle était nettement moins robuste car beaucoup moins représentatif des phénomènes physiques. Les effets se retrouvaient rapidement noyés ou vidés, causant ainsi un arrêt brutal des simulations et limitant les analyses possibles concernant le comportement de l'installation MED en régime transitoire. La figure IV-3 représente la comparaison faite entre le modèle sans les siphons et celui avec l'implémentation de ces structures, lorsque les variables d'entrées varient. Ici sont comparées deux versions du modèle avec et sans prise en compte des siphons.

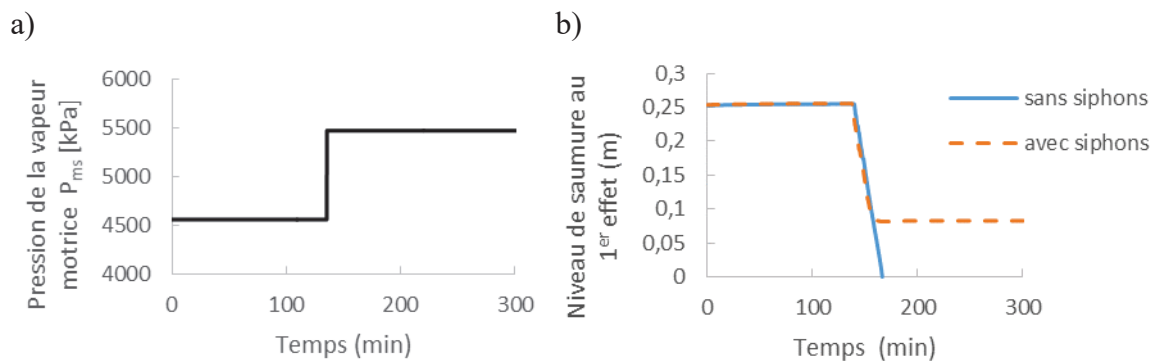


Figure IV-3 : a) perturbation sur la pression de la vapeur motrice : +20% ; b) variations du niveau de saumure du 1^{er} effet avec et sans la modélisation des siphons.

Comme le montre la figure IV-3, lorsqu'une perturbation de +20% est appliquée sur la pression de la vapeur motrice au thermo-compresseur (Fig. IV-3.a), la simulation s'arrêterait brusquement sans la modélisation des siphons. L'effet était considéré entièrement vide ce qui générerait des erreurs numériques. Grâce à l'implémentation de cette brique du modèle, les simulations possibles constituent un spectre nettement plus large. Il est également possible d'observer qu'une augmentation de la pression de vapeur motrice conduit à une baisse des

niveaux de saumure, et dans le cas de la figure IV-3.b, même avec une variation de 20%, l'effet n'est pas vidé. Ceci prouve donc bien la robustesse gagnée grâce à ces nouvelles considérations ainsi que l'importance de celles-ci.

Enfin, cela prouve également qu'utiliser des siphons en forme de U pour la circulation de saumure entre les effets aide considérablement à la stabilisation de l'installation. De ce fait, dans le cas du couplage d'une installation MED avec une source d'énergie variable, il serait fondamental d'utiliser un système comme celui-ci, afin d'assurer le fonctionnement même en régime dynamique

IV.2.5. Modèle des réchauffeurs d'appoint

Une partie de l'eau de mer sortant du condenseur final est dirigée vers les effets 11 et 12 pour arroser les tubes présents dans ces effets, et le reste traverse le premier réchauffeur d'appoint. Dans l'usine de Trapani, 5 réchauffeurs d'appoint sont utilisés, positionnés tous les deux effets (cf. figure IV-1).

Un mélange de gaz incondensables et vapeur est prélevé au niveau de l'effet précédent le réchauffeur d'appoint pour y être introduit. La vapeur d'eau de ce mélange se liquéfie au contact de l'eau de mer circulant à l'intérieur des tubes. La liquéfaction permet de réchauffer l'eau de mer présente afin qu'elle soit introduite dans les deux effets suivants à une température aussi proche que possible de la température de saturation dans l'effet. Le distillat ainsi produit est mélangé avec celui de l'effet précédent et comptabilisé dans la production totale.

Les réchauffeurs d'appoint sont modélisés à l'aide des équations en régime permanent (IV.22) et (IV.23), du fait de leur masse très faible devant celle des effets (environ 5 %). L'indice j permet de positionner le réchauffeur d'appoint concerné. Dans ces modèles, on suppose que l'énergie fournie par la vapeur correspond exactement à l'enthalpie de liquéfaction, on ne modélise donc pas entièrement les échangeurs.

$$\Phi^j = q_v^j \cdot \Delta h_v^j = q_a^j \cdot Cp_a^j \cdot (T_{a,out}^j - T_{a,in}^j) \quad (IV.22)$$

L'énergie libérée par la liquéfaction de la vapeur d'eau permet de réchauffer l'eau de mer, ce qui est exprimé par l'équation (IV.22).

En combinant le bilan (IV.22) avec l'expression du flux de chaleur (équations IV-23 et IV.24), on peut calculer la température de sortie de l'eau de mer et le débit de mélange de vapeur d'eau prélevé sur l'effet alimentant le réchauffeur d'appoint.

$$\Phi^j = U^j \cdot A^j \cdot LMTD^j \quad (IV.23)$$

$$LMTD^j = \frac{(T_{a,out}^j - T_{a,in}^j)}{\ln\left(\frac{T_v^j - T_{a,in}^j}{T_v^j - T_{a,out}^j}\right)} \quad (IV.24)$$

$$U^j = 1.7194 + 3.2063 \cdot 10^{-3} \cdot T_v^j + 1.5971 \cdot 10^{-5} \cdot (T_v^j)^2 + 1.9918 \cdot 10^{-7} \cdot (T_v^j)^3 \quad (IV.25)$$

L'équation (IV.25) permet de calculer le coefficient de transfert de chaleur dans les réchauffeurs d'appoint. La corrélation utilisée ici a été développée par El-Dessouky *et al.* (2002) ; elle est valide pour des températures comprises entre 40°C à 120°C.

Les tableaux IV-5 et IV-6 permettent de comparer les températures et les débits de distillat produit calculés par le modèle et ceux de l'usine de Trapani relevés dans les conditions nominales de fonctionnement.

	Température de l'eau de mer sortante [°C]				
	RA 1	RA 2	RA 3	RA 4	RA 5
Données nominales de Trapani	55.0	53.3	48.8	44.2	39.6
Résultats numériques	55.3	52.9	48.3	43.9	38.9
Ecart [°C]	+ 0.3	- 0.4	- 0.5	- 0.3	- 0.7

Tableau IV-5 : comparaison entre les températures calculées numériquement et les conditions nominales de fonctionnement de l'usine de Trapani

	Débit de distillat produit [kg/s]				
	RA 1	RA 2	RA 3	RA 4	RA 5
Données nominales de Trapani	0.25	0.82	1.36	1.64	1.91
Résultats numériques	0.25	0.86	1.22	1.66	1.93
Ecart [%]	0.00	4.88	10.3	1.22	1.05

Tableau IV-6 : comparaison entre les débits de distillats produits au niveau de chaque réchauffeur d'appoint calculés numériquement et les conditions nominales de fonctionnement de l'usine de Trapani

Les valeurs prédites par le modèle sont suffisamment proches des conditions nominales de fonctionnement de l'usine de Trapani pour conclure que la fiabilité et la précision du modèle des réchauffeurs d'appoint est satisfaisante. Les données de fonctionnement nominales de l'usine de Trapani ont été communiquées par le manager de l'usine, l'incertitude sur les mesures est inconnue mais d'après les échanges, elle est estimée être de l'ordre de la dizaine de pourcents.

Dans la majorité des publications concernant la modélisation en régime dynamique d’installations MED, les réchauffeurs d’appoint ne sont pas pris en compte. Seuls Cipollina *et al.* (2017) les ont considérés, mais ils ont supposé que les températures de l’eau de mer sortant des réchauffeurs d’appoint étaient constantes dans toutes les simulations et les ont ainsi fixées dans leur modèle, selon les valeurs nominales. Ceci présente une limitation forte concernant l’analyse du comportement de l’installation en régime dynamique car si les conditions aux entrées des réchauffeurs d’appoint (température et débit de l’eau de mer) sont modifiées, alors les conditions de sorties se trouvent également changées et cela impacte directement les effets. Le tableau IV-6 montre la comparaison entre les conditions nominales et lorsque la température de l’eau de mer entrant au condenseur final est diminuée de 4°C, concernant les températures d’eau de mer et les débits de vapeur aux niveaux des réchauffeurs d’appoint.

	Conditions nominales	Température de l’eau de mer diminuée de 4°C
GOR	15.9	15.3
D_{tot} [kg/s]	99.3	95.7
T_{EdM,out,RA}² [°C]	52.9	51.7
T_{EdM,out,RA}⁴ [°C]	43.9	41.0
q_{v,RA}² [kg/s]	0.86	0.87
q_{v,RA}⁴ [kg/s]	1.66	1.67

Tableau IV-7 : changement de température de l’eau de mer au condenseur final

Les différents composants de l’installation MED doivent être modélisés complètement, même avec des équations stationnaires, car la moindre perturbation en entrée peut grandement affecter les différentes variables.

IV.2.6. Modèle du condenseur final

Le condenseur final fonctionne de manière similaire aux réchauffeurs d’appoint. Il permet à la fois de liquéfier une partie de la vapeur produite au dernier effet et également de réchauffer l’eau de mer circulant à l’intérieur des tubes. Ensuite, cette eau de mer réchauffée est en partie dirigée vers les effets 12 et 11 à cette même température, et en partie introduite dans le 1^{er} réchauffeur d’appoint pour être à nouveau réchauffée et ainsi de suite.

Le condenseur final est modélisé en régime stationnaire à l’aide des équations de bilan (IV.26) et (IV.27). La masse du condenseur final est en effet environ 6 fois plus petite que celle d’un seul effet, de ce fait, la dynamique du condenseur final peut être négligée devant celle des effets. L’équation de bilan (IV.26) combinée avec l’expression du flux (équations IV.27 et IV.28) permettent de calculer le débit de vapeur entrant au condenseur final et la température de sortie de l’eau de mer.

$$\Phi^{CF} = q_v^{I2} \cdot \Delta h_v^{I2} = q_a^{CF} \cdot C p_a^{CF} \cdot (T_{a,out}^{CF} - T_{a,in}^{CF}) \quad (IV.26)$$

$$\Phi^{CF} = U^{CF} \cdot A^{CF} \cdot LMTD^{CF} \quad (IV.27)$$

$$LMTD^{CF} = \frac{(T_{a,out}^{CF} - T_{a,in}^{CF})}{\ln \left(\frac{T_v^{I2} - T_{a,in}^{CF}}{T_v^{I2} - T_{a,out}^{CF}} \right)} \quad (IV.28)$$

Le coefficient de transfert de chaleur U^{CF} est calculé par la corrélation développée par El-Dessouky *et al.* (2002), également utilisée pour modéliser les réchauffeurs d'appoint (équation (IV.25)).

IV.2.7. Modèle du thermo-compresseur de vapeur

Du fait de la réponse dynamique quasiment instantanée du thermo-compresseur par rapport aux autres composants de l'usine MED, il est possible de le modéliser à l'aide d'équations en régime permanent. Ce modèle a été développé par El-Dessouky *et al.* (2002) : il est décrit en détail dans l'Annexe III.

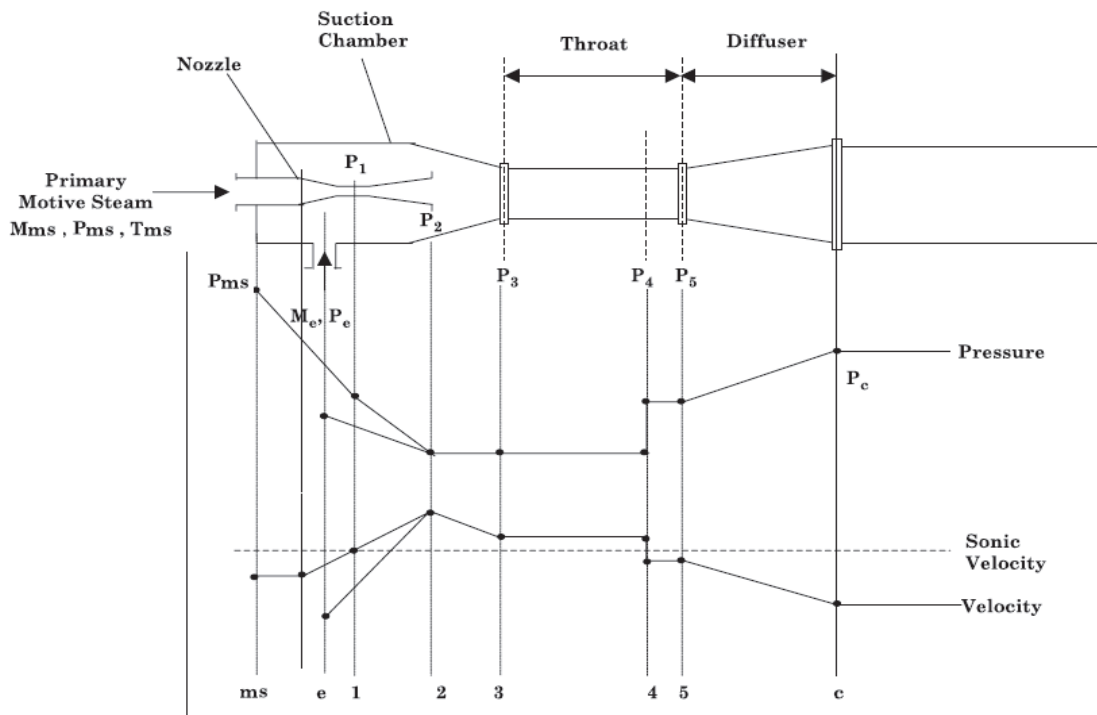


Figure IV-4 : schéma du thermo-compresseur de vapeur. Source : adaptée de El-Dessouky *et al.* (2002)

Le thermo-compresseur est décomposé en trois parties distinctes, ayant pour fonction d'aspirer puis de mélanger deux flux de vapeur ayant des états différents (cf. Figure IV-4). Il y a une zone dédiée à l'injection de la vapeur motrice par une buse, zone I (« nozzle »), une zone permettant d'aspirer la vapeur entraînée, zone II (« suction chamber »), et la dernière permettant le mélange des deux flux tout en ralentissant le mélange et en augmentant sa pression, zone III (« diffuser »). Les propriétés géométriques de ces trois zones définissent la capacité ainsi que les performances du thermo-compresseur.

La vapeur motrice pénètre dans le thermo-compresseur au niveau de la zone I, sa pression diminue lorsqu'elle traverse la partie convergente de cette zone mais sa vitesse augmente. Le flux atteint une vitesse sonique, donc un nombre de Mach égal à 1. La partie divergente de la zone I permet de former un jet supersonique.

La vapeur entraînée est aspirée au niveau du point e dans la zone II, où sa vitesse augmente et sa pression décroît jusqu'au point 3.

Les deux flux sont dirigés vers la zone III où ils se mélangent dans une section de passage constante. La pression de mélange augmente et la vitesse diminue jusqu'à atteindre des conditions subsoniques au point 4.

Le mélange est ensuite dirigé dans la partie divergente du diffuseur où sa pression augmente et sa vitesse diminue.

Le modèle est basé sur les hypothèses suivantes :

- l'expansion de la vapeur motrice est supposée isentropique dans la zone I, il en est de même pour la compression du mélange de vapeur entraînée et motrice dans la zone III ;
- la vapeur motrice et celle entraînée sont dans des conditions de saturation et leurs vitesses sont négligées ;
- la vapeur est assimilée à un gaz parfait ;
- le flux dans le thermo-compresseur est unidimensionnel et en régime permanent.

La conservation de masse appliquée au thermo-compresseur permet d'écrire l'équation (IV.29) :

$$q_e + q_{ms} = q_c \quad (IV.29)$$

L'efficacité du thermo-compresseur est définie par le rapport d'entraînement, qui est le rapport entre le débit de vapeur entraînée et celui de vapeur motrice, comme indiqué dans l'équation (IV.30).

$$\omega = \frac{q_e}{q_{ms}} \quad (IV.30)$$

Ce modèle a été implémenté de deux manières différentes. En effet, pour simuler l'installation en régime dynamique et utiliser celui-ci comme un modèle de performance, il était

nécessaire de l'utiliser en modèle de dimensionnement au préalable pour définir les différentes sections de passage dans le thermo-compresseur ainsi que les efficacités associées aux différentes zones. Ces données n'étant pas connues pour l'usine de Trapani, le modèle de dimensionnement a été utilisé avec pour entrées des données de fonctionnement nominales de l'usine de Trapani, notamment les pressions et débits de la vapeur entraînée, motrice et compressée ainsi que le rapport d'entraînement du thermo-compresseur. Ceci a permis d'obtenir les caractéristiques du thermo-compresseur comme indiqué dans le tableau IV-7.

A_1 [m ²]	A_2 [m ²]	A_3 [m ²]	η_n [-]	η_{di} [-]	γ_{ei} [-]
0.0011	0.0561	0.6071	0.85	0.85	1.33

Tableau IV-8 : paramètres géométriques du thermo-compresseur. Source : Cipollina *et al.* (2017)

Une fois ces données fixées, le modèle peut ensuite être utilisé pour caractériser les performances du thermo-compresseur lors des régimes transitoires. Lorsque ce modèle est utilisé en tant que modèle de performance, les seules entrées du modèle sont les pressions de la vapeur motrice et entraînée. Dans le cas du couplage avec une installation MED, ces données sont connues donc le modèle du thermo-compresseur est bien adapté pour être associé au modèle MED. Les sorties du modèle sont le débit de la vapeur motrice consommée, la pression, la température et le débit de vapeur compressée et le débit de vapeur entraînée.

IV.2.8. Caractérisation des performances de l'installation

Les performances d'une installation MED-TVC sont caractérisées, entre autres, par le débit total d'eau douce produite D_{tot} , équation (IV.31), le rendement de l'installation, le GOR , équation (IV.32) et le rapport d'entraînement, ω , au thermo-compresseur, équation (IV.30).

$$D_{tot} = \sum_{i=1}^{13} q_d^i + \sum_{j=1}^5 q_v^j - q_{boiler} \quad (IV.31)$$

La production totale d'eau douce est la somme du distillat produit dans chaque effet ainsi que dans les réchauffeurs d'appoint à laquelle il faut soustraire la partie du distillat produit au 1^{er} effet, q_{boiler} , qui est redirigée vers les chaudières.

$$GOR = \frac{D_{tot}}{q_{ms}} \quad (IV.32)$$

Le rendement global de l'installation est le rapport entre la production totale d'eau douce et le débit de vapeur motrice à injecter au niveau du thermo-compresseur de vapeur.

IV.3. Validation du modèle et tendances de référence

IV.3.1. Validation du modèle en régime permanent

Les données de fonctionnement nominales de l'usine de Trapani étant connues, le modèle a pu être comparé à celles-ci pour la validation. Aucune donnée de fonctionnement en régime transitoire n'étant disponible, le modèle a de ce fait dû être validé en régime permanent. Les seuls paramètres d'ajustement du modèle sont des coefficients de perte de charge et de transfert de masse pour les incondensables. Ces paramètres sont susceptibles de varier avec les débits : les informations disponibles ne permettent pas d'accéder à ces variations. On peut toutefois supposer qu'elles resteront faibles dans la gamme des variations de débits qui seront explorées lors des simulations dynamiques.

Le tableau IV-8 compare les valeurs prédites par le modèle avec les valeurs de référence de l'usine de Trapani.

	Conditions nominales de Trapani	Prédictions du modèle	Ecart [%]
Production totale d'eau douce [kg/s]	104.2	99.4	4.6
Débit de vapeur motrice au thermo-compresseur [kg/s]	6.3	6.2	1.6
Température de la vapeur sortant du thermo-compresseur [°C]	64.5	65.6	1.7
Rapport d'entraînement du thermo-compresseur [-]	0.56	0.59	5.4
Débit de sortant extrait du dernier effet [kg/s]	209.7	217.1	3.5
GOR	16.6	15.9	4.2
Température de vapeur [°C]			Ecart [°C]
Effet 1	62.2	62.1	-0.1
Effet 5	53.1	53.9	+0.8
Effet 9	43.9	43.5	-0.4
Effet 12	37.0	38.0	+1

Tableau IV-9 : comparaison entre les valeurs prédites par le modèle et les valeurs de référence

Comme le tableau ci-dessus le montre, les valeurs prédites par le modèle sont suffisamment proches des valeurs de référence pour conclure quant à la fiabilité du modèle. De plus, comme le montre la figure IV-5, les valeurs de pression obtenues par le modèle, pour chaque effet, sont également très proches des valeurs de référence.

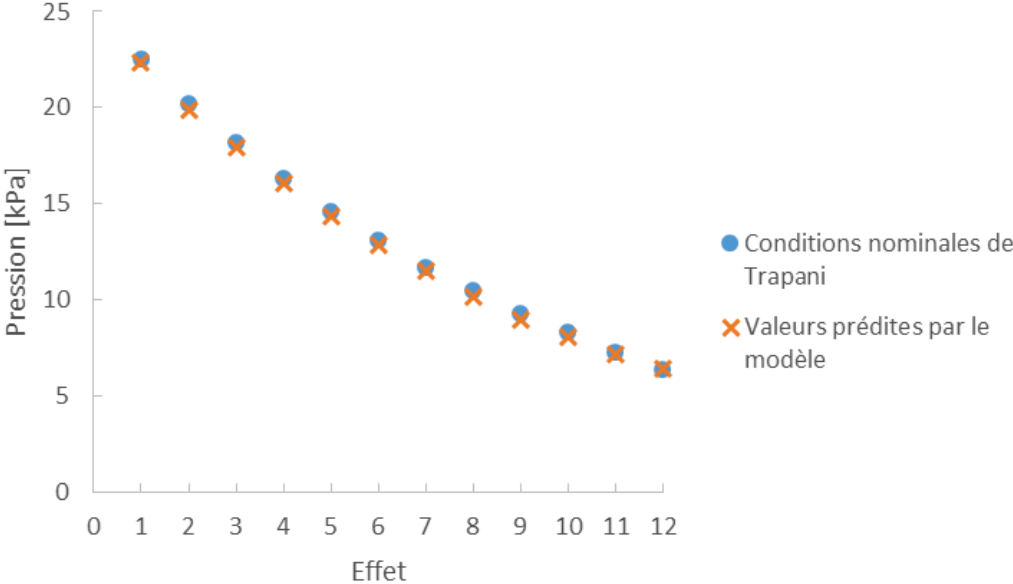


Figure IV-5 : comparaison entre les valeurs de pressions prédites et celles de références

IV.3.2. Etat stationnaire de référence

Pour comprendre comment l’installation MED réagit en régime dynamique, il est nécessaire de se baser sur état stationnaire de référence qui constituera les conditions initiales des simulations. Nous avons choisi d’utiliser les conditions nominales de fonctionnement de l’usine de Trapani qui sont représentées sur la figure IV-6.

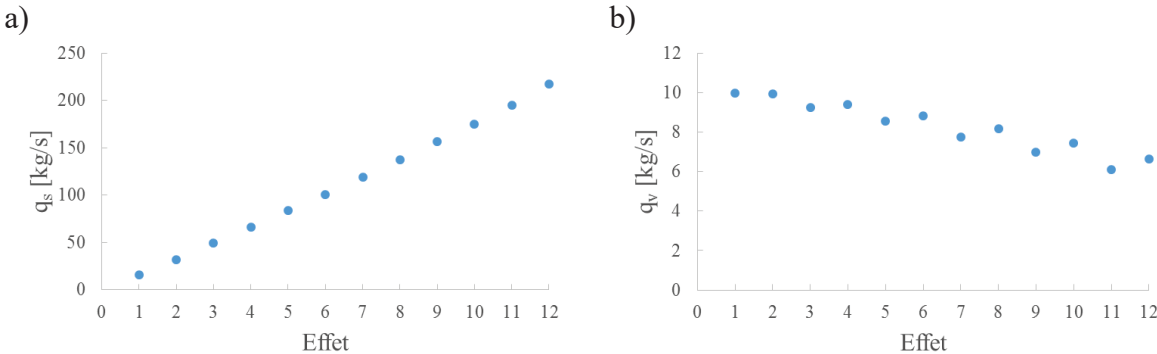


Figure IV-6 : débits sortant des effets. a) Débit de saumure sortante ; b) débit de vapeur produit

Comme le montre la figure IV-6, le débit sortant de saumure augmente avec la position de l'effet, ceci est attendu comme les débits de saumure se cumulent quand on passe d'un effet à l'autre du fait que l'alimentation est en parallèle et l'extraction en série. Le débit de vapeur produit par effet tend à diminuer, ceci est également normal étant donné que la température décroît, donc moins de vapeur est susceptible d'être produite.

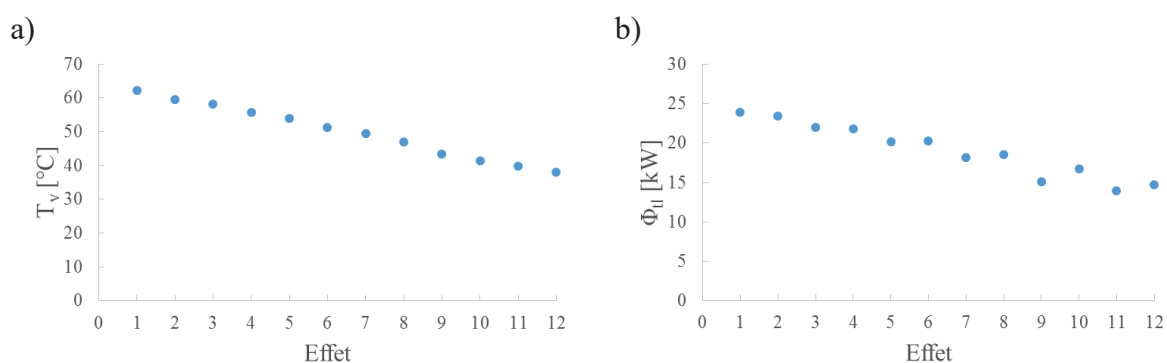


Figure IV-7 : température de la vapeur (a) et flux de chaleur transmis à l'évaporation (b)

La figure IV-7 représente le profil de la température décroissante ainsi que le flux de chaleur associé au processus d'évaporation. La quantité de chaleur transmise à la phase l suit les mêmes tendances que le débit de vapeur formé et tend à décroître. On peut également observer la courbe non linéaire que suivent le flux et le débit de vapeur produit. Ces décroissances ne sont pas monotones car il y a un réchauffeur d'appoint présent tous les deux effets qui modifient les tendances.

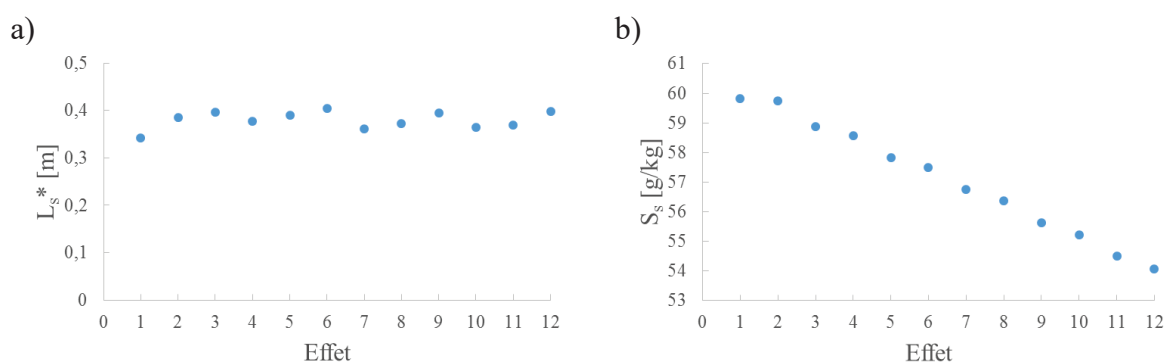


Figure IV-8 : niveaux de saumure (a) et salinités associées (b) dans chaque effet

L_s^* représente le niveau de saumure présent dans l'effet (en prenant comme origine le bas de l'effet). Comme le montre la figure IV-8, les niveaux de saumure oscillent autour de la valeur moyenne de 0.37 m (Fig IV-8.a). Quant à la salinité de la zone d'accumulation de saumure (Fig IV-8.b), elle décroît avec la position de l'effet. En effet, comme le débit d'appoint de l'eau de mer est le même pour chaque effet et la saumure est dirigée d'un effet vers le suivant jusqu'au

dernier, le débit de saumure entrant dans l'effet est donc de plus en plus important expliquant ainsi la salinité plus importante aux premiers effets qu'aux derniers.

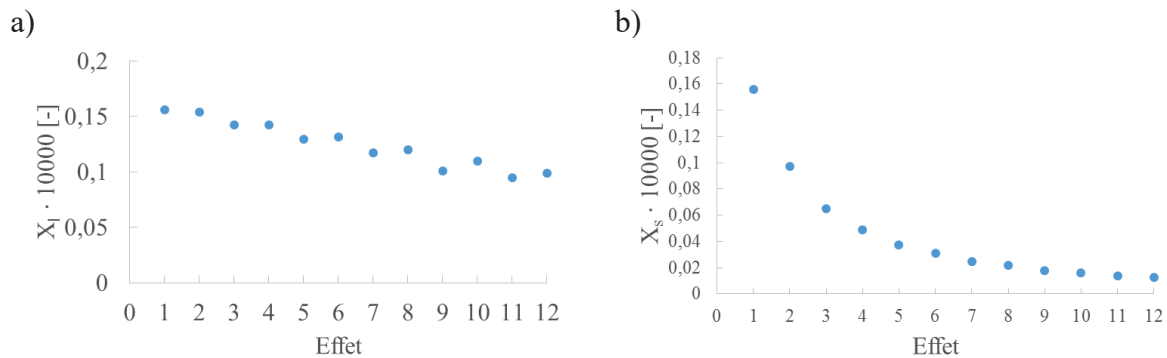


Figure IV-9 : gaz incondensables libérés lors du dégazage de l'eau de mer aux niveaux des deux zones concernées

La figure IV-9 montre les fractions massiques d'incondensables libérés au niveau des zones *l* (Fig IV-8.a) et *s* (Fig IV-8.b). La température et la salinité décroissant avec la position de l'effet, il est donc logique qu'il y ait moins de gaz libérés dans les effets les plus froids, les solubilités dépendant de la salinité et la température.

Une fois l'état stationnaire de référence déterminé, les conditions initiales du régime dynamique sont connues. Il est alors possible d'étudier les phénomènes physiques régissant le comportement dynamique de l'installation lorsque les variables d'entrée sont soumises à des perturbations.

IV.4. Conclusion

Le modèle général développé pour caractériser le comportement en régime dynamique d'une installation MED couplée à un thermo-compresseur de vapeur a été appliqué à l'usine de Trapani dans ce chapitre. Pour cela, certaines équations et hypothèses supplémentaires étaient nécessaires.

Tout d'abord, cinq réchauffeurs d'appoint, un condenseur final et un thermo-compresseur ont été également modélisés en régime permanent.

Tous les paramètres géométriques de l'installation de Trapani ont été utilisés, notamment pour décrire le transfert de chaleur à l'aide des coefficients d'échange thermique. Grâce à la géométrie connue, il est également possible de calculer l'épaisseur du film d'eau de mer arrosant les tubes. De plus, les fractions de gaz incondensables libérés au niveau de chaque zone ont pu être plus amplement détaillées.

L'interconnexion entre les effets joue un rôle déterminant dans la stabilisation et la gestion d'une usine MED, c'est pourquoi il était fondamental de modéliser l'ensemble des flux de manière détaillée. Pour le transfert de saumure entre les effets, des siphons en forme de U sont utilisés à Trapani, ils ont donc été modélisés.

Ce chapitre a également permis de définir quels étaient les indicateurs de performances importants à suivre pour l'étude du fonctionnement de l'usine de Trapani.

Finalement, le modèle appliqué à l'usine de Trapani a été validé en régime permanent grâce à l'obtention de données de fonctionnement nominales réelles. Ceci a permis de définir une situation stationnaire de référence afin de permettre l'initialisation du système dans le cas des simulations dynamiques décrites dans le prochain chapitre.

Chapitre V : Simulations numériques du comportement de l'usine de Trapani en régime dynamique

Les chapitres précédents ont permis d'établir et de présenter le modèle dynamique adopté pour caractériser le comportement de tout type d'installation MED en régime transitoire, ainsi que son application à l'usine de Trapani, pour laquelle on dispose de données de fonctionnement en régime permanent. L'état stationnaire de référence, permettant l'obtention des conditions initiales pour les simulations à venir, a également été posé. Ceci fait, nous pouvons maintenant étudier de manière approfondie le comportement dynamique de l'usine de Trapani.

Ce chapitre permet ainsi d'étudier différents cas pour lesquels l'installation est soumise à des régimes dynamiques différents. Comme mentionné dans les chapitres précédents, les deux entrées du modèle sont la pression de la vapeur motrice du thermo-compresseur et le débit d'eau de mer qui alimente le condenseur final puis la cascade d'effets. C'est pourquoi, la première partie concernera l'impact sur l'installation lorsque la pression de la vapeur motrice varie et la deuxième partie étudiera l'influence des variations du débit d'eau de mer au condenseur final. La dernière partie permettra d'avancer qu'une stratégie de contrôle peut être développée lorsque ces deux entrées sont combinées, permettant ainsi de présenter des premières conclusions concernant la possibilité de la gestion d'opération d'une installation MED en régime transitoire.

Grâce aux retours d'expérience d'opérateurs d'installations MED, il nous a été possible d'identifier quelles seraient les variables critiques limitant, *a priori*, le fonctionnement d'une installation MED en régime transitoire. En effet, d'après leur expertise, la moindre perturbation sur les flux entrants a des conséquences majeures sur les variations des niveaux de saumure dans les effets. Ceux-ci étant extrêmement difficiles à stabiliser dans la plage admissible, cela rend problématique la gestion d'opération des installations MED en régime transitoire. Comme mentionné précédemment, le niveau de saumure dans l'effet peut varier de la base du siphon de saumure jusqu'à la première rangée de tubes, qui est située à 0.5 m du bas de l'effet. Augmenter cette hauteur ne ferait que repousser le problème et aurait de lourdes conséquences sur le coût de la chaudronnerie. Comme dans la majeure partie des cas la saumure est située dans l'effet, cela ne laisse qu'une faible latitude d'augmentation du niveau, augmentant le risque de noyage de l'effet, c'est-à-dire d'atteindre les rangées de tubes inférieures. Lorsque l'eau de mer atteint ces tubes cela perturbe le fonctionnement de l'installation puisqu'une partie de la surface d'échange est neutralisée. Tous ces phénomènes ne sont pas pris en compte physiquement dans le modèle qui peut seulement signaler l'occurrence de l'événement « noyage d'un effet ».

En résumé, les simulations de ce chapitre ont pour but de valider l'hypothèse stipulant que le niveau est la variable la plus critique et également d'étudier différentes configurations limites de fonctionnement.

V.1. Réaction de l'installation à des variations de la pression de la vapeur motrice

Cette partie est dédiée à l'étude de l'influence de la pression de vapeur motrice sur l'usine de Trapani. Tout d'abord, deux simulations correspondant à des variations de plus ou moins 7 % de la pression de la vapeur motrice seront réalisées. On constatera que le premier effet se retrouvera noyé suite à l'augmentation de pression appliquée, ce qui constitue une situation limite de fonctionnement. Une dernière simulation, plus extrême, sera présentée qui montrera que la vidange complète d'un effet n'est pas un événement inquiétant grâce à la présence des siphons. La simulation dure 400 minutes et le pas de temps est de 1 minute.

V.1.1. Impact de la diminution de 7% de la pression de la vapeur motrice

La figure V-1 indique les variations des deux variables d'entrée du modèle dans cette configuration, à savoir la pression de la vapeur motrice et le débit d'alimentation au condenseur final.

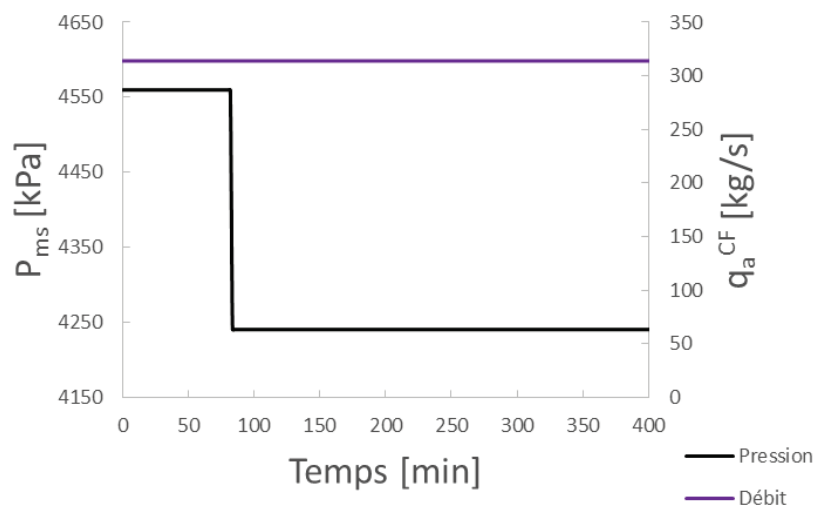


Figure V-1 : variations des variables d'entrée appliquées

Une diminution soudaine de 7% de la pression de la vapeur motrice correspond à une chute d'environ 4.5°C de sa température, soit une chute de plus de 2°C de la température de la vapeur entrant au 1^{er} effet.

La diminution de la pression de vapeur motrice a une influence directe sur les températures dans les effets, cet impact est représenté par la figure V-2, pour les effets 1, 4, 8 et 12.

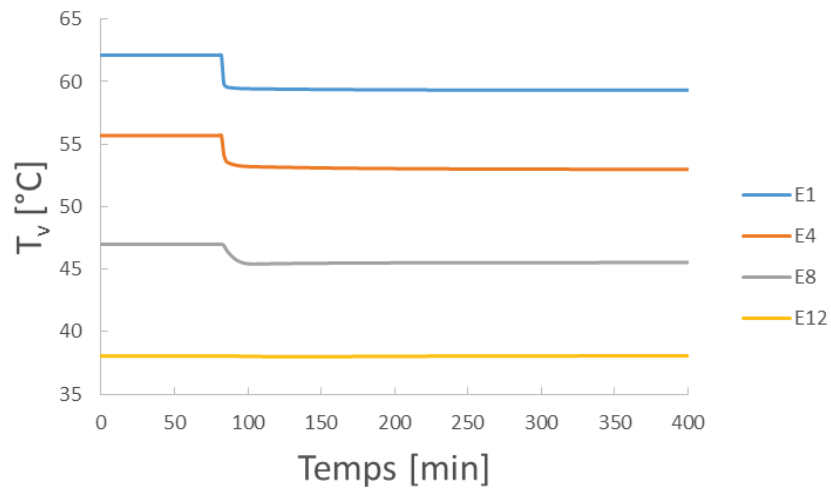


Figure V-2 : variations des températures de la phase vapeur dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice diminue de 7 %

Les températures décroissent car elles suivent les mêmes tendances que celles de la vapeur motrice. La perturbation s'atténue en fonction de la position des effets, elle est nettement plus prononcée dans les premiers effets et quasiment inexistante pour les derniers. Il ne faut attendre que très peu de temps pour que la température atteigne un nouvel état stationnaire, en effet en moins de 10 minutes les températures sont à nouveau stabilisées. La réponse du système est quasiment instantanée du fait de l'absence de retards purs correspondant aux temps de propagation des fluides.

La figure V-3 permet d'étudier l'impact sur le débit de vapeur formé, qui diminue également. Etant fortement dépendant de la température régnant dans l'effet, il est donc normal que la diminution soit plus importante sur les premiers effets que sur les derniers. Les débits de vapeur formés se stabilisent lorsque les températures ont atteint le nouvel état stationnaire. Les variations atypiques du débit de l'effet 12 sont directement dues au fait que cet effet est directement lié au thermo-compresseur, en effet, un changement dans la pression de vapeur motrice provoque des changements immédiats dans le débit de vapeur entraînée, impactant ainsi la quantité de vapeur produite.

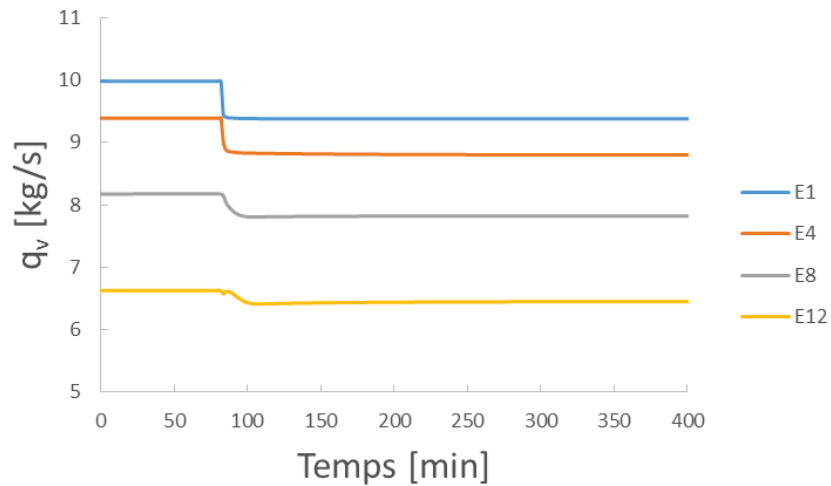


Figure V-3 : variations des débits de vapeur produits dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice diminue de 7 %

La figure V-4 permet de visualiser les variations du niveau de saumure dans les mêmes effets.

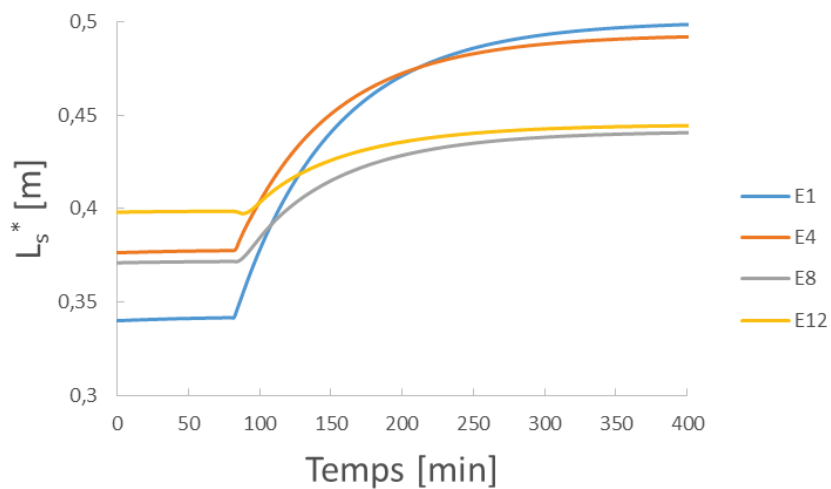


Figure V-4 : variations des niveaux de saumure dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice diminue de 7 %

Comme le montre la figure V-4, il y a une redistribution complète de la répartition des niveaux, rendant impossible une mesure correctrice par un simple changement de la géométrie des effets lors de leur conception. Le premier effet est quasiment noyé puisque le niveau de saumure est à 1 mm de la première rangée de tubes. Ceci représente un cas limite de fonctionnement. En effet, dans l'exploitation d'une usine MED, il est primordial d'éviter de noyer les effets. Cette figure montre également qu'une baisse de seulement 4.5°C sur la vapeur motrice suffit à atteindre une limite physique de fonctionnement, laissant ainsi peu de marge de manœuvre pour une exploitation en régime dynamique. L'autre aspect précédemment évoqué

réside dans la très longue constante de temps des niveaux de saumure devant les autres variables. En effet, il est nécessaire d'attendre plus de 3h avant que les niveaux ne se stabilisent, et ceci pour une perturbation sur la pression de la vapeur motrice isolée et unique. Ceci implique qu'une suite de perturbations, même espacées, sur la pression de la vapeur motrice conduirait à un fonctionnement instable difficile à contrôler du fait l'amplitude de variation et du temps caractéristique des niveaux.

La figure V-5 permet d'étudier les conséquences sur les débits de saumure sortant ainsi que sur la salinité de la saumure.

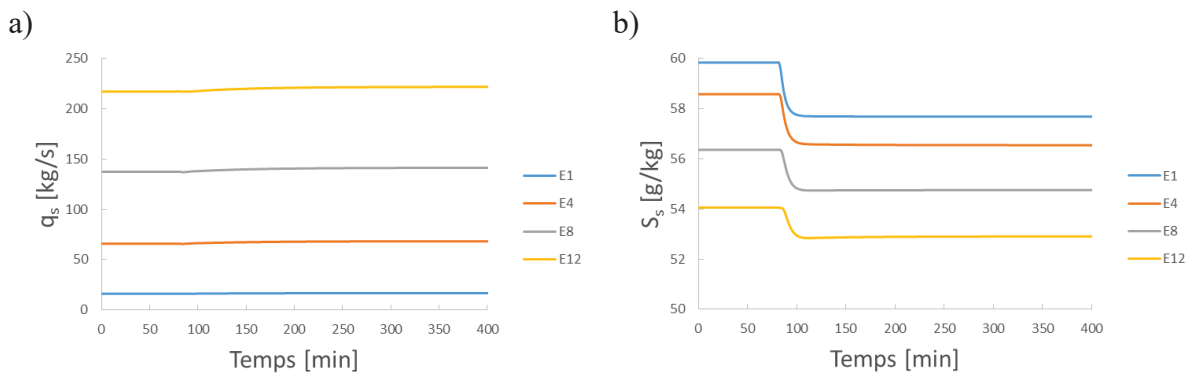


Figure V-5 : variations des débits de saumure (a) et de la salinité (b) dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice diminue de 7 %

Comme la figure V-5 le montre, la perturbation n'a quasiment aucune influence sur les débits de saumure sortant, contrairement à la salinité. En effet celle-ci décroît car les débits évaporés diminuant, le facteur de concentration diminue. La montée des niveau est aussi la conséquence de la chute du débit évaporé : le débit d'arrosage est constant, donc les niveaux et les débits de saumure augmentent.

Les variations induites sur la libération des gaz incondensables dans les deux zones contenant de l'eau de mer est représentée par la figure V-6.

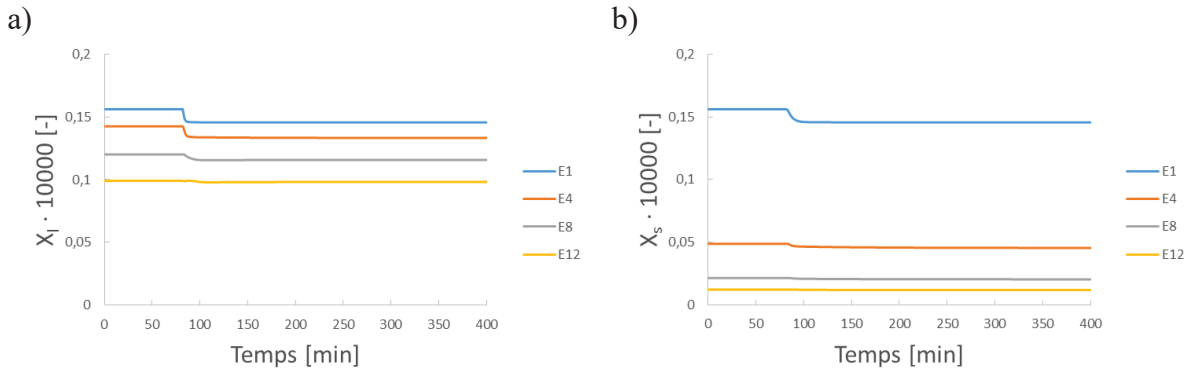


Figure V-6 : variations de la fraction massique d'incondensables dans la zone *l* (a) et dans la zone *s* (b) dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice diminue de 7 %

La solubilité des espèces incondensables est dépendante de la température et de la salinité de la phase concernée ainsi que de la pression régnant dans l'effet. Les températures, salinités et pressions diminuent suite à la perturbation, il en résulte une diminution des quantités de gaz incondensables.

Enfin, la figure V-7 permet d'observer la variation des indicateurs de performances, le GOR et la quantité d'eau douce produite.

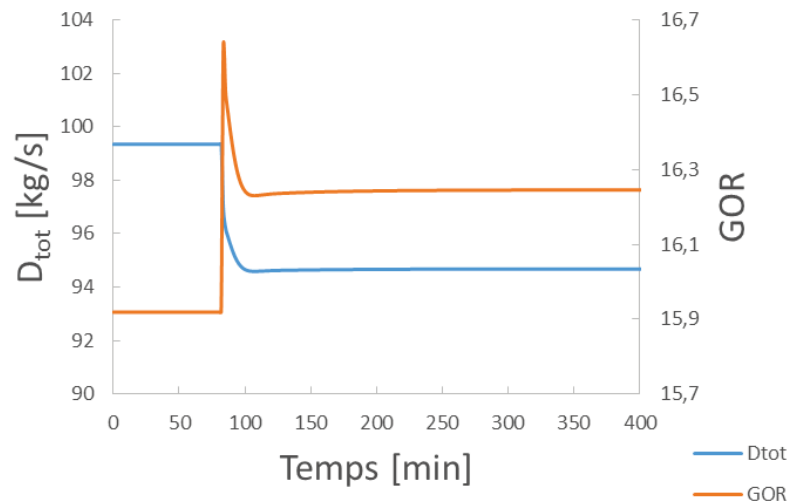


Figure V-7 : variations des indicateurs de performance lorsque la pression de vapeur motrice diminue de 7 %

Les débits de vapeur produits dans les effets diminuant, il est ainsi attendu d'observer une diminution de la quantité d'eau douce produite. Le GOR est le rapport entre le débit total d'eau douce produite et le débit de vapeur motrice à fournir au thermo-compresseur. Ce dernier diminue puisque la pression de la vapeur motrice est diminuée. La diminution combinée des deux débits provoque une augmentation du GOR. Il est fréquent pour un équipement de voir

son rendement augmenter lorsqu'on diminue son débit de production. Le pic de la courbe du GOR est dû au fait que la pression de vapeur motrice diminue brutalement, induisant une diminution brutale du débit de vapeur motrice alors que la production totale n'a pas encore commencé à décroître.

En conclusion, cette simulation permet de mettre en évidence différents aspects. Tout d'abord, une diminution de la pression de la vapeur motrice entraîne une diminution des températures, causant ainsi une diminution de la production de vapeur et donc de la quantité d'eau douce produite. Comme moins de vapeur est produite par effet, le débit d'eau de mer transitant de la zone l vers s est plus important, conduisant à une augmentation du niveau de saumure dans les effets et à une diminution de la salinité. L'impact de la perturbation est plus important au niveau du premier effet, ceci se retrouvant dans les évolutions de chacune des variables. De plus, une diminution d'environ 2°C de la température de la vapeur entrante au premier effet suffit à noyer le premier effet et atteindre ainsi les limites de fonctionnement de l'usine de Trapani. Enfin, les niveaux de saumure étant les plus longs à stabiliser, ils apparaissent bien être les variables critiques limitant l'exploitation de l'usine MED en régime transitoire.

V.1.2. Impact de l'augmentation de la pression de la vapeur motrice

V.1.2.1. Augmentation de 7% de la pression de la vapeur motrice

La figure V-8 indique les variations des variables d'entrée dans cette configuration.

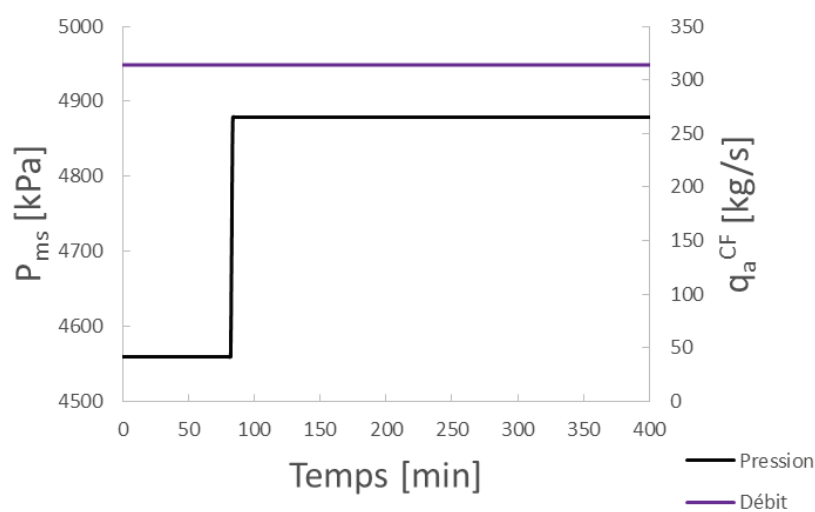


Figure V-8 : variations des variables d'entrée appliquées

La figure V-9 représente les variations entraînées sur les températures des effets.

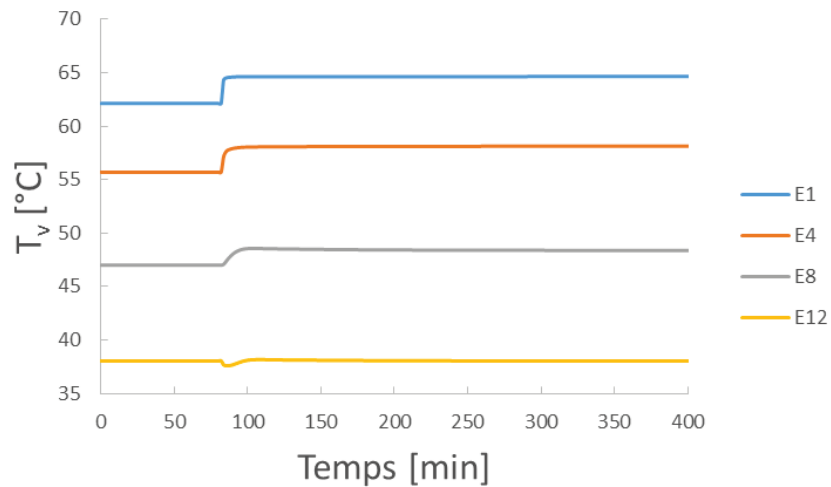


Figure V-9 : variations des températures dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice augmente de 7 %

Comme précédemment, les températures sont toujours très rapides à se stabiliser et suivent la même tendance que la vapeur motrice, c'est-à-dire qu'elles augmentent. La perturbation est également atténuée entre le premier et le dernier effet, du fait de la prise en compte des inerties thermiques. Comme dans le cas précédent, la courbe de l'effet 12 est différente des autres du fait de sa connexion au thermo-compresseur.

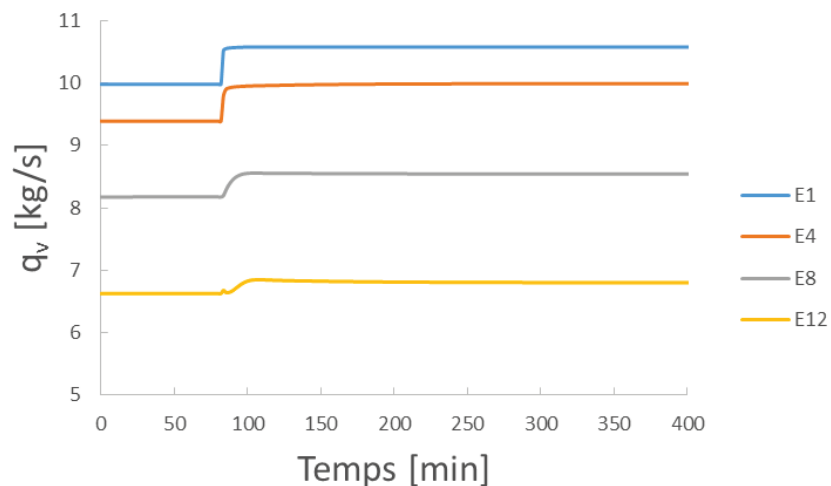


Figure V-10 : variations des débits de vapeur produits dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice augmente de 7 %

La figure V-10 représente les variations des débits de vapeur produits dans les effets. La température augmente dans chaque effet, de ce fait plus d'énergie résultant de la liquéfaction

de la vapeur est transmise à l'eau de mer arrosant les tubes entraînant ainsi une augmentation de la production de vapeur d'eau dans chaque effet.

La figure V-11 permet de suivre l'évolution des niveaux de saumure dans les effets.

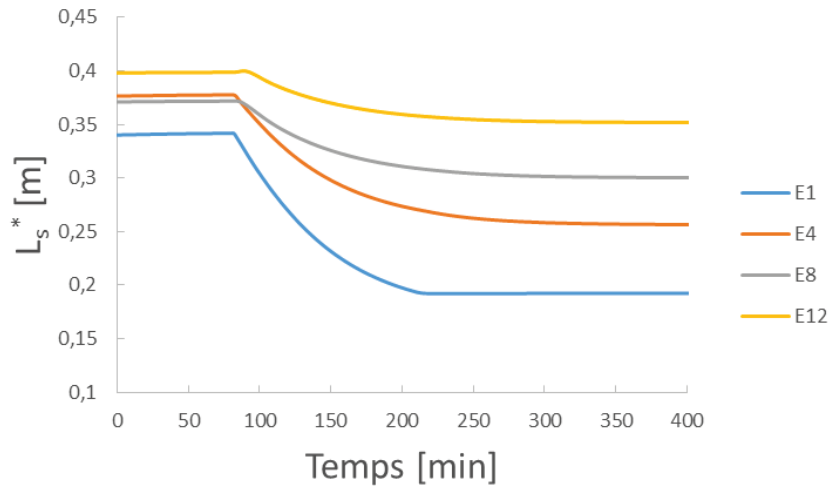


Figure V-11 : variations des niveaux de saumure dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice augmente de 7 %

Symétriquement à ce qui se produisait pour une diminution de la pression de la vapeur motrice, dans la mesure où plus de vapeur est produite à partir de l'eau de mer ruisselant sur la surface extérieure des tubes (zone l), moins de saumure transite vers la zone s , entraînant ainsi une diminution des niveaux de saumure. L'étude globale de la figure V-11 permet d'avancer les remarques suivantes, tout d'abord les niveaux sont encore longs à se stabiliser, plus de 2 heures, et comme précédemment, l'impact est nettement plus important sur le premier effet que le dernier.

Le temps mis par les niveaux à se stabiliser est plus court que lors de la simulation précédente, il faut attendre une heure de moins. De plus, on peut observer un net changement de pente sur la courbe de niveau du premier effet. La figure V-12 permet d'expliquer ces derniers points.

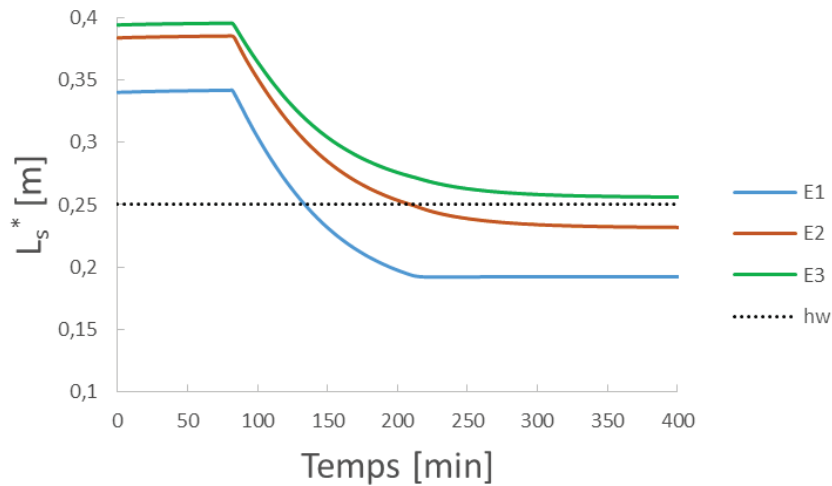


Figure V-12 : variations des niveaux de saumure dans les 3 premiers effets lorsque la pression de vapeur motrice augmente de 7 %

Afin de comprendre la raison du changement de pente du niveau au premier effet, il est nécessaire de visualiser les niveaux dans les effets adjacents. La figure V-12 représente l'évolution des niveaux de saumure aux trois premiers effets. Comme expliqué dans les chapitres précédents, les siphons de connexion de saumure entre deux effets sont en forme de U, la hauteur seuil h_w , située du côté de l'arrivée de saumure dans l'effet, est à 0.25 m du bas de l'effet. Cette figure permet donc de conclure que le changement de pente soudain du niveau de saumure au premier effet a lieu à l'instant où le niveau dans le second effet descend en-dessous de la valeur seuil h_w . Ceci a pour conséquence une stabilisation beaucoup plus rapide de l'installation qui se traduit par un temps de stabilisation plus petit.

La figure V-13 représente les variations du débit de saumure (a) et de la salinité (b) dans les effets.

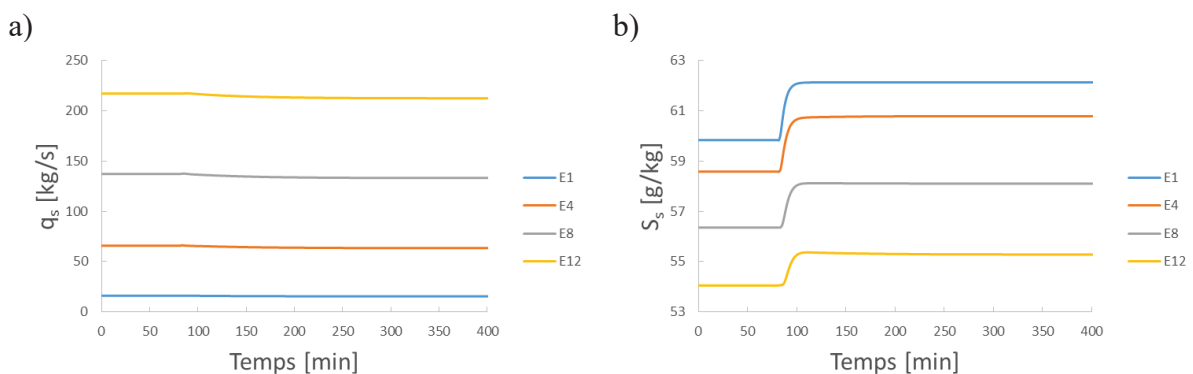


Figure V-13 : variations des débits de saumure (a) et de la salinité (b) dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice augmente de 7 %

Comme précédemment, la variation de la pression de vapeur motrice n'a quasiment aucune influence sur les débits de saumure sortants. En toute logique, l'augmentation de la pression de vapeur motrice a l'effet contraire sur la salinité que lors de la simulation précédente, ce qui est logique puisque les niveaux baissent et les flux de vapeur augmentent, la saumure est plus concentrée donc la salinité est plus grande.

La figure V-14 représente les variations des concentrations de gaz incondensables dans les zones *l* (a) et *s* (b).

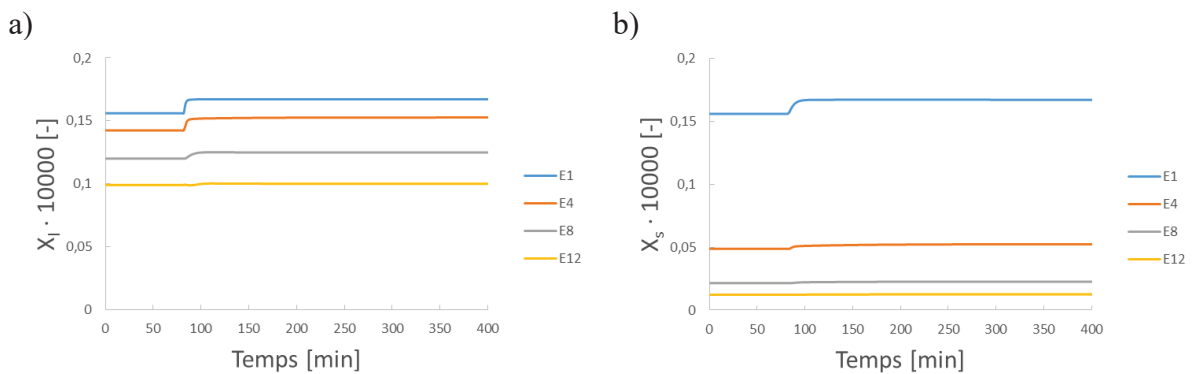


Figure V-14 : variations de la fraction massique d'incondensables dans la zone *l* (a) et dans la zone *s* (b) dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice augmente de 7 %

Les températures, salinités et pressions étant augmentées, cela entraîne une augmentation des quantités de gaz incondensables dissoutes.

La figure V-14 permet de conclure concernant l'impact sur les indicateurs de performance.

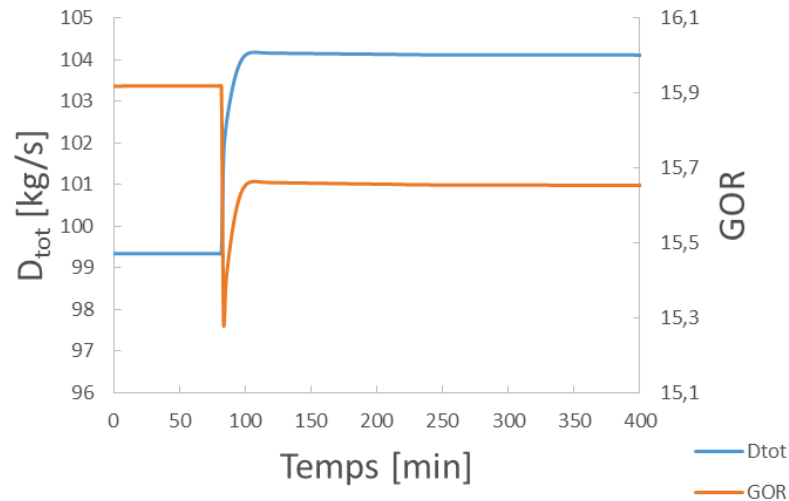


Figure V-15 : variations des indicateurs de performance lorsque la pression de vapeur motrice augmente de 7 %

L'augmentation de la température dans les effets entraîne une augmentation de la production de vapeur dans chaque effet, donc la production totale augmente. Mais le GOR diminue car le débit de vapeur motrice nécessaire au thermo-compresseur augmente plus que la production.

En conclusion, l'augmentation de la pression de vapeur motrice entraîne une augmentation des températures et de la production de vapeur dans chaque effet, causant ainsi une diminution des niveaux de saumure. Cette simulation a également permis de mettre en évidence le rôle et l'impact de la présence de la hauteur h_w ainsi que sa contribution à la stabilisation de l'installation.

V.1.2.2. Augmentation de 50% de la pression de la vapeur motrice

L'augmentation de la pression de vapeur motrice de 7% n'a pas conduit à une vidange des effets. Pour tester l'hypothèse que grâce à la présence des siphons de connexion de saumure, les effets ne sont pas susceptibles d'être vidés, on teste les conséquences d'une augmentation de 50% de la pression de la vapeur motrice soit une augmentation de 26°C de sa température, causant une augmentation de 8°C de la température la vapeur entrant au niveau du 1er effet.

Si une usine MED est couplée avec des énergies renouvelables, l'usine sera nettement plus susceptible de subir des baisses de température plutôt que des hausses soudaines de 8°C. Ce cas représente donc une configuration peu probable et assez extrême. C'est pourquoi dans cette partie, seules les variations de niveaux de saumure sont examinées.

La figure V-16 représente les variations des variables d'entrée.

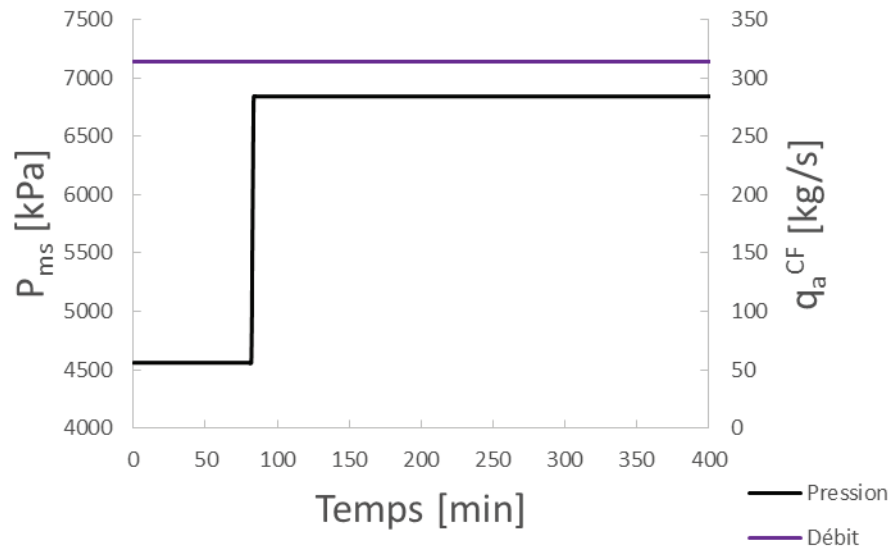


Figure V-16 : variations des variables d'entrée appliquées

La figure V-17 montre les variations des niveaux de saumure dans les effets.

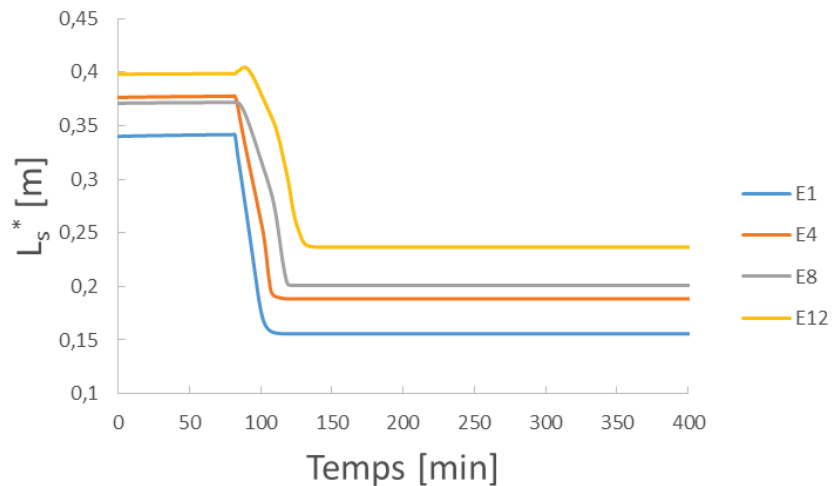


Figure V-17 : variations des niveaux de saumure dans les effets lorsque la pression de la vapeur motrice est augmentée de 50 %

La figure V-17 montre que même lorsque la température de la vapeur entrant au niveau du 1^{er} effet est brusquement augmentée de 8°C, les effets ne se vident pas. Comme tous les niveaux sont inférieurs à la hauteur seuil, cela diminue le temps mis par les niveaux pour atteindre un nouvel état stationnaire et explique tous les brusques changements de pentes.

Physiquement, la hauteur seuil de ces siphons introduit une discontinuité de la réponse des niveaux dans le sens de la vidange des effets, ce qui a pour conséquence de favoriser la stabilisation de l'installation. Mais de ce fait, il n'y a plus de symétrie de la réponse aux échelons positifs ou négatifs.

Ici, nous avons pu montrer le rôle fondamental des siphons en forme de U. En effet, ils permettent non seulement de stabiliser l'installation de manière conséquente, mais également de diminuer fortement la probabilité de vider un effet. Lorsque la pression de la vapeur motrice varie, on peut conclure que les niveaux de saumure sont les plus sensibles et mettent le plus de temps à se stabiliser.

V.2. Réaction de l'installation à des variations du débit d'eau de mer d'alimentation

Une fois étudié l'impact des variations de la pression de vapeur motrice sur l'installation, il est nécessaire de faire évoluer séparément l'autre entrée du modèle afin d'en observer les conséquences sur l'usine. C'est pourquoi cette partie présente les effets de la diminution et de l'augmentation du débit d'eau de mer d'alimentation au niveau du condenseur final. Cette variation se répercute sur le débit d'alimentation de chacun des effets.

Les variations du débit d'alimentation d'un effet ont une influence directe sur les valeurs du coefficient d'échange côté évaporation. He *et al.* (2011) ont réalisé des expériences pour mesurer ce coefficient de transfert de chaleur dans la configuration où de la vapeur est liquéfiée à l'intérieur d'un tube horizontal et de l'eau ruisselle et s'évapore sur la surface extérieure. Leurs expériences ont, entre autre, mis en évidence que, dans cette configuration, le coefficient de transfert augmente presque linéairement avec le débit d'arrosage. En appliquant leurs résultats à notre cas d'étude, donc au débit par unité de longueur observé, on peut supposer que les baisses de débit d'alimentation ne doivent pas induire plus de 10 % de perte sur les coefficients d'échange ce qui nous permet d'estimer que le débit d'alimentation ne doit pas être diminué de plus de 10 %, en rappelant que le débit d'alimentation de chaque effet représente 1/12^{ème} du débit total entrant au condenseur final.

V.2.1. Diminution de 10 % du débit d'eau de mer au condenseur final

La figure V-18 indique les variations sur les deux entrées du modèle.

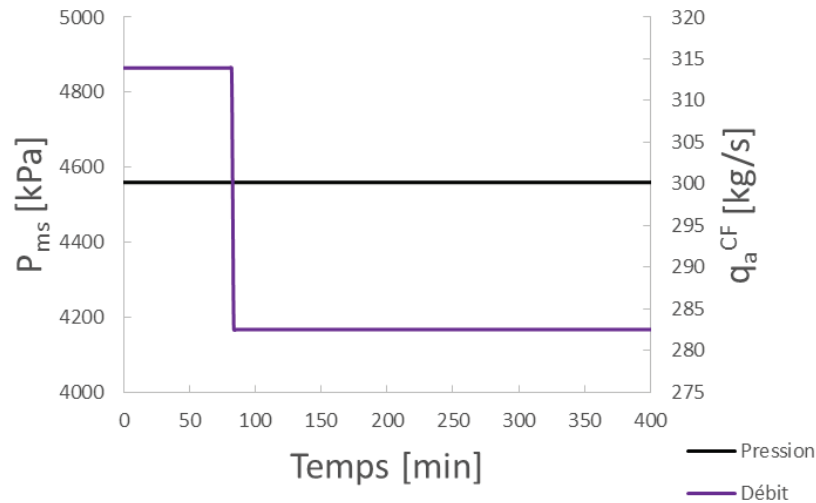


Figure V-18 : variations des variables d'entrée appliquées

La première conséquence des variations de débit d'eau de mer au condenseur final est de modifier la température de l'eau de mer sortant du condenseur final et alimentant les réchauffeurs d'appoint, comme indiqué par la figure V-19.

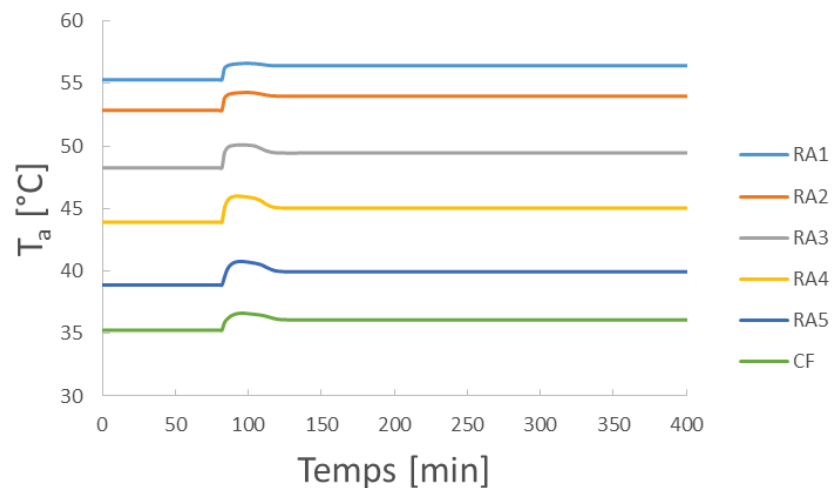


Figure V-19 : variations des températures de l'eau de mer sortant du condenseur final et des réchauffeurs d'appoint lorsque le débit d'eau de mer diminue de 10%

Comme le débit d'eau de mer qui se réchauffe au condenseur final et dans les réchauffeurs est diminué, la température de l'eau de mer qui en sort augmente légèrement.

Les variations de la température de la vapeur dans les effets sont représentées sur la figure V-20.

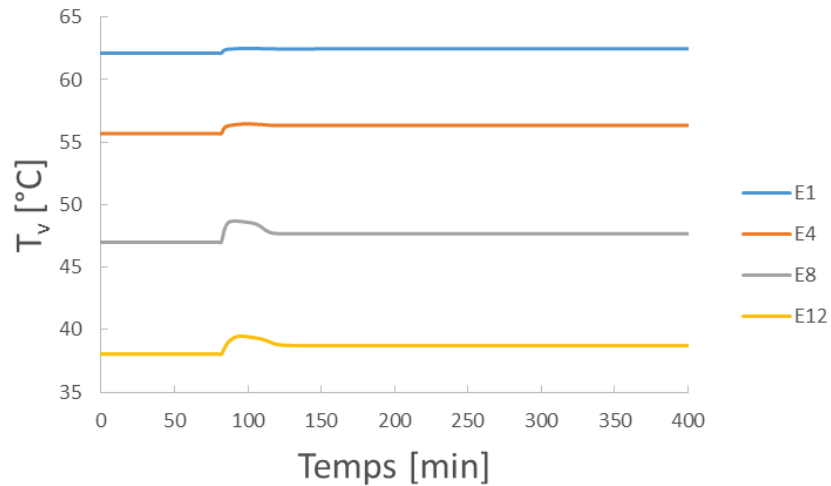


Figure V-20 : variations des températures de la phase vapeur dans les effets lorsque le débit d'eau de mer au condenseur final diminue de 10 %

Les températures de l'appoint dans chaque effet étant légèrement augmentées, il est normal de retrouver les mêmes tendances de variations sur les températures dans les effets. L'impact est plus marqué pour l'effet 12 qui est en relation directe avec le condenseur final.

La figure V-21 permet d'observer les variations sur les débits sortant des effets.

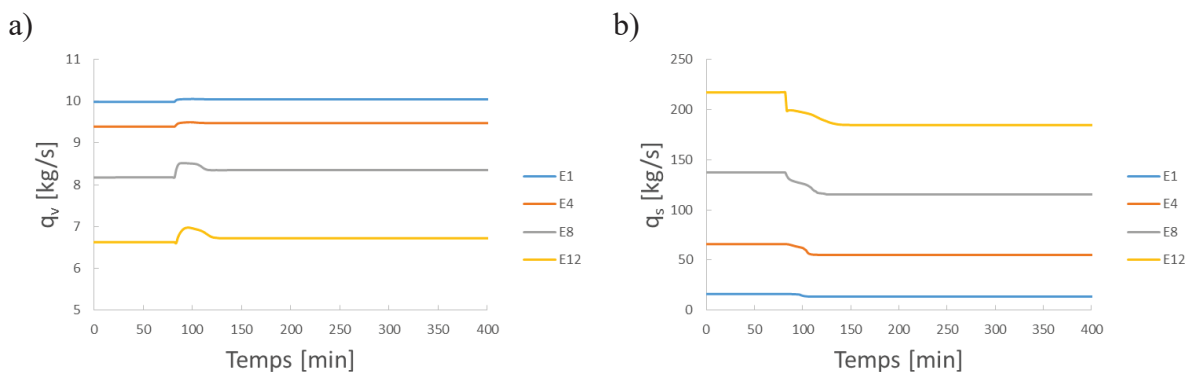


Figure V-21 variations des débits de vapeur produite (a) et de saumure extraite (b) lorsque le débit d'eau de mer au condenseur final diminue de 10 %

Comme dans les simulations précédentes, les débits de vapeur produite suivent les mêmes variations que les températures des effets. Les débits de saumure extraite ne sont que très peu affectés par les variations de la pression motrice, cependant on rappelle qu'ils sont sensibles aux variations du débit d'appoint, par conséquent, ils diminuent également. La perturbation s'atténue entre le 12^{ème} et le 1^{er} effet.

La figure V-22 permet d'observer les variations induites sur les niveaux de saumure dans les effets.

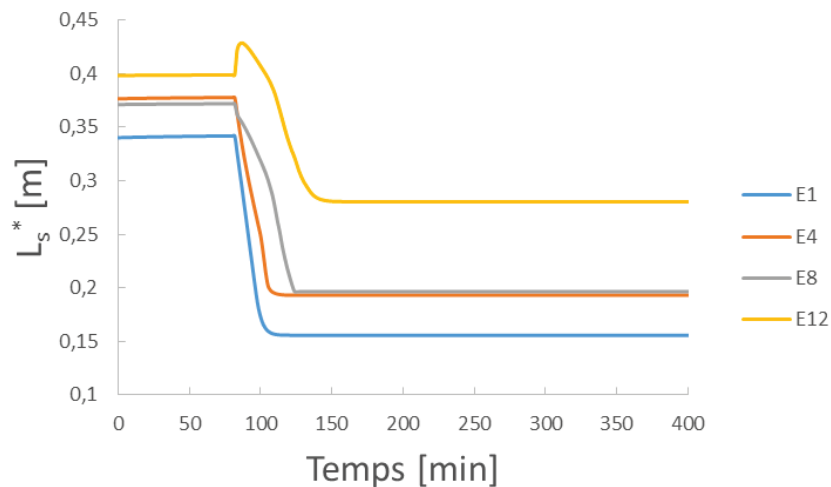


Figure V-22 : variations des niveaux de saumure dans les effets lorsque le débit d'eau de mer au condenseur final diminue de 10 %

Diminuer le débit d'appoint mène logiquement à une diminution des niveaux de saumure dans les effets. Ici encore, les pentes des niveaux sont brusquement déviées, ceci étant dû au fait que la majorité des niveaux de saumure passent en-dessous de la hauteur seuil h_w .

La diminution des niveaux et des débits de saumure couplée à l'augmentation légère des débits de vapeur produite provoque une augmentation de la salinité dans la zone s , comme montré lors des simulations précédentes, ainsi qu'une augmentation de la libération de gaz incondensables.

La figure V-23 indique les variations induites sur les indicateurs de performance.

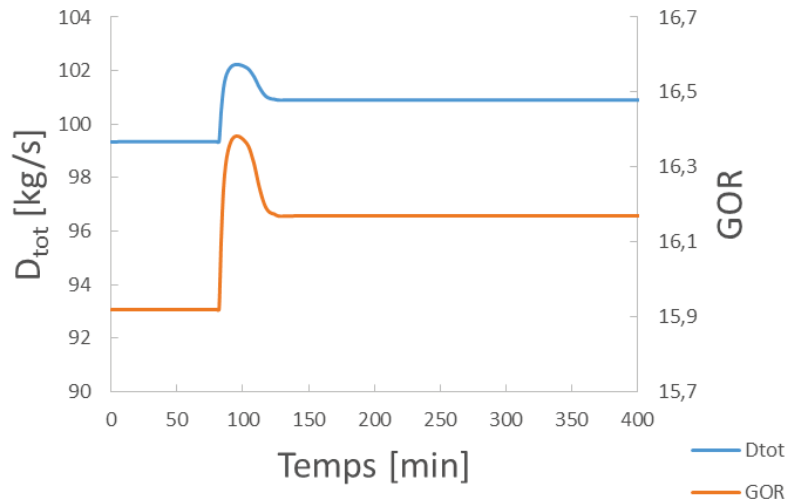


Figure V-23 : variations des indicateurs de performance lorsque le débit d'eau de mer au condenseur final diminue de 10 %

Les températures et les débits de vapeur produite dans les effets augmentent légèrement, ceci entraînant une augmentation légère de la production totale d'eau douce. Le débit de vapeur motrice au niveau du thermo-compresseur n'étant pas affecté par les variations de débit, ceci explique l'augmentation du GOR. La diminution de débit permet à l'appoint d'approcher la température de saturation mais la réduction du débit reste limitée par le bon mouillage des tubes.

En conclusion, une diminution du débit d'alimentation d'eau de mer au condenseur final n'a pas beaucoup d'influence sur les différentes variables de l'installation, mis à part sur les niveaux de saumure dans les effets qui diminuent. Ils sont là encore les variables les plus longues à se stabiliser.

V.2.2. Augmentation de 2.4 % du débit d'eau de mer au condenseur final

Dans cette partie est étudiée l'influence de l'augmentation de 2.4 % du débit d'alimentation d'eau de mer au niveau du condenseur final. Comme cette partie le montre, augmenter le débit d'eau de mer au-delà de 2.4 % n'est physiquement pas correct. En effet, les premiers effets se retrouvent noyés, atteignant de ce fait les limites de fonctionnement de l'usine MED. C'est pour cette raison qu'il a été choisi de limiter la variation à 2.4 % et non 10 % comme pour la partie précédente.

La figure V-24 indique les variations appliquées aux entrées du modèle.

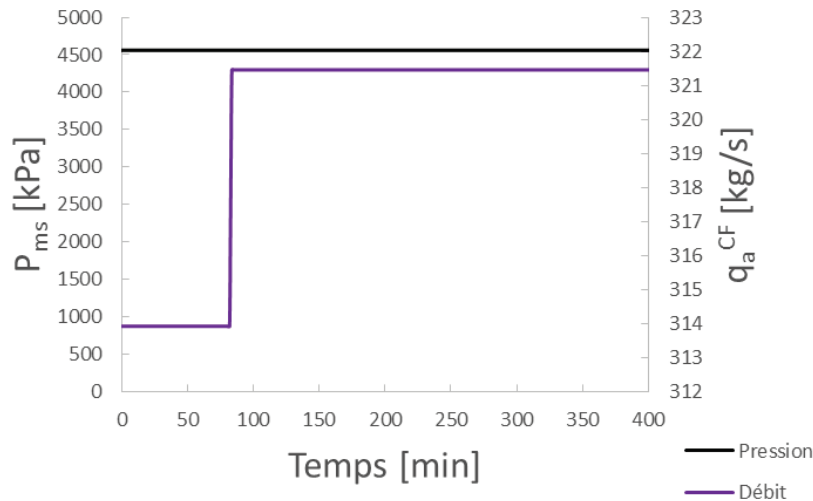


Figure V-24 : variations des variables d'entrée appliquées

En toute logique, les températures de l'eau de mer sortant du condenseur final et des réchauffeurs d'appoint sont ici encore les premières à être impactées par la variation de débit d'eau de mer. La figure V-25 représente les variations de ces températures ainsi que celles dans des phases vapeur dans les effets.

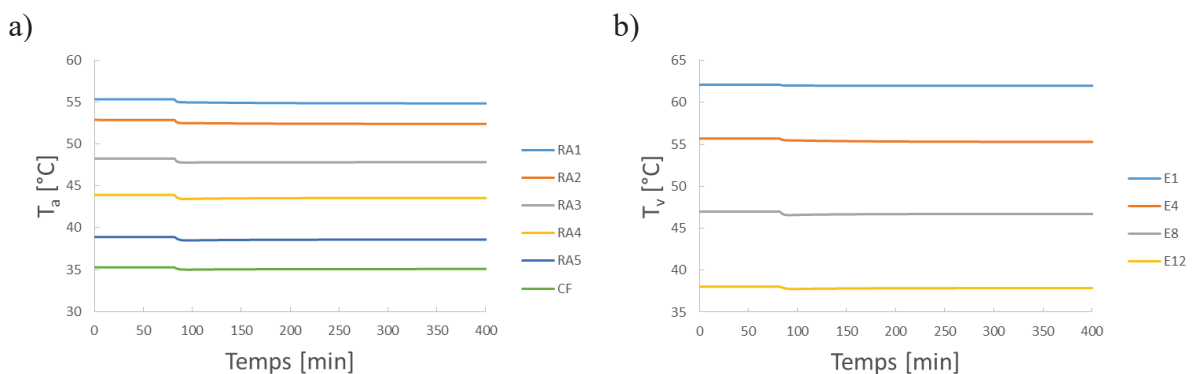


Figure V-25 : variations des températures de l'eau de mer sortant du condenseur final et réchauffeurs d'appoint (a) et dans la phase vapeur des effets (b) lorsque le débit d'eau de mer au condenseur final augmente de 2.4 %

Le débit d'eau de mer d'alimentation du condenseur final augmentant, on observe naturellement une diminution de la température de l'eau de mer sortant du condenseur final et sortant des réchauffeurs. Les variations des températures dans les effets suivent alors les mêmes tendances. Comme la température d'appoint diminue, la température dans l'effet décroît également puisqu'il y a plus d'énergie thermique consommée pour atteindre la température de saturation.

La figure V-26 permet d'observer les variations sur les débits sortant des effets.

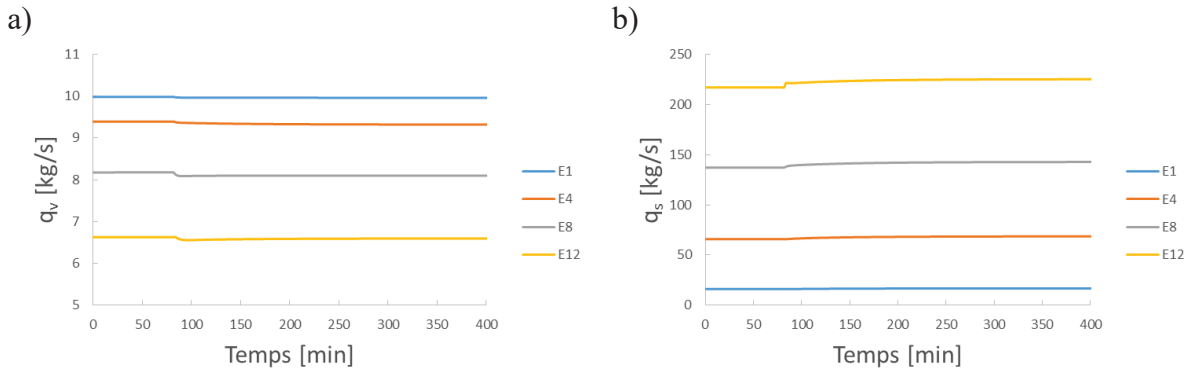


Figure V-26 : variations des débits sortant de vapeur (a) et saumure (b) lorsque le débit d'eau de mer d'alimentation au condenseur final augmente de 2.4 %

Comme c'était le cas dans chacune des simulations, le débit de vapeur suit la même tendance que celle des températures, à savoir que l'on observe une légère diminution. Le débit d'appoint étant augmenté et le débit de vapeur produite diminuant, le débit de saumure sortant augmente.

La figure V-27 représente les variations induites sur les niveaux de saumure dans les effets.

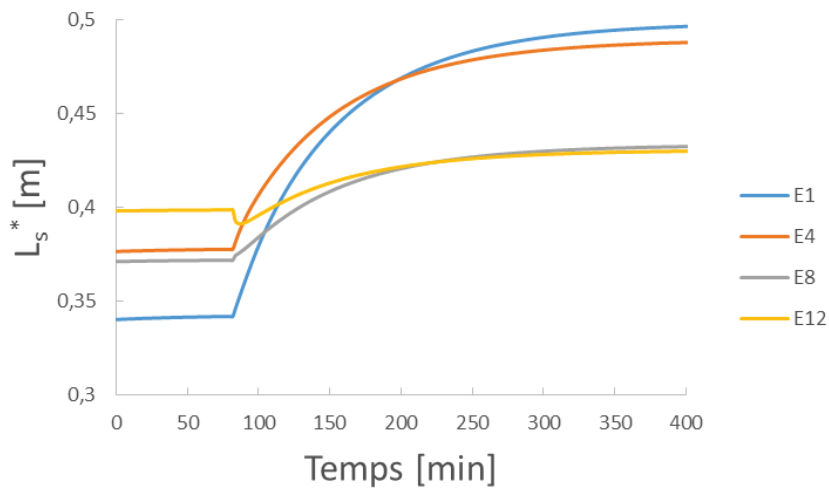


Figure V-27 : variations des niveaux de saumure dans les effets lorsque le débit d'eau de mer au condenseur final augmente de 2.4 %

Cette simulation montre le cas limite de fonctionnement, en effet une augmentation supérieure à 2.4 % (soit une augmentation de 7.5 kg/s) du débit d'eau de mer au condenseur final suffit à noyer les premiers effets, le niveau du 1^{er} effet se situant à moins d'1 mm de la première rangée de tubes.

La figure V-28 indique les changements observables sur les indicateurs de performance.

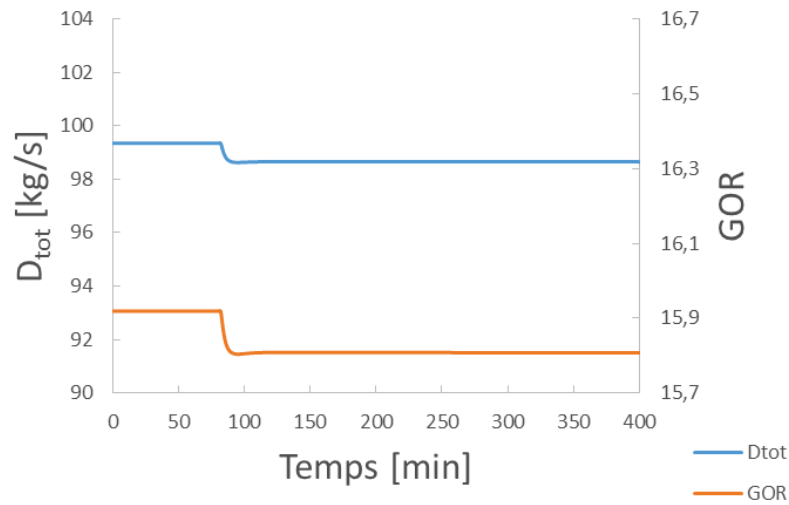


Figure V-28 : variations des indicateurs de performance lorsque le débit d'eau de mer au condenseur final augmente de 2.4 %

Le débit de vapeur produit dans chaque effet diminue, à cause de la diminution des températures, entraînant ainsi une diminution de la production totale d'eau douce. Le débit de vapeur motrice apporté au thermo-compresseur étant fixé par sa pression qui est inchangée, le GOR diminue également.

En conclusion, une augmentation du débit d'eau de mer au condenseur final entraîne une diminution de la température d'appoint de l'eau de mer, menant à une diminution de la température dans les effets et donc également du débit de vapeur produit. L'effet le plus marqué se retrouve sur l'évolution des niveaux de saumure, en effet ceux-ci augmentent considérablement et les premiers effets sont quasiment noyés.

Bien que pouvant être bénéfiques pour le fonctionnement général de l'installation, les variations possibles du débit d'eau de mer restent bornées dans les deux sens par le noyage des faisceaux et par le mouillage complet des tubes.

V.3. Combinaisons simultanées des entrées

Outre l'aspect dynamique, le couplage d'une installation MED à une source d'énergie variable se traduit par une alimentation en vapeur avec une puissance thermique disponible et une température, donc une pression, variables. Le but de combiner les deux variations est d'étudier dans quelle mesure l'une permettrait de compenser l'autre afin de maîtriser la dynamique de l'ensemble.

L'étude séparée des variations des deux entrées nous a permis de conclure que les niveaux de saumure sont les variables les plus affectées et limitent le plus la possibilité d'exploitation d'une usine MED en régime transitoire, du fait de leurs faibles plages de variations possibles et de leurs très longues constantes de temps.

De ce fait, si l'on veut exploiter une installation MED en régime dynamique, il faut développer une stratégie afin de stabiliser les niveaux de saumure dans les effets à des valeurs satisfaisant les contraintes de fonctionnement.

Les simulations précédentes ont également mis en évidence que les niveaux de saumure augmentaient lorsque la pression de la vapeur motrice diminuait mais également lorsque le débit d'appoint augmentait. Et l'inverse est également vérifié. Ceci prouve que les variations des deux entrées ont des effets contraires sur l'usine MED et permet d'avancer l'hypothèse que si les variations des entrées sont combinées et simultanées, alors il serait possible de stabiliser l'installation MED en régime transitoire. Cette partie traite donc de l'étude de différentes combinaisons des variations des variables d'entrée.

V.3.1. Diminution de la pression de la vapeur motrice de 7 % et du débit d'alimentation d'eau de mer au condenseur final de 2.6 %

Comme démontré dans la partie V.1.1, diminuer la pression de la vapeur motrice de 7 % noie les premiers effets. On présente la réaction de l'installation lorsque cette diminution est combinée avec une diminution de 2.6 % du débit d'eau de mer au condenseur final. La figure V-29 montre les variations des variables d'entrée appliquées dans cette configuration.

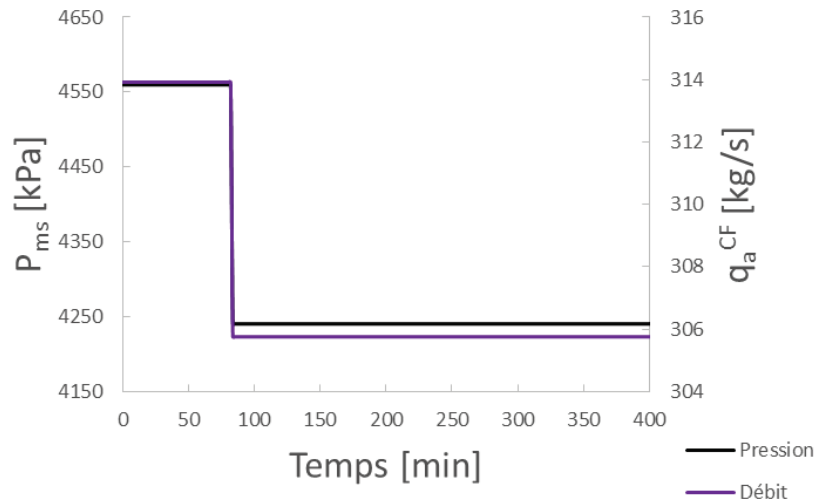


Figure V-29 : variations des variables d'entrée appliquées

La figure V-30 montre les variations des températures de la phase vapeur dans les effets.

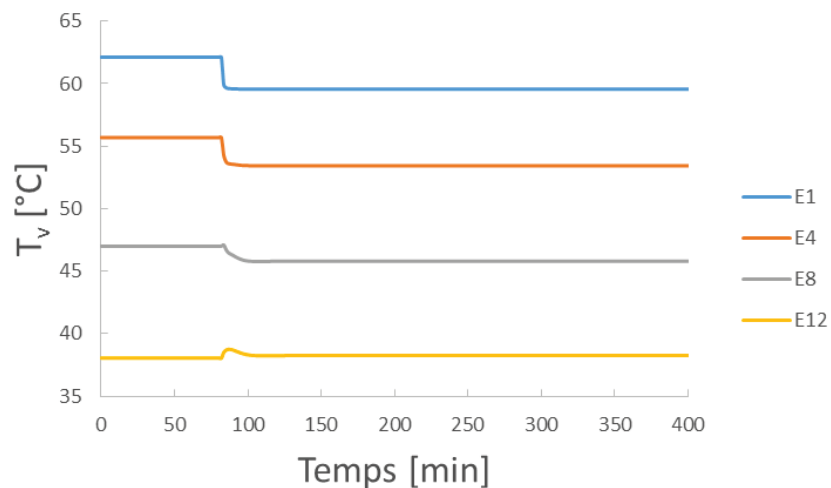


Figure V-30 : variations des températures de la phase vapeur dans les effets lors de la diminution de la pression de vapeur motrice de 7 % et du débit d'eau de mer au condenseur final de 2.6 %

Comme le montrait la figure V-25 (b), la diminution du débit d'eau de mer au condenseur final de 2.6% n'a pas beaucoup d'influence sur les températures dans les effets, cependant la variation de la température de la vapeur entrant au 1^{er} effet a une incidence directe sur celles-ci, entraînant ainsi leur diminution. Par conséquent, le débit de vapeur formé par effet diminue également.

La figure V-31 représente les variations induites des niveaux de saumure dans les effets.

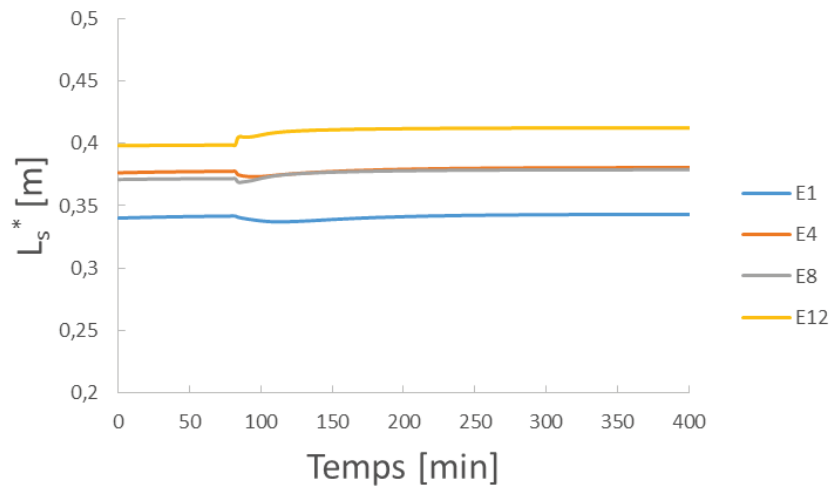


Figure V-31 : variations des niveaux de saumure dans les effets lors de la diminution de la pression de vapeur motrice de 7 % et du débit d'eau de mer au condenseur final de 2.6 %

On peut clairement observer que les niveaux sont quasiment immédiatement stabilisés autour de la valeur précédant les variations des entrées et que les amplitudes de variation sont particulièrement faibles.

La figure V-32 montre les variations des indicateurs de performance.

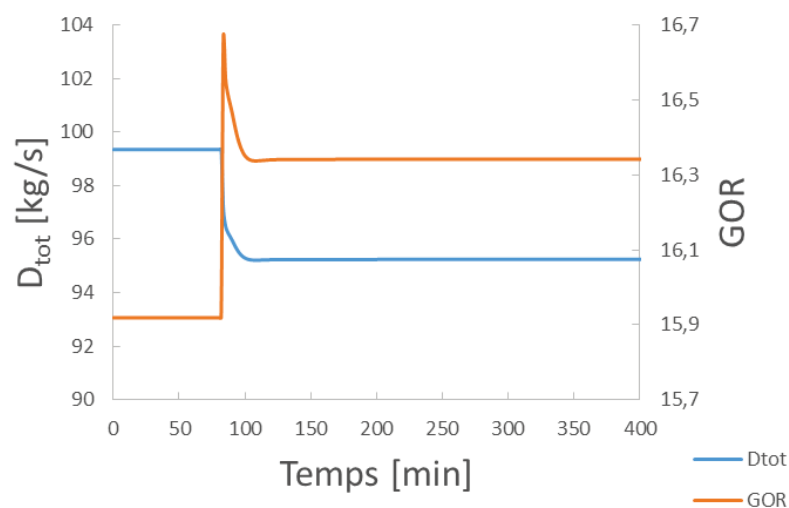


Figure V-32 : variations des indicateurs de performance lors de la diminution de la pression de vapeur motrice de 7 % et du débit d'eau de mer au condenseur final de 2.6 %

La production totale d'eau douce diminue mais reste supérieure à celle obtenue avec la diminution seule de la pression de la vapeur motrice, la réduction de débit au condenseur final compensant en partie la perte de production. Le GOR augmente puisque le débit de vapeur motrice a diminué. On retrouve également le pic sur le GOR observé précédemment, dû au changement brusque de la pression de la vapeur motrice, donc du débit de vapeur.

En conclusion, diminuer simultanément le débit d'alimentation d'eau de mer au condenseur final lorsque la pression de la vapeur motrice chute permet à la fois d'accélérer la stabilisation des niveaux de saumure, qui passe de plus de 3 heures à seulement quelques minutes, et de stabiliser complètement l'installation. On reste ainsi loin des conditions limites de fonctionnement. De plus les performances sont meilleures que lors de la variation de pression seule.

V.3.2. Augmentation de la pression de la vapeur motrice de 7 % et du débit d'eau de mer au condenseur final de 2.6 %

Diminuer simultanément les deux variables d'entrée entrant avait pour effet de stabiliser l'installation, cette partie a pour but de montrer qu'il ne s'agit pas d'un cas exceptionnel de fonctionnement en étudiant aussi l'augmentation simultanée des deux variables. Dans le cas du couplage avec une source d'énergie variable, il est bien évident que les variations auront lieu dans les deux sens.

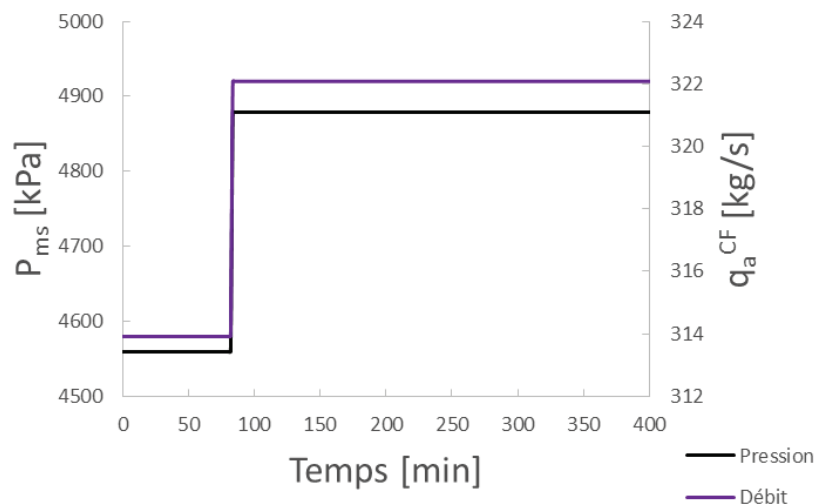


Figure V-33 : variations des variables d'entrée appliquées

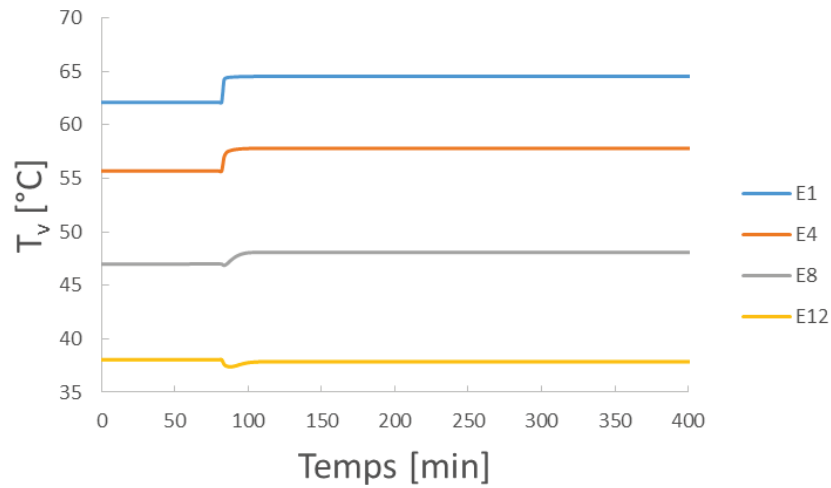


Figure V-34 : variations des températures de la phase vapeur dans les effets lors de l'augmentation de la pression de vapeur motrice de 7 % et du débit d'eau de mer au condenseur final de 2.6 %

Comme lors de la perturbation de la pression de vapeur motrice seule, les températures augmentent, entraînant une augmentation de la quantité de vapeur produite par effet.

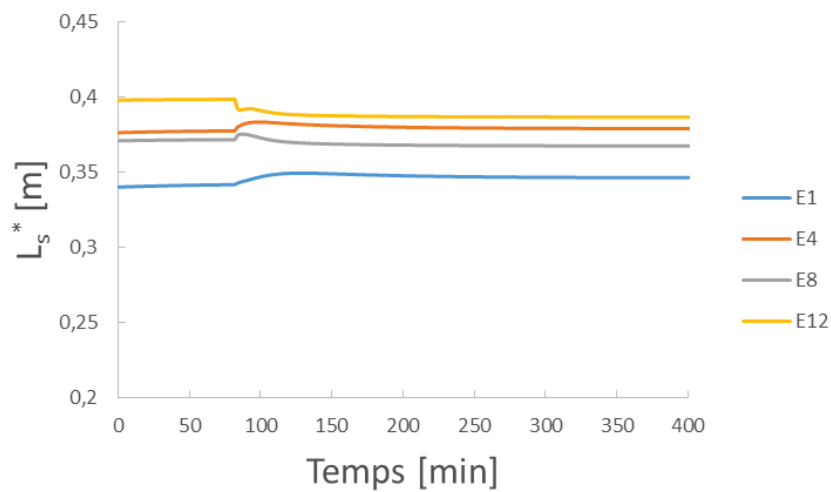


Figure V-35 : variations des niveaux de saumure dans les effets lors de l'augmentation de la pression de vapeur motrice de 7 % et du débit d'eau de mer au condenseur final de 2.6 %

D'après la figure V-35, à nouveau, les niveaux de saumure se stabilisent rapidement et relativement proches de leurs valeurs initiales.

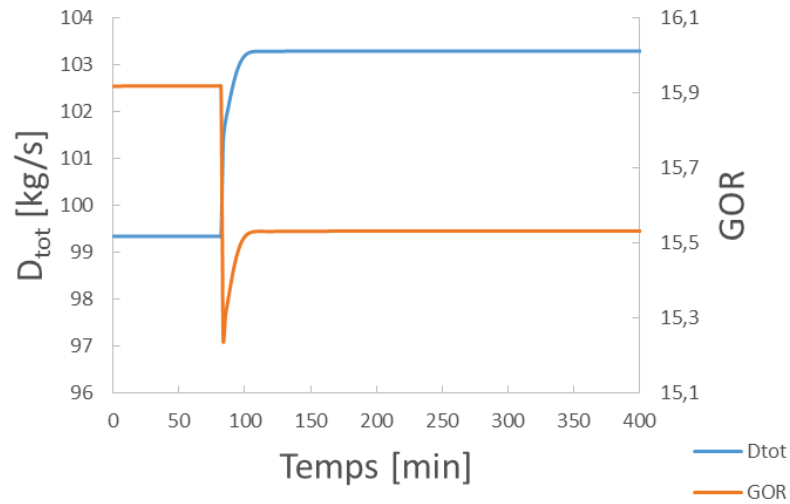


Figure V-36 : variations des indicateurs de performance lors de l'augmentation de la pression de vapeur motrice de 7 % et du débit d'eau de mer au condenseur final de 2.6 %

Les indicateurs de performance suivent une évolution symétrique de celle résultant des deux perturbations inverses : la production totale augmente et le GOR diminue.

V.4. Conclusion

Ce chapitre a permis de mettre en évidence les réactions de l'usine MED lorsque les deux variables d'entrée diminuent ou augmentent, d'abord séparément, puis simultanément.

La première conclusion qui s'impose est liée à la vérification d'une hypothèse de départ, à savoir que les niveaux de saumure sont grandeurs les plus lentes à se stabiliser et les plus sensibles aux variations de charge. Ces variables sont les plus difficiles à contrôler lors de l'exploitation d'une usine MED en régime dynamique à cause des limites acceptables, dans les deux sens.

En se focalisant sur ce dernier point, on a pu observer que des variations bien choisies de débit d'alimentation d'eau de mer pouvaient avoir des effets contraires à celles de la pression de la vapeur motrice. On a pu également mettre en évidence que de faibles variations des entrées suffisaient pour noyer les premiers effets.

De plus, la dernière partie a permis de montrer qu'en faisant varier simultanément le débit d'eau de mer et la pression de la vapeur motrice, on pouvait complètement stabiliser les niveaux de saumure et considérablement diminuer le temps mis par ces niveaux pour atteindre un nouvel état stationnaire. De plus, grâce à cette méthode, les niveaux de saumure se stabilisent près de leurs valeurs initiales.

Enfin, ces simulations ont permis de mettre en évidence qu'une stratégie d'exploitation d'une usine MED en régime dynamique serait *a priori* envisageable. C'est-à-dire, qu'on peut compenser immédiatement les variations de la pression de la vapeur motrice par des variations adaptées du débit d'eau de mer au condenseur final. Ceci a été vérifié pour une variation de pression isolée et unique, c'est-à-dire sans enchainement de perturbations.

Chapitre VI : Simulations numériques du couplage entre l'usine MED de Trapani et un champ solaire à concentration

Le chapitre précédent a permis d'étudier la réaction de l'usine de Trapani lorsqu'elle est soumise à des régimes transitoires. Ceci a ainsi permis de conclure que la variation simultanée du débit d'eau de mer au condenseur final et de la pression de la vapeur motrice avait pour effet de stabiliser complètement l'installation, sans en dégrader les performances. Ceci a été vérifié pour une perturbation unique et isolée. Pour aller au-delà et considérer des variations des entrées plus réalistes, une modélisation du couplage entre une centrale solaire à concentration (CSP) et une usine identique à celle de Trapani est proposée. Le couplage est représenté figure VI-1. Le flux d'énergie solaire alimente un stock d'énergie thermique et l'évaporateur d'un moteur thermique (bloc de puissance) fonctionnant selon un cycle à deux étages de détente. A la sortie du premier étage de détente, une partie du flux de vapeur est utilisée pour alimenter l'usine de dessalement. Le système fonctionne en cogénération d'électricité et d'eau douce.

Le modèle du CSP est très simplifié. Il s'agit de choisir heure par heure les caractéristiques de fonctionnement de l'ensemble pour répartir l'énergie solaire collectée entre le stockage et le bloc de puissance.

A chaque pas de temps, soit toutes les heures, il faut que l'utilisateur réalise des choix de pilotage afin que :

- la demande électrique soit satisfaite en priorité ;
- l'énergie solaire collectée soit répartie entre le stockage et le bloc de puissance (l'objectif étant d'assurer un fonctionnement sur 24 heures, avec un état final identique à l'état initial) ;
- le point de fonctionnement du dessalement est adapté (température de la vapeur prélevée) afin de respecter le bilan énergétique global.

Pour cela, on considère le fonctionnement du champ solaire, du stockage et du moteur thermique comme une suite d'états stationnaires. Le modèle de la centrale solaire a été réalisé sur Excel.

L'établissement du point de couplage entre le champ solaire et le bloc de puissance est un processus itératif car la puissance solaire délivrée dépend de la température moyenne du champ solaire, par le rendement des capteurs, et la puissance consommée dépend aussi de cette température, par l'efficacité de Carnot. La température de couplage est donc celle pour laquelle les deux puissances thermiques sont identiques, à la puissance correspondant à l'énergie stockée près.

La première partie présente le modèle simplifié d'un champ solaire et d'un stockage thermique associés à un bloc de puissance. Ce modèle permet d'obtenir un profil journalier de température de la vapeur, considérée comme saturée, prélevée sur le bloc CSP qui sert d'entrée au modèle MED. Le débit de vapeur entrant au 1^{er} effet est calculé selon le coefficient d'échange de chaleur correspondant à la température entrante.

L'association du CSP et de l'usine MED nécessite quelques changements dans le modèle MED, ceux-ci sont présentés dans la seconde partie. La troisième partie présente les résultats du fonctionnement de l'installation MED avec les variations de charge et permet de conclure quant à la nécessité d'une stratégie de régulation. Celle-ci est présentée dans la quatrième partie. Enfin la dernière partie présente les résultats de l'installation MED couplée à une source d'énergie renouvelable lorsque l'algorithme de contrôle est implémenté.

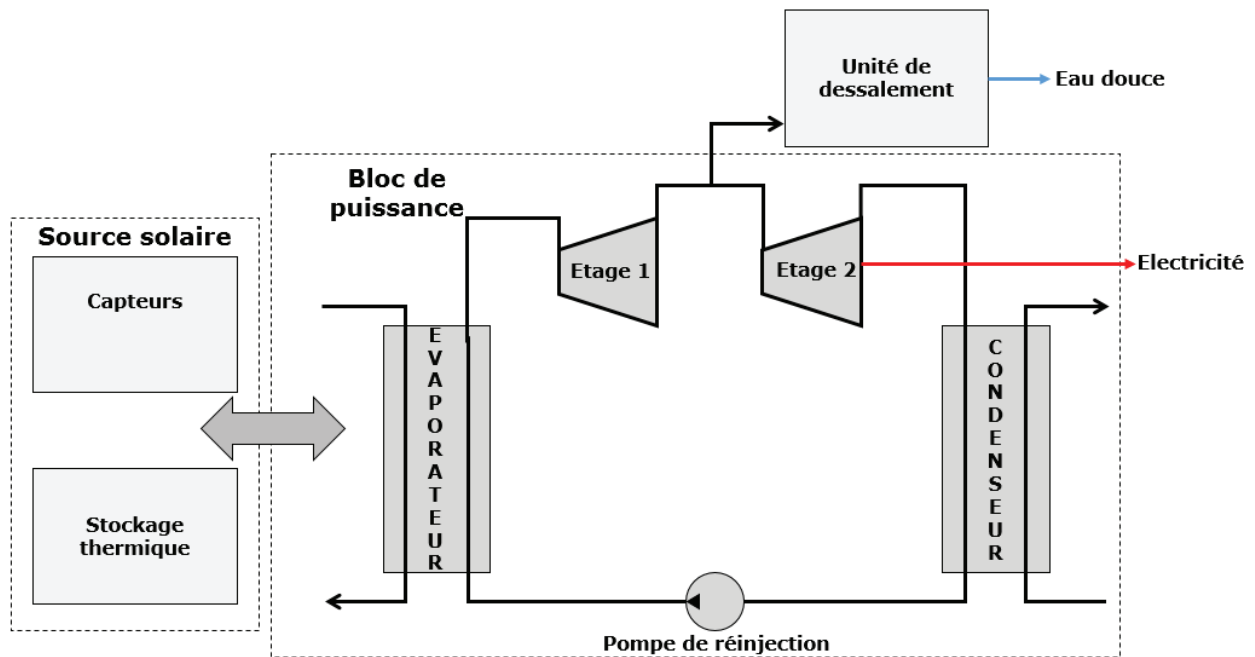


Figure VI-1 : schéma de principe du couplage CSP-MED. Source : Bandelier *et al.* (2016)

Le modèle de la centrale solaire permet d'obtenir un profil de température sur 24 heures avec une donnée fournie chaque heure. Pour les simulations du couplage CSP-MED, les températures ont été interpolées afin d'obtenir plusieurs points par heure. La simulation représente toujours 24 heures de fonctionnement mais l'intervalle entre chaque point est de 15 minutes.

VI.1. Modélisation des composants de la centrale CSP

Les différents sous-modèles utilisés ici ont été développés par Philippe Bandelier au CEA Grenoble, les équations se trouvent en Annexe IV, seul le principe global est présenté ici.

VI.1.1. Modèle stationnaire du champ solaire

Le modèle de champ solaire développé est basé sur un champ fictif de capteurs de Fresnel linéaires qui serait situé à Agadir (Maroc) ayant une surface de 400 000 m². Cette surface a été déterminée afin d'assurer la fourniture de 217 MWh électriques nets sur 24 heures d'une journée type, en répondant à un profil de demande de puissance électrique. Le champ solaire est décrit par une surface de capteurs exprimée en mètres carrés d'ouverture et un débit de capacité calorifique du caloporteur. Une loi de rendement en fonction de la température moyenne du caloporteur et du flux solaire incident est appliquée. Le flux solaire incident est calculé grâce aux données d'enseillement (Direct Normal Irradiance: DNI) du jour et de l'heure corrigées d'un coefficient d'incidence qui ne prend en compte que l'altitude du soleil du fait de la présence d'un suivi en azimut. Ce module restitue une puissance thermique disponible pour une température moyenne du caloporteur à déterminer par le couplage avec le moteur thermique.

VI.1.2. Modèle stationnaire du bloc de puissance

Le modèle simplifié est basé sur une approche semi-empirique. On définit un cycle de référence qui délivre une puissance électrique nette nominale pour des conditions de puissance thermique et de températures à la source chaude et à la source froide nominales. Lorsque les conditions de fonctionnement varient, on calcule les caractéristiques du nouveau point de fonctionnement par écart par rapport au point nominal.

Le cycle moteur du bloc de puissance est constitué de deux étages de détente entre lesquels on prélève de la vapeur pour alimenter l'évapo-condenseur de tête du procédé MED. Les deux étages sont caractérisés par une puissance nominale et un rendement pour des conditions de fonctionnement de référence. On applique ensuite une loi de dégradation en fonction des conditions de fonctionnement calculées. Cette dégradation est la conséquence de la variation de l'efficacité de Carnot aux bornes de chacun des étages de détente auquel on applique une correction supplémentaire du fait qu'on s'écarte du point nominal de fonctionnement des étages de détente. Cette loi de dégradation empirique a été déterminée à partir de caractéristiques réelles de turbines fonctionnant avec des fluides organiques d'ORC et de Rankine à vapeur, dans le cas d'étude considéré, il s'agit d'eau. On utilise aussi un seuil de charge en dessous duquel les turbines ne peuvent plus fonctionner. A la puissance brute délivrée par les turbines, on retranche une fraction correspondant à la consommation de la pompe de réinjection du fluide de travail du condenseur vers l'évaporateur. Aucun récupérateur entre la sortie du 2^{ème} étage de détente et le condenseur n'est pris en compte, ni les surchauffes intermédiaires qu'on trouve sur les cycles à vapeur. Ces paramètres sont indirectement pris en compte par un rendement des convertisseurs légèrement surévalué. On impose un schéma de régulation qui fixe la température de retour du caloporteur vers le champ solaire. Le débit de capacité calorifique est donc recalculé à chaque point de fonctionnement. L'efficacité thermique de l'évaporateur permet de calculer une température de saturation en entrée du premier étage de détente. Les caractéristiques du bloc de puissance dans les conditions nominales figurent en Annexe IV.

VI.1.3. Modèle du stockage thermique

Le stockage thermique est décrit selon un modèle de gestion en énergie, avec un rendement appliqué entre l'énergie stockée et celle effectivement restituée. L'état du stockage est suivi heure par heure par la quantité d'énergie stockée/déstockée et non pas par la température moyenne d'un volume chaud et la température moyenne d'un volume froid. Lors de la décharge du stockage, le niveau de température est supposé être en adéquation avec la température nominale du cycle du moteur thermique. Afin de répondre à la contrainte de fourniture électrique sur 24 heures, la capacité nette restituée du stockage calculée est 650 MWh thermiques.

VI.1.4. Résultats du modèle simplifié de la centrale solaire repris comme entrée du modèle dynamique de l'usine MED

Les sous-modèles présentés permettent d'obtenir les profils représentés par la figure VI-2. La courbe de demande électrique à satisfaire est représentée sur laquelle vient se superposer la puissance réellement fournie (contrainte à satisfaire) et l'état du stockage sur 24 heures, vérifiant que l'état final est quasiment identique à l'état initial. La figure VI-2.b) donne le profil de température de vapeur d'eau fournie à l'usine MED, résultant de ces deux contraintes.

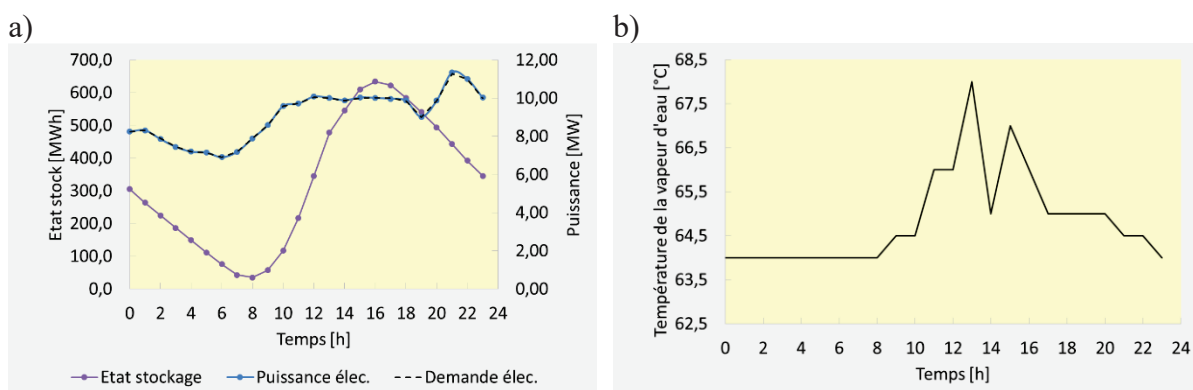


Figure VI-2 : Résultats du modèle simplifié de la centrale solaire. a) demande électrique à satisfaire, puissance réellement fournie et état du stockage ; b) Température de la vapeur d'eau prélevée

VI.2. Adaptation du modèle de l'usine MED de Trapani

Pour le couplage avec la centrale solaire, certains changements sont nécessaires pour utiliser correctement le modèle initialement adapté à l'usine de Trapani. Tout d'abord, le couplage concerne une centrale CSP avec une usine MED, donc le composant de thermo-

compression de vapeur est enlevé. De ce fait, la vapeur issue de la centrale solaire est directement utilisée comme vapeur de chauffe au niveau du 1^{er} effet. Ceci oblige à augmenter la surface du condenseur final comme il doit être en mesure de liquéfier toute la vapeur produite au niveau du dernier effet (soit environ 8 kg/s selon les conditions nominales de fonctionnement de l'usine de Trapani) contrairement au cas précédent où une partie était reprise par le thermo-compresseur. De plus, le débit de vapeur entrant au 1^{er} effet est calculé d'après le transfert de chaleur possible selon la température de la vapeur entrante. On se retrouve bien dans la même configuration que lors des simulations précédentes : il y a deux entrées au modèle MED : la température (ou la pression) de la vapeur de chauffe, considérée comme saturée, et le débit d'alimentation d'eau de mer du condenseur final.

VI.3. Présentation des résultats du couplage sans stratégie de régulation

Le modèle de la centrale solaire permet d'obtenir un profil typique de température de vapeur d'eau lors du fonctionnement de l'usine CSP-MED pour une journée de printemps servant d'entrée au modèle de l'usine de Trapani.

Sans régulation appliquée sur le débit d'eau de mer d'alimentation au niveau du condenseur final, le débit est fixé selon les conditions nominales de fonctionnement de l'usine de Trapani, soit 313.92 kg/s.

La figure VI-3 indique les variations subies par les deux entrées du modèle MED : la température de la vapeur issue du CSP et le débit d'eau de mer au niveau du condenseur final.

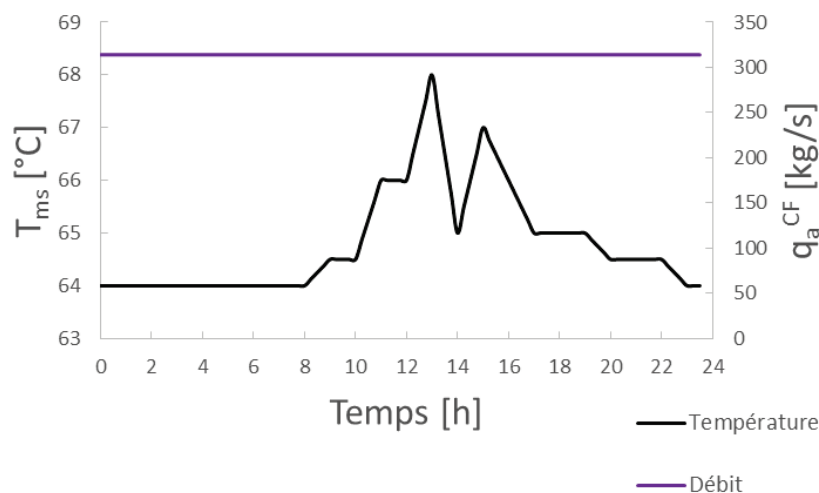


Figure VI-3 : variations des variables d'entrée appliquées

On notera que la température de vapeur disponible pour le dessalement, donc finalement la dynamique de la source chaude, a deux origines. Premièrement, l'ensoleillement, bien sûr qui

varie régulièrement et continuellement au cours de la journée ou brutalement en cas de nébulosité persistante. Deuxièmement à cause du fait qu'une centrale électrique doit répondre à une demande caractérisée par un profil de puissance électrique et la satisfaction de cette demande étant mise en priorité, la source chaude dédiée au dessalement devient complètement dépendante des conditions fonctionnement du bloc de puissance et du stockage.

Au cours du pilotage de l'ensemble du système, plusieurs cas peuvent se présenter, les plus critiques étant les suivants :

- La demande électrique est forte mais l'ensoleillement est faible ou nul, donc la puissance thermique disponible pour le dessalement est limitée, voire nulle. Dans ce cas, on peut compenser en puisant de l'énergie dans le stockage thermique ;
- La demande électrique est constante à un niveau moyen avec un ensoleillement fort, mais pour assurer la disponibilité du stockage thermique sur 24 heures, on stocke une partie importante de la puissance thermique. Ceci entraîne une diminution de la puissance thermique disponible pour le dessalement et explique la présence du pic à basse température du profil de la figure VI-3. En l'état, l'exercice est d'autant plus intéressant que ce pic constitue une variation relativement brutale et de forte amplitude de la variable d'entrée.

Les températures de la vapeur dans les effets sont impactées selon la figure VI-4.

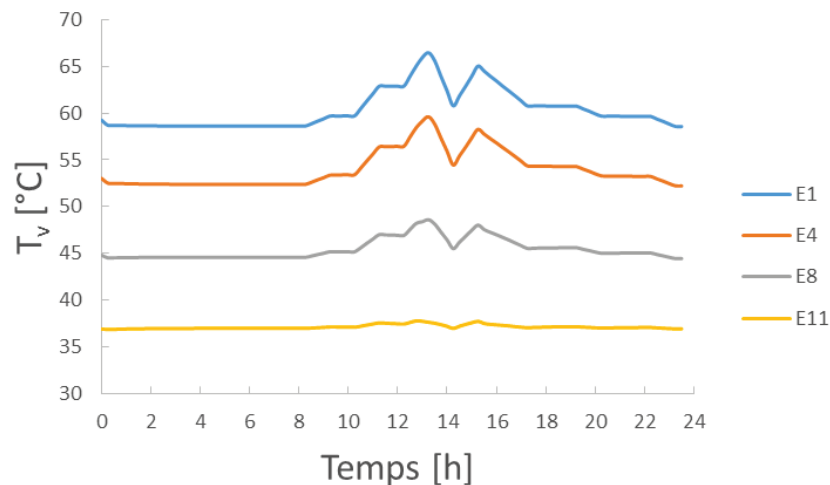


Figure VI-4 : variations des températures de la phase vapeur dans les effets, sans régulation

Les températures suivent bien la même tendance que la température de la vapeur issue de la centrale solaire. Comme lors des simulations précédentes, les débits de vapeur suivent également la même tendance alors que les débits de saumure ne sont que très peu impactés.

La figure VI-5 représente les variations des niveaux de saumure dans les effets.

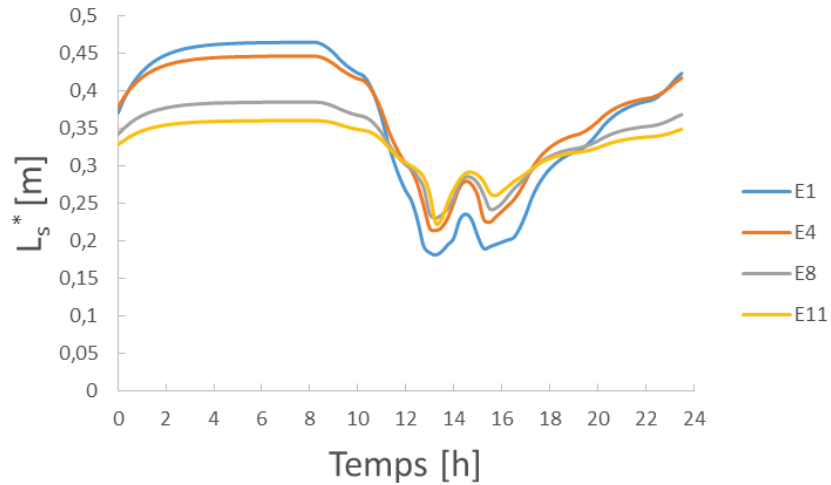


Figure VI-5 : variations des niveaux de saumure dans les effets, sans régulation

L'enchaînement de variations de la température de la vapeur provoque un déséquilibre total de l'installation, les niveaux de saumure varient nettement et s'approchent des conditions limites de fonctionnement. Même si l'installation MED conserve un fonctionnement acceptable, il n'est absolument pas optimal. De plus on peut également nettement observer que le premier effet est le plus touché et la perturbation s'atténue au fur et à mesure qu'on s'éloigne de celui-ci.

La figure VI-6 indique les variations des indicateurs de performance.

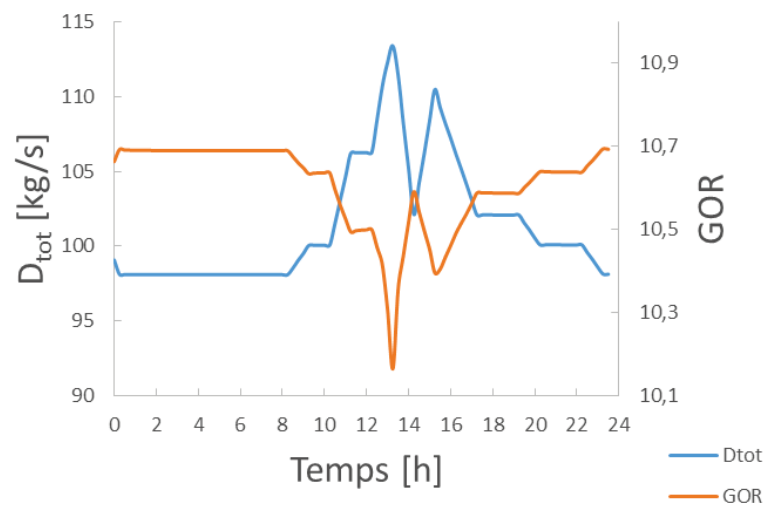


Figure VI-6 : variations des indicateurs de performance, sans régulation

Comme lors des perturbations isolées, lorsque la température de la vapeur de chauffe au 1^{er} effet augmente, la production augmente, entraînant une diminution du GOR, et inversement.

En conclusion, ce profil particulier de température permet à l'installation MED de fonctionner, même lors d'un enchaînement de perturbations. Cependant, les niveaux de saumure sont très instables et trop proches des limites de fonctionnement pour conclure que l'installation peut être couplée à des énergies renouvelables sans stratégie de régulation. Ceci confirme les conclusions préliminaires établies dans le chapitre précédent lors de l'étude de différentes perturbations uniques et ponctuelles.

VI.4. Présentation de l'algorithme de régulation

Les derniers chapitres ont permis d'établir que les niveaux de saumure sont les variables à contrôler afin de stabiliser l'usine MED lors de régimes transitoires. De plus, le 1^{er} effet est celui qui subit la plus forte perturbation et il est le 1^{er} touché. Si l'on atténue la réaction du niveau de saumure au premier effet, cela devrait contribuer à stabiliser l'installation entière. C'est pourquoi, nous avons développé un algorithme de contrôle visant à stabiliser le niveau dans ce premier effet, qui est présenté figure VI-7.

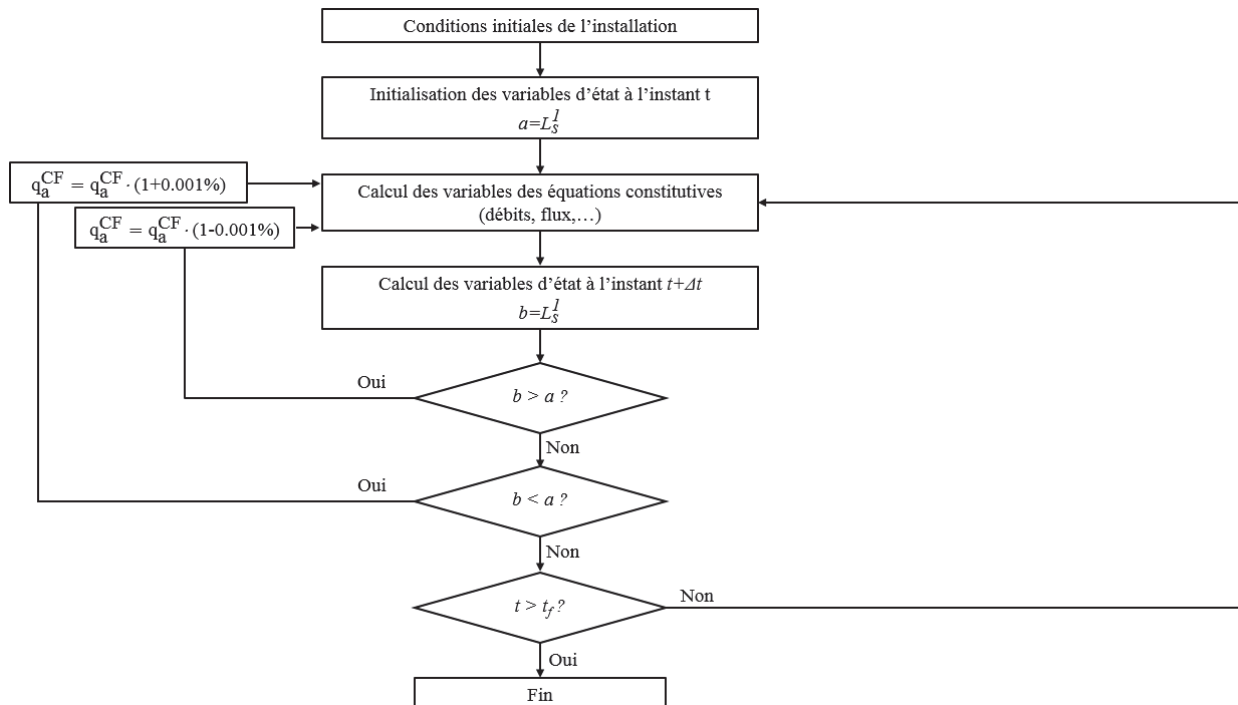


Figure VI-7 : algorithme de résolution numérique du modèle MED-CSP avec la régulation

Il s'agit d'un algorithme de commande qui permet d'ajuster le débit d'alimentation au condenseur final de façon à stabiliser le niveau de saumure du 1^{er} effet autour de la valeur moyenne de 0.25 m (compté à partir du bas de l'effet) afin de s'éloigner des conditions limites de fonctionnement. Ceci est réalisé à chaque itération, soit toutes les 15 minutes. L_s^I est le niveau de saumure au 1^{er} effet. Avant le calcul des variables d'état au temps $t+\Delta t$, la valeur du niveau de saumure est affectée à une variable a (soit environ 0.25 m). Une fois le système d'équations différentielles résolu, la nouvelle valeur du niveau de saumure au 1^{er} effet est affectée à une variable b . Les variables b et a sont ensuite comparées afin de déterminer si il faut augmenter ou diminuer le débit d'alimentation au niveau du condenseur final par rapport à sa valeur précédent l'intégration, ceci jusqu'à obtenir une valeur après intégration différente de maximum 1% du niveau initial. Le débit de référence pour commencer la simulation est le débit nominal de l'usine de Trapani, soit 313.92 kg/s.

VI.5. Présentation des résultats du couplage avec l'implémentation d'une stratégie de régulation

Cette partie présente les résultats du fonctionnement de l'installation MED pour le même profil de températures issu du modèle du CSP que précédemment mais avec la stratégie de contrôle ajoutée au modèle MED. Comme l'algorithme de régulation impose au 1^{er} effet d'avoir un niveau de saumure autour de 0.25 m (compté à partir du bas de l'effet), le débit d'alimentation d'eau de mer au condenseur final est différent au début de la simulation que dans la partie précédente, du fait de la présence de l'algorithme de contrôle, expliquant ainsi pourquoi les valeurs des niveaux de saumure sont différentes en début de simulation dans les deux cas.

La figure VI-8 présente les variations appliquées aux entrées du modèle MED, le débit d'alimentation d'eau de mer au condenseur final est donc ajusté à chaque pas de temps grâce à l'algorithme de régulation, soit toutes les 15 minutes.

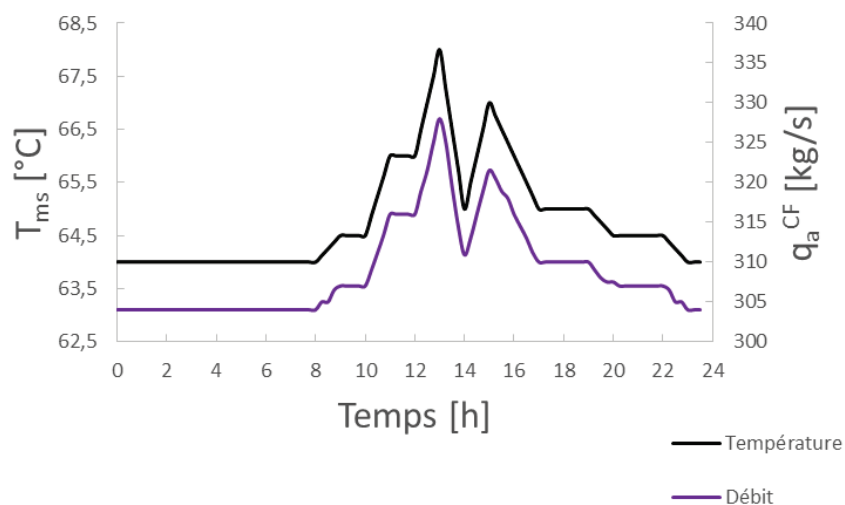


Figure VI-8 : variations des variables d'entrée de l'installation MED

La figure VI-9 montre les variations des températures des phases vapeur des effets.

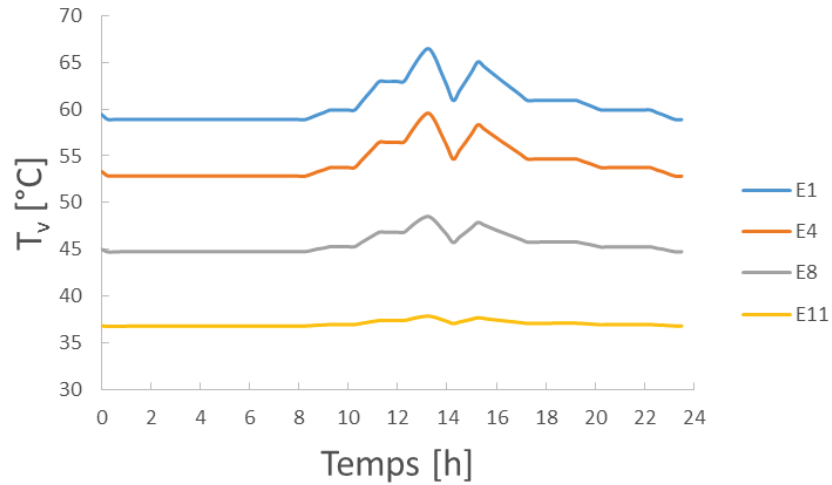


Figure VI-9 : variations des températures de la phase vapeur dans les effets, avec régulation

Comme montré lors des perturbations isolées, les variations du débit d'alimentation au condenseur final n'ont pas beaucoup d'influence sur la température de la vapeur dans les effets, donc il est normal de retrouver des profils de températures quasiment identiques à ceux obtenu sans régulation.

La figure VI-10 donne les variations des niveaux de saumure avec cette stratégie de compensation.

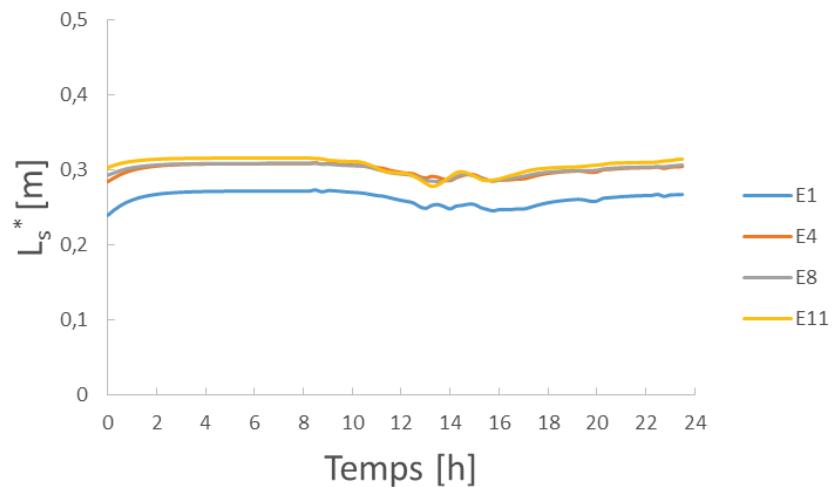


Figure VI-10 : variations des niveaux de saumure dans les effets, avec régulation

La figure VI-10 permet de vérifier que stabiliser le niveau de saumure au premier effet permet bien de stabiliser tous les niveaux de saumure dans les autres effets, loin des conditions limites de fonctionnement.

La figure VI-11 permet de montrer que les performances de l'installation ne sont quasiment pas affectées par l'ajout de la stratégie de régulation.

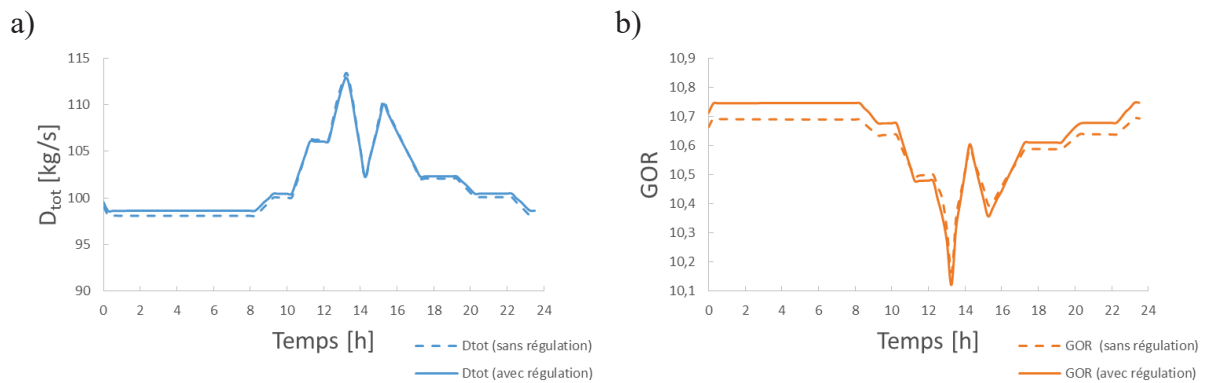


Figure VI-11 : comparaison des variations des indicateurs de performance, avec régulation et sans régulation

En intégrant la production d'eau douce sur la journée entière, on produit 8560 kg/s sans régulation et 8582 kg/s avec régulation. Ces valeurs sont également très proches des conditions nominales de fonctionnement de l'usine de Trapani (9000 m³/jour) pour ce jour type de Printemps.

Concernant le GOR, on obtient 10.60 sans régulation et 10.63 avec la régulation. Ces valeurs sont suffisamment proches pour conclure quant à la conservation des performances suite à l'implémentation de l'algorithme de contrôle.

VI.6. Conclusion

Ce chapitre a permis d'étudier en simulation le couplage fictif de l'usine de Trapani avec une source d'énergie renouvelable, à savoir un champ solaire à concentration associé à un stockage thermique et à un bloc de puissance générant de l'électricité.

Le modèle de la centrale solaire a servi à déterminer un profil de température réaliste en sortie du CSP pour une journée type de printemps afin d'étudier le comportement de l'installation MED.

Dans un premier temps, l'installation MED a été soumise à ces variations sans appliquer de régulation et il est devenu évident que pour pouvoir exploiter une installation MED en régime dynamique il fallait développer des stratégies de contrôle pour stabiliser les niveaux de saumure dans les effets.

Grâce à ces dernières observations, une stratégie de contrôle a été développée pour stabiliser le niveau de saumure du premier effet, l'hypothèse étant que cela provoquerait la stabilisation de l'ensemble des niveaux. Afin de maintenir le niveau de saumure au premier effet autour de la valeur moyenne de 0.25 m (à partir du bas de l'effet), le débit d'alimentation d'eau de mer au condenseur final est ajusté à chaque pas temps.

Enfin, la dernière partie présente les résultats lorsque l'algorithme de contrôle est implémenté. Ceci a permis de valider l'efficacité de la stratégie de régulation définie car les niveaux de saumure sont bien tous stabilisés et les autres variables (températures, indicateurs de performance...) ne sont que très légèrement impactées. Cela a également prouvé la faisabilité du couplage entre une centrale CSP et MED pour finalement émettre l'hypothèse vraisemblable qu'il serait possible d'exploiter une usine MED couplée à des énergies renouvelables en ajustant le débit d'alimentation lorsque la température de chauffe au premier effet varie, même notablement.

Conclusion générale et perspectives

En 2015 il était estimé qu'une personne sur dix n'avait pas accès à l'eau potable (Fonds des Nations Unies pour l'enfance, Organisation Mondiale de la Santé, 2015). De plus, grâce aux modèles développés par l'Institut des Ressources Mondiales pour étudier les changements climatiques et les scénarios socio-économiques, il est prévu qu'au moins 33 pays subiraient d'extrêmes pénuries d'eau d'ici 2040. Pourtant, l'eau est une des ressources les plus présentes et inépuisables sur Terre, couvrant les trois quarts de la planète (Kalogirou, 2005). Environ 97% de l'eau sur Terre est de l'eau salée et 3% est de l'eau douce dont une grande partie est piégée sous forme de glace au niveau des pôles. Du fait de sa nette abondance, dessaler l'eau de mer, ou les eaux saumâtres, est une solution présentant un immense attrait. C'est dans ce contexte global que s'est inscrit le travail de cette thèse.

Plusieurs technologies existent afin de dessaler de l'eau de mer, les procédés membranaires et thermiques étant les plus développés. Les procédés par distillation se déclinent en deux catégories principales : les usines fonctionnant sur le principe de détentes successives (MSF), peu propices aux variations de charge, et le procédé par distillation par multiple-effet (MED) qui fait l'objet de l'étude de cette thèse. Ses hautes performances énergétiques et sa tolérance aux variations de charge en fait ainsi un candidat idéal pour un couplage avec une source d'énergie renouvelable. La principale source d'énergie thermique nécessaire au fonctionnement d'une usine MED est de la vapeur (ou de l'eau chaude) alimentant le 1^{er} effet. Actuellement, elle provient principalement d'énergies primaires fossiles. En considérant les préoccupations environnementales mais aussi économiques, ceci n'est évidemment pas pérenne. Les technologies MED sont matures et leur fonctionnement est maîtrisé en régime permanent, il serait donc dommage d'abandonner cette technologie. Pour assurer son maintien il est donc fondamental de coupler ce procédé avec une source d'énergie qui n'est pas nuisible pour la planète. Plusieurs cas sont possibles, soit il s'agit d'une source d'énergie renouvelable, comme l'énergie solaire à concentration (CSP), soit on se retrouve dans le cas de la poly-génération : une puissance thermique disponible issue d'un rejet est répartie entre plusieurs utilisations (eau douce, eau chaude, froid...) selon la demande ou la stratégie d'exploitation à un moment donné. Quel que soit le cas, on se retrouve dans une situation où la puissance thermique disponible pour l'usine MED varie. Actuellement les installations MED fonctionnant exclusivement avec une source d'énergie fixe afin d'assurer une production fixe ou variant très lentement pour passer d'un état à un autre, leur comportement en régime transitoire rapide n'est donc pas connu. C'est pourquoi, il a été décidé de développer un modèle en régime dynamique de ce type d'installation, afin d'étudier les réactions de l'usine MED lorsqu'elle soumise à des variations de charge rapides.

L'étude bibliographique, présentée dans le second chapitre, nous a permis de constater que, logiquement, peu de travaux existent sur la modélisation en régime transitoire, et la plupart contiennent de grosses lacunes limitant l'analyse possible du comportement d'une usine MED en régime dynamique. Néanmoins, cette étude a permis d'identifier une équipe de recherche de l'université de Palerme ayant une approche similaire à la nôtre afin de développer une

collaboration, nous permettant ainsi d'accéder à un certain nombre de données sur le fonctionnement d'une usine MED située à Trapani (Sicile).

Ensuite, un modèle générique décrivant le comportement d'une usine MED en régime transitoire a été développé. Ce modèle s'appuie sur des équations de conservation de masse, d'énergie, de sels et de gaz incondensables. Il se différencie de ceux existants par la considération suivante : la différence de pression et/ou de niveau de saumure entre deux effets successifs est la force motrice du déplacement de matière entre les effets et permet ainsi de caractériser les flux de vapeur et de saumure sortant d'un effet. Ce modèle se veut être représentatif du fonctionnement réel d'une installation MED car ses seules entrées sont la pression de la vapeur motrice et le débit d'alimentation en eau de mer au condenseur final. Il s'agit bien là des deux variables contrôlées lors de l'exploitation d'une usine MED. Ce modèle est valable pour tout type d'installation sous réserve de connaître ses caractéristiques géométriques.

Le chapitre IV présente un cas d'application du modèle développé. Ce chapitre détaille les étapes nécessaires à la modélisation dynamique de l'usine MED-TVC située à Trapani avec le logiciel MATLAB[®]. Une attention particulière a été portée sur la modélisation des siphons de saumure, contribuant nettement à la stabilisation de l'installation. Enfin, grâce à l'obtention de données de fonctionnement de cette usine MED-TVC en conditions nominales, il a été possible de valider le modèle, proposé dans cette thèse, en régime permanent. Ce cas représente l'état stationnaire de référence et permet l'initialisation des variables pour l'étude des simulations dynamiques.

L'effet des variations séparées des deux entrées du modèle a d'abord été étudié dans la première partie du chapitre V. Ceci a permis d'identifier les niveaux de saumure comme étant les variables les plus critiques et limitant le plus le fonctionnement d'une usine MED en régime dynamique. Ceci s'explique par leur très lente dynamique devant les autres variables mais également du fait de leur faible marge de variations possible. En effet, ils ne doivent pas atteindre la première rangée de tubes située à 0.5 m du bas de l'effet. Ceci, limitant grandement les variations possibles des deux entrées. Enfin la dernière partie montre que la combinaison simultanée de variations des deux entrées permet de stabiliser l'usine MED-TVC pour des perturbations uniques et isolées. Ceci montre qu'une stratégie de régulation pourrait être envisagée car la variation contrôlée d'une des entrées permet de compenser l'autre.

Le dernier chapitre présente un modèle simplifié d'une centrale solaire à concentration (CSP) fictive comprenant un bloc de puissance et un stockage thermique, située au Maroc. L'utilisation de ce modèle a permis d'obtenir en sortie un profil de température de vapeur cohérent et représentatif d'une journée type de Printemps. Ce profil est ensuite utilisé comme entrée au modèle de l'usine de Trapani, moyennant quelques modifications, afin d'observer la réaction de l'usine lors du couplage MED-CSP pour une journée entière de fonctionnement. Ceci amène à la confirmation qu'une usine MED ne peut pas fonctionner en régime transitoire

sans le développement d'une stratégie de contrôle. En effet, il a été prouvé que les niveaux de saumure se rapprochent beaucoup trop des conditions limites de fonctionnement de l'usine MED pour que le couplage soit envisageable. Afin de résoudre ce problème, un algorithme de contrôle a été développé et implémenté, en faisant l'hypothèse que la stabilisation du niveau de saumure au 1^{er} effet permet de stabiliser tous les autres effets. L'algorithme de contrôle permet, à chaque pas de temps (soit toutes les 15 minutes), d'ajuster le débit d'alimentation en eau de mer au condenseur final afin que le niveau de saumure au 1^{er} effet soit stabilisé autour de 0.25 m (compté à partir du bas de l'effet). Enfin, la dernière partie présente les résultats lorsque l'algorithme de contrôle est implémenté. Ceci a permis de valider l'efficacité de la stratégie de régulation définie car les niveaux de saumure sont bien tous stabilisés et les autres variables (températures, indicateurs de performance...) ne sont que très légèrement impactées. Cette dernière partie permet non seulement de prouver la faisabilité du couplage MED-CSP, avec un système de régulation, mais également son potentiel.

Ceci permet donc de conclure le travail de cette thèse en avançant l'hypothèse plus que vraisemblable qu'il est donc envisageable et pertinent de coupler une installation MED avec une source d'énergie renouvelable ou non, mais variable, sous réserve que le débit d'alimentation en eau de mer au condenseur final soit ajusté lorsque la température (ou pression) de la vapeur de chauffe au 1^{er} effet varie, afin de maintenir le bon fonctionnement de l'installation.

Le travail réalisé pendant cette thèse ouvre de nombreuses perspectives du point de vue numérique et expérimental.

Tout d'abord, le modèle présenté mériterait quelques enrichissements afin d'être encore plus pertinent :

- La première modification concerne les gaz incondensables. Dans le cadre de cette thèse, le rôle du CO₂ a été négligé car il modifie l'équilibre chimique avec les carbonates de l'eau de mer et cela nécessite l'ajout d'autres équations de bilan et d'équilibre concernant le CO₂. Ces équations devraient inclure la cinétique des réactions chimiques considérées. Pour la suite des travaux, il serait donc fondamental de porter une attention particulière à l'effet du CO₂ sur l'installation, afin de réellement prendre en compte tous les gaz incondensables présents dans une installation MED et pas seulement les gaz dissous.
- Une autre hypothèse réductrice du modèle concerne l'approche stationnaire adoptée pour la considération des composants annexes (condenseur final et réchauffeurs d'appoint). Bien que leur inertie thermique soit faible comparée à celle des autres composants, une approche plus rigoureuse serait de prendre en compte leur dynamique.
- La troisième modification concerne la modélisation de la ligne de récupération du distillat. En effet, comme il a été précisé, les « flashing boxes » ne sont pas

modélisées. Or elles permettent une production supplémentaire de vapeur, grâce à la détente du distillat récupéré, qui doit être prise en compte, au même titre que la détente de la saumure entrant dans un effet. Ceci nécessiterait l'obtention de données supplémentaires, comme leur nombre, position et caractéristiques géométriques. La modélisation des « flashing boxes » permettrait également de confirmer la façon que nous avons choisie pour modéliser le flux de vapeur sortant.

- Enfin la dernière modification proposée, peut-être la plus importante, concerne la liquéfaction de la vapeur entrante. Dans le modèle présenté, on considère que toute la vapeur entrante se liquéfie et on néglige les zones de désurchauffe (de l'écart ébullioscopique) et de sous-refroidissement. Cette approche est restrictive et n'est pas rigoureuse d'un point de vue physique. Il faudrait alors considérer les accumulations de matière dans la zone de liquéfaction. Pour cela, il a été envisagé de développer un modèle sur le principe des frontières mobiles. On considère 3 zones distinctes pour la désurchauffe, la liquéfaction et le sous-refroidissement, chacune des zones ayant sa propre longueur qui peut changer selon les variations des conditions d'entrée. Pour développer ce modèle, il faut poser deux hypothèses supplémentaires : les flux sont continus aux interfaces et la pression est uniforme. En utilisant les moyennes des températures dans les différentes zones et la continuité des flux aux interfaces, on peut ainsi, après avoir intégré les équations de conservation de masse et d'énergie dans chaque zone, obtenir 6 équations différentielles caractérisant les 3 zones. L'hypothèse de l'échangeur isobare nous permet d'obtenir les débits massiques aux interfaces. Malgré le potentiel de ce modèle et son aspect novateur, il n'a pas encore abouti et mériterait de plus amples investigations. (cf. Annexe V)

Enfin la dernière perspective envisagée concerne le point de vue expérimental. En effet, aucune validation du modèle en régime transitoire n'a pu être réalisée du fait de l'absence totale de données de fonctionnement d'une usine MED en régime dynamique. Ce dernier point devrait bientôt évoluer. Une installation MED expérimentale a été mise en fonctionnement au CEA Grenoble. La boucle d'essai SolMED (pour « Solar Multiple Effect Distillation ») comprend 4 effets comprenant chacun 19 gaines verticales en polymère, un condenseur final et une chaudière permettant de générer de la vapeur en conditions dynamiques. Les premiers essais ont permis de résoudre les problèmes techniques et ont été menés sur un seul effet. Avec au moins deux effets en service, cette installation expérimentale permettra de valider le modèle développé dans cette thèse. En effet, il sera alors possible de comparer les constantes de temps pour chacune des variables, de valider les variations des niveaux de saumure et enfin de valider la stratégie de régulation en temps réel.

Liste des figures

Figure I-1 : pénuries d'eau dans le monde en 2040. Source : Luo <i>et al.</i> , World Resources Institute, 2015.....	1
Figure I-2 : production d'eau douce sur les navires. Source : Howarth, 1984, cité par Birkett (2012).....	2
Figure I-3 : production d'eau douce dans le monde selon le procédé en 2017, toutes eaux brutes confondues. Source : DesalData.....	3
Figure I-4 : répartition de la capacité de dessalement par régions en 2017. Source : DesalData.....	4
Figure I-5 : principe de fonctionnement de l'osmose inverse.....	5
Figure I-6 : principe de fonctionnement de l'électrodialyse. Source : Lenntech.....	6
Figure I-7 : installation MSF. Source : Techniques de l'ingénieur.....	8
Figure I-8 : installation MED.....	9
Figure I-9 : différentes configurations possibles pour l'alimentation des effets en eau de mer. Source : El-Dessouky <i>et al.</i> (2002).....	10
Figure I-10 : schéma d'un thermo-compresseur de vapeur. Adapté de : El-Dessouky <i>et al.</i> (2000).....	10
Figure III-1 : représentation simplifiée des flux dans les zones fluides d'un effet.....	21
Figure III-2 : représentation simplifiée des flux dans les zones de liquéfaction et les tubes.....	22
Figure III-3 : algorithme de résolution numérique du modèle MED.....	35
Figure IV-1 : schéma d'une ligne de 12 effets associés au thermo-compresseur de l'installation de Trapani.....	38
Figure IV-2 : schéma des siphons connectant la saumure entre deux effets.....	45
Figure IV-3 : a) perturbation sur la pression de la vapeur motrice : +20% ; b) variations du niveau de saumure du 1 ^{er} effet avec et sans la modélisation des siphons.....	48
Figure IV-4 : schéma du thermo-compresseur de vapeur. Source : adaptée de El-Dessouky <i>et al.</i> (2002).....	52
Figure IV-5 : comparaison entre les valeurs de pressions prédites et celles de références.....	56
Figure IV-6 : débits sortant des effets. a) Débit de saumure sortante ; b) débit de vapeur produit.....	56
Figure IV-7 : température de la vapeur (a) et flux de chaleur transmis à l'évaporation (b).....	57
Figure IV-8 : niveaux de saumure (a) et salinités associées (b) dans chaque effet.....	57
Figure IV-9 : gaz incondensables libérés lors du dégazage de l'eau de mer aux niveaux des deux zones concernées.....	58
Figure V-1 : variations des variables d'entrée appliquées.....	61
Figure V-2 : variations des températures de la phase vapeur dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice diminue de 7 %.....	62
Figure V-3 : variations des débits de vapeur produits dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice diminue de 7 %.....	63
Figure V-4 : variations des niveaux de saumure dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice diminue de 7 %.....	63

Figure V-5 : variations des débits de saumure (a) et de la salinité (b) dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice diminue de 7 %.....	64
Figure V-6 : variations de la fraction massique d'incondensables dans la zone <i>l</i> (a) et dans la zone <i>s</i> (b) dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice diminue de 7 %	65
Figure V-7 : variations des indicateurs de performance lorsque la pression de vapeur motrice diminue de 7 %	65
Figure V-8 : variations des variables d'entrée appliquées.....	66
Figure V-9 : variations des températures dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice augmente de 7 %	67
Figure V-10 : variations des débits de vapeur produits dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice augmente de 7 %	67
Figure V-11 : variations des niveaux de saumure dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice augmente de 7 %	68
Figure V-12 : variations des niveaux de saumure dans les 3 premiers effets lorsque la pression de vapeur motrice augmente de 7 %	69
Figure V-13 : variations des débits de saumure (a) et de la salinité (b) dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice augmente de 7 %	69
Figure V-14 : variations de la fraction massique d'incondensables dans la zone <i>l</i> (a) et dans la zone <i>s</i> (b) dans les effets lorsque la pression de vapeur motrice augmente de 7 %.....	70
Figure V-15 : variations des indicateurs de performance lorsque la pression de vapeur motrice augmente de 7 %	71
Figure V-16 : variations des variables d'entrée appliquées.....	72
Figure V-17 : variations des niveaux de saumure dans les effets lorsque la pression de la vapeur motrice est augmentée de 50 %.....	72
Figure V-18 : variations des variables d'entrée appliquées.....	74
Figure V-19 : variations des températures de l'eau de mer sortant du condenseur final et des réchauffeurs d'appoint lorsque le débit d'eau de mer diminue de 10%	74
Figure V-20 : variations des températures de la phase vapeur dans les effets lorsque le débit d'eau de mer au condenseur final diminue de 10 %	75
Figure V-21 variations des débits de vapeur produite (a) et de saumure extraite (b) lorsque le débit d'eau de mer au condenseur final diminue de 10 %.....	75
Figure V-22 : variations des niveaux de saumure dans les effets lorsque le débit d'eau de mer au condenseur final diminue de 10 %	76
Figure V-23 : variations des indicateurs de performance lorsque le débit d'eau de mer au condenseur final diminue de 10 %	77
Figure V-24 : variations des variables d'entrée appliquées.....	78
Figure V-25 : variations des températures de l'eau de mer sortant du condenseur final et réchauffeurs d'appoint (a) et dans la phase vapeur des effets (b) lorsque le débit d'eau de mer au condenseur final augmente de 2.4 %	78
Figure V-26 : variations des débits sortant de vapeur (a) et saumure (b) lorsque le débit d'eau de mer d'alimentation au condenseur final augmente de 2.4 %.....	79
Figure V-27 : variations des niveaux de saumure dans les effets lorsque le débit d'eau de mer au condenseur final augmente de 2.4 %.....	79
Figure V-28 : variations des indicateurs de performance lorsque le débit d'eau de mer au condenseur final augmente de 2.4 %.....	80
Figure V-29 : variations des variables d'entrée appliquées.....	82

Figure V-30 : variations des températures de la phase vapeur dans les effets lors de la diminution de la pression de vapeur motrice de 7 % et du débit d'eau de mer au condenseur final de 2.6 %	82
Figure V-31 : variations des niveaux de saumure dans les effets lors de la diminution de la pression de vapeur motrice de 7 % et du débit d'eau de mer au condenseur final de 2.6 %	83
Figure V-32 : variations des indicateurs de performance lors de la diminution de la pression de vapeur motrice de 7 % et du débit d'eau de mer au condenseur final de 2.6 % ...	83
Figure V-33 : variations des variables d'entrée appliquées	84
Figure V-34 : variations des températures de la phase vapeur dans les effets lors de l'augmentation de la pression de vapeur motrice de 7 % et du débit d'eau de mer au condenseur final de 2.6 %	85
Figure V-35 : variations des niveaux de saumure dans les effets lors de l'augmentation de la pression de vapeur motrice de 7 % et du débit d'eau de mer au condenseur final de 2.6 %	85
Figure V-36 : variations des indicateurs de performance lors de l'augmentation de la pression de vapeur motrice de 7 % et du débit d'eau de mer au condenseur final de 2.6 % ...	86
Figure VI-1 : schéma de principe du couplage CSP-MED. Source : Bandelier <i>et al.</i> (2016)	89
Figure VI-2 : Résultats du modèle simplifié de la centrale solaire. a) demande électrique à satisfaire, puissance réellement fournie et état du stockage ; b) Température de la vapeur d'eau prélevée	91
Figure VI-3 : variations des variables d'entrée appliquées.....	92
Figure VI-4 : variations des températures de la phase vapeur dans les effets, sans régulation.....	93
Figure VI-5 : variations des niveaux de saumure dans les effets, sans régulation	94
Figure VI-6 : variations des indicateurs de performance, sans régulation.....	94
Figure VI-7 : algorithme de résolution numérique du modèle MED-CSP avec la régulation.....	95
Figure VI-8 : variations des variables d'entrée de l'installation MED.....	96
Figure VI-9 : variations des températures de la phase vapeur dans les effets, avec régulation.....	97
Figure VI-10 : variations des niveaux de saumure dans les effets, avec régulation	97
Figure VI-11 : comparaison des variations des indicateurs de performance, avec régulation et sans régulation.....	98

Liste des tableaux

Tableau I-1 : principaux procédés industriels de dessalement d'eau de mer.....	4
Tableau IV-1 : constantes pour estimer la solubilité des espèces dans l'eau de mer en contact avec l'air ambiant. Source : Glazer (2014).....	42
Tableau IV-2 : valeurs du coefficient de transfert de matière pour les incondensables .	43
Tableau IV-3 : valeurs des coefficients α	44
Tableau IV-4 : valeurs des coefficients C_s	48
Tableau IV-5 : comparaison entre les températures calculées numériquement et les conditions nominales de fonctionnement de l'usine de Trapani	50
Tableau IV-6 : comparaison entre les débits de distillats produits au niveau de chaque réchauffeur d'appoint calculés numériquement et les conditions nominales de fonctionnement de l'usine de Trapani	50
Tableau IV-7 : changement de température de l'eau de mer au condenseur final.....	51
Tableau IV-8 : paramètres géométriques du thermo-compresseur. Source : Cipollina <i>et al.</i> (2017)	54
Tableau IV-9 : comparaison entre les valeurs prédites par le modèle et les valeurs de référence	55

Références

- Alam, M.M.A., Setoguchi, T., Matsuo, S., Kim, H.D., 2016. Nozzle geometry variations on the discharge coefficient. *Propulsion and Power Research* 5, 22–33.
<https://doi.org/10.1016/j.jprr.2016.01.002>
- Al-Juwayhel, F., El-Dessouky, H., Ettouney, H., 1997. Analysis of single-effect evaporator desalination systems combined with vapor compression heat pumps. *Desalination* 114, 253–275. [https://doi.org/10.1016/S0011-9164\(98\)00017-4](https://doi.org/10.1016/S0011-9164(98)00017-4)
- Aly, N.H., Marwan, M.A., 1997. Dynamic response of multi-effect evaporators. *Desalination* 114, 189–196.
- Azimibavil, S., Jafarian Dehkordi, A., 2016. Dynamic simulation of a Multi-Effect Distillation (MED) process. *Desalination* 392, 91–101. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2016.04.004>
- Bandelier, P., 2016. Le dessalement d'eau de mer et des eaux saumâtres. *Encyclopédie de l'Energie*. URL : <http://encyclopedie-energie.org/articles/le-dessalement-d%E2%80%99eau-de-mer-et-des-eaux-saum%C3%A2tres>
- Bandelier, P., d' Hurlaborde, J.-J., Pelascini, F., Martins, M., Gonda, A., Alonso, D., Berlandis, M., Pigni, F., 2015. SOLMED: solar energy and polymers for seawater desalination. *Desalination and Water Treatment* 55, 3285–3294.
<https://doi.org/10.1080/19443994.2014.939500>
- Bandelier, P., Pelascini, F., d' Hurlaborde, J.-J., Maise, A., Boillot, B., Laugier, J., 2016. MED seawater desalination using a low-grade solar heat source. *Desalination and Water Treatment* 57, 23074–23084. <https://doi.org/10.1080/19443994.2016.1148220>
- Bendapudi, S., Braun, J.E., Groll, E.A., 2008. A comparison of moving-boundary and finite-volume formulations for transients in centrifugal chillers. *International Journal of Refrigeration* 31, 1437–1452. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.03.006>
- B. Glazer, Didactical Material on “Dissolved Gases Other Than Carbon Dioxide in Seawater”, Course of “Chemical Oceanography”, School of Ocean and Earth Science and Technology of the University of Hawai’i at Manoa downloaded on the 6th of July 2015 from the link: http://www.soest.hawaii.edu/oceanography/glazer/PDFs/Courses/OCN623/Lectures/Non_CO2_gases-2014-Handouts.pdf. [WWW Document], n.d.
- Birkett, J.D., 2012. The History of Desalination Before Large-Scale Use. *Desalination and Water Resources-History, Development and Management of Water Resources* 1, 381–434.
- Casimiro, S., Cardoso, J., Ioakimidis, C., Farinha Mendes, J., Mineo, C., Cipollina, A., 2015. MED parallel system powered by concentrating solar power (CSP). Model and case study: Trapani, Sicily. *Desalination and Water Treatment* 55, 3253–3266.
<https://doi.org/10.1080/19443994.2014.940222>

- Cecchinato, L., Mancini, F., 2012. An intrinsically mass conservative switched evaporator model adopting the moving-boundary method. *International Journal of Refrigeration* 35, 349–364. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.10.007>
- Chato, J.C., 1962. Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes. *ASHRAE J.* 4 52–60.
- Cipollina, A., Agnello, M., Piacentino, A., Tamburini, A., Ortega, B., Palenzuela, P., Alarcon, D., Micale, G., 2017. A dynamic model for MED-TVC transient operation. *Desalination* 413, 234–257. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2017.03.005>
- Cipollina, A., Micale, G., Rizzuti, L., 2005. A critical assessment of desalination operations in Sicily. *Desalination* 182, 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2005.03.004>
- Dardour, S., Contribution à l'optimisation du couplage des réacteurs nucléaires aux procédés de dessalement. Thèse de l'Université de Droit, d'Economie et des Sciences Paul Cézanne - Aix Marseille II, France.
- Dardour, S., Nisan, S., Charbit, F., 2005. Development of a computer-package for MED plant dynamics. *Desalination* 182, 229–237. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2005.02.028>
- Darwish, M.A., Al-Juwayhel, F., Abdulraheim, H.K., 2006. Multi-effect boiling systems from an energy viewpoint. *Desalination* 194, 22–39. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2005.08.029>
- De la Calle, A., Bonilla, J., Roca, L., Palenzuela, P., 2015. Dynamic modeling and simulation of a solar-assisted multi-effect distillation plant. *Desalination* 357, 65–76. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2014.11.008>
- De la Calle, A., Bonilla, J., Roca, L., Palenzuela, P., 2014. Dynamic modeling and performance of the first cell of a multi-effect distillation plant. *Applied Thermal Engineering* 70, 410–420. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.035>
- DesalData [WWW Document], n.d. URL <https://www.desaldata.com/>
- Druetta, P., Aguirre, P., Mussati, S., 2013. Optimization of Multi-Effect Evaporation desalination plants. *Desalination* 311, 1–15. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2012.10.033>
- El-Dessouky, H., Alatiqi, I., Bingulac, S., Ettouney, H., 1998a. Steady-state analysis of the multiple effect evaporation desalination process. *Chemical Engineering & Technology: Industrial Chemistry-Plant Equipment-Process Engineering-Biotechnology* 21, 437–451.
- El-Dessouky, H., Alatiqi, I., Ettouney, H., 1998b. Process synthesis: the multi-stage flash desalination system. *Desalination* 115, 155–179.
- El-Dessouky, H., Ettouney, H., Alatiqi, I., Al-Nuwaibit, G., 2002. Evaluation of steam jet ejectors. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 41, 551–561.
- El-Dessouky, H., Ettouney, H., Al-Fulaij, H., Mandani, F., 2000. Multistage flash desalination combined with thermal vapor compression. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 39, 343–356.

- El-Dessouky, H.T., Ettouney, H.M., 2002. Fundamentals of salt water desalination. Elsevier.
- El-Dessouky, H.T., Ettouney, H.M., 1999. Multiple-effect evaporation desalination systems. Thermal analysis. *Desalination* 125, 259–276.
- El-Dessouky, H.T., Ettouney, H.M., Al-Juwayhel, F., 2000. Multiple effect evaporation—vapour compression desalination processes. *Chemical Engineering Research and Design* 78, 662–676.
- Eldredge, B.D., Rasmussen, B.P., Alleyne, A.G., 2008. Moving-Boundary Heat Exchanger Models With Variable Outlet Phase. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 130, 061003. <https://doi.org/10.1115/1.2977466>
- El-Nashar, A.M., Qamhiyeh, A., 1990. Simulation of the performance of MES evaporators under unsteady state operating conditions. *Desalination* 79, 65–83. [https://doi.org/10.1016/0011-9164\(90\)80071-I](https://doi.org/10.1016/0011-9164(90)80071-I)
- Emerson, W.H., Jamieson, D.T., 1967. Some physical properties of sea water in various concentrations. *Desalination* 3, 213–224. [https://doi.org/10.1016/0011-9164\(67\)80012-2](https://doi.org/10.1016/0011-9164(67)80012-2)
- Fabuss, B.M., Korosi, A., Othmer, D.F., 1969. Viscosities of aqueous solutions of several electrolytes present in sea water. *Journal of Chemical & Engineering Data* 14, 192–197. <https://doi.org/10.1021/jc60041a025>
- Fonds des Nations Unies pour l'enfance, Organisation mondiale de la santé, 2015. Progress on drinking-water and sanitation: 2015 update and MDG assessment. World Health Organization ; Unicef, Geneva; New York.
- Glade, H., Genthner, K., 2000. The problem of Non-condensable gas release in evaporators. *Desalination* 49, 357–365.
- He, Y., Bi, Q., Zhang, J., Hou, H., 2011. Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics of an Evaporating Falling Film on a Horizontal Plain Tube. *Heat Transfer Engineering* 32, 936–942. <https://doi.org/10.1080/01457632.2011.556354>
- Hou, H., Bi, Q., Ma, H., Wu, G., 2012. Distribution characteristics of falling film thickness around a horizontal tube. *Desalination* 285, 393–398. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2011.10.020>
- International Association For the Properties of Water and Steam, 2008. Release On the IAPWS Formulation For the Thermodynamic Properties of Seawater [WWW Document]. URL www.iapws.org
- International Association For the Properties of Water and Steam, 1995. Release On the IAPWS Formulation 1995 For the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance For General and Scientific Use.
- Isdale, J.D., Spence, C.M., Tudhope, J.S., 1972. Physical properties of sea water solutions: viscosity. *Desalination* 10, 319–328. [https://doi.org/10.1016/S0011-9164\(00\)80002-8](https://doi.org/10.1016/S0011-9164(00)80002-8)

- Jamieson, D.T., Tudhope, J.S., 1970. Physical properties of sea water solutions: thermal conductivity. *Desalination* 8, 393–401. [https://doi.org/10.1016/S0011-9164\(00\)80240-4](https://doi.org/10.1016/S0011-9164(00)80240-4)
- Jamieson, D.T., Tudhope, J.S., Morris, R., Cartwright, G., 1969. Physical properties of sea water solutions: heat capacity. *Desalination* 7, 23–30. [https://doi.org/10.1016/S0011-9164\(00\)80271-4](https://doi.org/10.1016/S0011-9164(00)80271-4)
- J.C. Chato, 1962. Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes. *ASHRAE J.* 4 52–60.
- Kalogirou, S., 2005. Seawater desalination using renewable energy sources. *Progress in Energy and Combustion Science* 31, 242–281. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2005.03.001>
- Kamali, R.K., Abbassi, A., Sadough Vanini, S.A., 2009. A simulation model and parametric study of MED–TVC process. *Desalination* 235, 340–351. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2008.01.019>
- Kamali, R.K., Abbassi, A., Sadough Vanini, S.A., Saffar Avval, M., 2008. Thermodynamic design and parametric study of MED-TVC. *Desalination* 222, 596–604. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2007.01.120>
- Kouhikamali, R., 2013. Thermodynamic analysis of feed water pre-heaters in multiple effect distillation systems. *Applied Thermal Engineering* 50, 1157–1163. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.08.055>
- Kouhikamali, R., Mehdizadeh, M.S., M., 2011. Process investigation of different locations of thermo-compressor suction in MED–TVC plants. *Desalination* 280, 134–138. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2011.06.070>
- Kouhikamali, R., Sharifi, N., 2012. Experience of modification of thermo-compressors in multiple effects desalination plants in Assaluyeh in IRAN. *Applied Thermal Engineering* 40, 174–180. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.02.002>
- Lenntech [WWW Document]. URL <https://www.lenntech.fr/electrodialyse.htm>
- Li, B., Alleyne, A.G., 2010. A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations. *International Journal of Refrigeration* 33, 538–552. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.09.011>
- Loeb, S., 1981. The Loeb-Sourirajan Membrane: How It Came About, in: Turbak, A.F. (Ed.), *Synthetic Membranes: AMERICAN CHEMICAL SOCIETY, WASHINGTON, D. C.*, pp. 1–9.
- Luo, T., Young, R., Reig, P., 2015. Aqueduct projected water stress country rankings - World Resources Institute. Technical Note.
- Mazini, M.T., Yazdizadeh, A., Ramezani, M.H., 2014. Dynamic modeling of multi-effect desalination with thermal vapor compressor plant. *Desalination* 353, 98–108. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2014.09.014>

- McKinley, T.L., Alleyne, A.G., 2008. An advanced nonlinear switched heat exchanger model for vapor compression cycles using the moving-boundary method. *International Journal of Refrigeration* 31, 1253–1264. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.01.012>
- Milián, V., Navarro-Esbri, J., Ginestar, D., Molés, F., Peris, B., 2013. Dynamic model of a shell-and-tube condenser. Analysis of the mean void fraction correlation influence on the model performance. *Energy* 59, 521–533. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.07.053>
- Millero, F.J., 1974. *The sea*, 5, pp 3-80. John Wiley, New-York.
- Millero, F.J., Poisson, A., 1981. International one-atmosphere equation of state of seawater. *Deep Sea Research Part A. Oceanographic Research Papers* 28, 625–629. [https://doi.org/10.1016/0198-0149\(81\)90122-9](https://doi.org/10.1016/0198-0149(81)90122-9)
- Mistry, K.H., Antar, M.A., Lienhard V, J.H., 2013. An improved model for multiple effect distillation. *Desalination and Water Treatment* 51, 807–821. <https://doi.org/10.1080/19443994.2012.703383>
- Ortega-Delgado, B., Palenzuela, P., Alarcón-Padilla, D.-C., 2016. Parametric study of a multi-effect distillation plant with thermal vapor compression for its integration into a Rankine cycle power block. *Desalination* 394, 18–29. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2016.04.020>
- Palenzuela, P., Alarcón, D., Zaragoza, G., Blanco, J., Ibarra, M., 2013. Parametric equations for the variables of a steady-state model of a multi-effect desalination plant. *Desalination and Water Treatment* 51, 1229–1241. <https://doi.org/10.1080/19443994.2012.704718>
- Palenzuela, P., Hassan, A.S., Zaragoza, G., Alarcón-Padilla, D.-C., 2014. Steady state model for multi-effect distillation case study: Plataforma Solar de Almería MED pilot plant. *Desalination* 337, 31–42. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2013.12.029>
- Pastor, J., Pauli, A.-M., 1995. Dialyse. *Techniques de l'ingénieur. Analyse et caractérisation* 2, p1525–1.
- Perry, R.H., Green, D.W., Maloney, J.O. (Eds.), 1997. *Perry's chemical engineers' handbook*, 7th ed. ed. McGraw-Hill, New York.
- Pettit, N., Willatzen, M., Ploug-Sørensen, L., 1998. A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator: Modèle général dynamique pour évaporateurs et condenseurs frigorifiques. Partie II: Simulation et régulation d'un évaporateur. *International Journal of refrigeration* 21, 404–414.
- Power, B.R., 1994. *Steam jet ejectors for process industries*, (McGraw-Hill, New York).
- Ribatski, G., Jacobi, A.M., 2005. Falling-film evaporation on horizontal tubes—a critical review. *International Journal of Refrigeration* 28, 635–653. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.12.002>
- Roca, L., Yebra, L.J., Berenguel, M., de La Calle, A., 2012. Dynamic modeling and simulation of a multi-effect distillation plant. pp. 883–888. <https://doi.org/10.3384/ecp12076883>

- Roustan, M., 2003. Transferts gaz-liquide dans les procédés de traitement des eaux et des effluents gazeux. Éd. Tec & doc, Paris; Londres; New York.
- Sharqawy, M.H., Lienhard, J.H., Zubair, S.M., 2010. Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data. *Desalination and Water Treatment* 16, 354–380. <https://doi.org/10.5004/dwt.2010.1079>
- S. I. Sandler, *Chemical and Engineering Thermodynamics*, third edition, Wiley and Sons, (1999)
- Techniques de l'ingénieur - Rovel, J.-M., 2010. Dessalement de l'eau de mer.
- Temstet, C., Canton, G., Laborie, J., Durante, A., 1996. A large high-performance MED plant in Sicily. *Desalination* 105, 109–114.
- The United Nations World Water Development Report 2, A shared responsibility, 2006.
- Unesco (Ed.), 2015. Water for a sustainable world, The United Nations world water development report. UNESCO, Paris.
- Unesco (Ed.), 2014. Facing the challenges, The United Nations world water development report. UNESCO, Paris.
- V. Sernas, 1979. Heat transfer correlation for subcooled water films on horizontal tubes. *J Heat Transfer* 101 176–178.
- Wang, X., He, M., Fan, H., Zhang, Y., 2009. Measurement of falling film thickness around a horizontal tube using laser-induced fluorescence technique. *Journal of Physics: Conference Series* 147, 012039. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/147/1/012039>
- Weiss, R.F., 1970. The solubility of nitrogen, oxygen and argon in water and seawater. *Deep Sea Research and Oceanographic Abstracts* 17, 721–735. [https://doi.org/10.1016/0011-7471\(70\)90037-9](https://doi.org/10.1016/0011-7471(70)90037-9)
- White, F.M., *Fluid Mechanics*, 4th Edition, Mc-Graw-Hill (1998) ISBN: 978-0072281927.
- Willatzen, M., Pettit, N., Ploug-Sørensen, L., 1998. A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. part i: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange: Modèle général dynamique pour évaporateurs et condenseurs frigorifiques. partie i: Formulation des conditions aux limites variables de flux biphasiques avec échange de chaleur. *International Journal of refrigeration* 21, 398–403.
- Wu, J., 2015. Modélisation dynamique d'un système couplé pompe à chaleur – stockage thermique par matériaux à changement de phase. Approche systémique et validation expérimentale. Université Claude Bernard Lyon 1.
- Wu, J., Gagnière, E., Couenne, F., Hamroun, B., Latour, T., Jallut, C., 2015a. A hybrid transient model for simulation of air-cooled refrigeration systems: Description and experimental validation. *International Journal of Refrigeration* 53, 142–154. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.10.008>

- Wu, J., Gagnière, E., Jay, F., Jallut, C., 2015b. Population balance modeling for the charging process of a PCM cold energy storage tank. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 85, 647–655. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.02.012>
- Xue, X., Feng, X., Wang, J., Liu, F., 2012. Modeling and Simulation of an Air-cooling Condenser under Transient Conditions. *Procedia Engineering* 31, 817–822. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.01.1106>
- Zhang, W.-J., Zhang, C.-L., 2006. A generalized moving-boundary model for transient simulation of dry-expansion evaporators under larger disturbances. *International Journal of Refrigeration* 29, 1119–1127. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.03.002>

Annexe I : Propriétés thermodynamiques de l'eau

Pour calculer l'enthalpie de vaporisation de l'eau, la corrélation utilisée a été définie selon les données de l'IAPWS (International Association For the Properties of Water and Steam) en 1995 et est représentée dans l'équation A1.1.

$$\Delta h_v = 2.501 \cdot 10^6 - 2.369 \cdot 10^3 \cdot T + 2.678 \cdot 10^{-1} \cdot T^2 - 8.103 \cdot 10^{-3} \cdot T^3 - 2.079 \cdot 10^{-5} \cdot T^4 \quad (\text{A1.1})$$

Pour calculer la capacité calorifique massique, une corrélation a été développée à partir des tables thermodynamiques de la vapeur d'eau (Perry *et al.*, 1997) pour des températures inférieures à 100°C.

$$Cp_v = -2.91375 \cdot 10^{-8} \cdot T^4 + 9.88733 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 0.00256702 \cdot T^2 + 0.522514 \cdot T + 1854.1 \quad (\text{A1.2})$$

La vapeur d'eau est assimilée à un gaz parfait, de ce fait la masse volumique est calculée grâce à l'équation (A1.3).

$$\rho_v = \frac{P \cdot M_v}{R \cdot T_v} \quad (\text{A1.3})$$

L'enthalpie de la vapeur d'eau est calculée selon l'équation (A1.4).

$$h_v = h_l(T_0) + Cp_l \cdot (T_{sat} - T_0) + \Delta h_v + Cp_v \cdot (T_v - T_{sat}) \quad (\text{A1.4})$$

L'enthalpie de l'eau liquide est calculée selon l'équation (A1.5), d'après l'IAPWS (1995).

$$h_l = 141.355 + 4202.07 \cdot T - 0.535 \cdot T^2 + 0.004 \cdot T^3 \quad (\text{A1.5})$$

La pression de vapeur de l'eau liquide selon les recommandations de l'IAPWS (1995) est décrite par l'équation (A1.6).

$$\ln(P_l) = \frac{-5800}{T+273.15} + 1.391 - 4.846 \cdot 10^{-2} \cdot (T+273.15) + 4.176 \cdot 10^{-5} \cdot (T+273.15)^2 - 1.445 \cdot 10^{-8} \cdot (T+273.15)^3 + 6.545 \cdot \ln(T+273.15) \quad (\text{A1.6})$$

La viscosité dynamique de l'eau est exprimée selon les données de l'IAPWS (2008), équation (A1.7).

$$\mu_l = 4.2844 \cdot 10^{-5} + (0.157 \cdot (T + 64.993)^2 - 91.296)^{-1} \quad (\text{A1.5})$$

Annexe II : Propriétés thermodynamiques de l'eau de mer

Concernant les propriétés thermodynamiques de l'eau de mer, Sharqawy *et al.* (2010) ont réalisé une étude bibliographique et comparative des différentes corrélations existantes dans la littérature, c'est pourquoi les corrélations recensées dans leur article sont utilisées dans le modèle.

Certaines corrélations nécessitent un changement d'unités concernant les températures et salinités, ceci est dû aux changements des normes internationales entre 1968 et aujourd'hui. Les équations (A2.1) et (A2.2) indiquent ces changements de variables.

$$t_I = \frac{T + 273.15 - 0.00025 \cdot 273.15}{1 - 0.0025} - 273.15 \quad (\text{A2.1})$$

$$s_I = \frac{S}{1.00472} \quad (\text{A2.2})$$

L'enthalpie de vaporisation de l'eau de mer est définie selon l'équation (A2.3) (Sharqawy *et al.*, 2010)

$$\Delta h_{EdM} = \Delta h_v \cdot \left(1 - \frac{S}{1000}\right) \quad (\text{A2.3})$$

La capacité calorifique massique est calculée d'après une corrélation de Jamieson *et al.* (1969), équations (A2.4) à (A2.8)

$$A = 5.328 - 9.76 \cdot 10^{-2} \cdot s_I + 4.04 \cdot 10^{-4} \cdot s_I^2 \quad (\text{A2.4})$$

$$B = -6.913 \cdot 10^{-3} + 7.351 \cdot 10^{-4} \cdot s_I - 3.15 \cdot 10^{-6} \cdot s_I^2 \quad (\text{A2.5})$$

$$C = 9.6 \cdot 10^{-6} - 1.927 \cdot 10^{-6} \cdot s_I + 8.23 \cdot 10^{-9} \cdot s_I^2 \quad (\text{A2.6})$$

$$D = 2.5 \cdot 10^{-9} + 1.666 \cdot 10^{-9} \cdot s_I - 7.125 \cdot 10^{-12} \cdot s_I^2 \quad (\text{A2.7})$$

$$Cp_{EdM} = A + B \cdot t_I + C \cdot t_I^2 + D \cdot t_I^3 \quad (\text{A2.8})$$

La corrélation pour le calcul de la masse volumique de l'eau de mer (équation (A2.9)) a été présentée par Sharqawy *et al.* (2010) afin de décrire au mieux les données présentées par Isdale *et al.* (1972) et Millero *et al.* (1981).

$$\begin{aligned} \rho_{EdM} = & 9.999 \cdot 10^2 + 2.034 \cdot 10^{-2} \cdot T - 6.162 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 + 2.261 \cdot 10^{-5} \cdot \\ & T^3 - 4.657 \cdot 10^{-8} \cdot T^4 + 8.020 \cdot 10^2 \cdot S - 2.001 \cdot T \cdot S + 1.677 \cdot 10^{-2} \cdot S \cdot T^2 - 3.060 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 \cdot \\ & S - 1.613 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 \cdot S^2 \end{aligned} \quad (A2.9)$$

L'enthalpie spécifique de l'eau de mer (équation (A2.10)) est calculée d'après la corrélation présentée par Sharqawy *et al.* (2010), développée d'après les données et recommandations de l'IAPWS (2008).

$$\begin{aligned} h_{EdM} = & h_l - S \cdot (-2.348 \cdot 10^4 + 3.152 \cdot 10^5 \cdot S + 2.803 \cdot 10^6 \cdot S^2 - 1.446 \cdot 10^7 \cdot \\ & S^3 + 7.826 \cdot 10^3 \cdot T - 44.17 \cdot T^2 + 0.2139 \cdot T^3 - 1.991 \cdot 10^4 \cdot S \cdot T + 2.778 \cdot 10^4 \cdot \\ & S^2 \cdot T + 97.28 \cdot T^2 \cdot S) \end{aligned} \quad (A2.10)$$

La pression de vapeur de l'eau de mer est calculée d'après la corrélation développée par Emerson *et al.* (1967), équation (A2.11)

$$\log_{10} \left(\frac{P_{EdM}}{P_l} \right) = -2.1609 \cdot 10^{-4} \cdot S_l - 3.5012 \cdot 10^{-7} \cdot S_l^2 \quad (A2.11)$$

La viscosité dynamique de l'eau de mer est calculée d'après la corrélation présentée par Sharqawy *et al.* (2010), équations (A2.12) à (A2.14), développée à partir des mesures faites par Fabus *et al.* (1969), Isdale *et al.* (1972) et Millero (1974).

$$A = 1.541 + 1.998 \cdot 10^{-2} \cdot T - 9.52 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 \quad (A2.12)$$

$$B = 7.974 - 7.561 \cdot 10^{-2} \cdot T + 4.724 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 \quad (A2.13)$$

$$\mu_{EdM} = \mu_l \cdot (1 + A \cdot S + B \cdot S^2) \quad (A2.14)$$

La conductivité thermique de l'eau de mer est décrite par l'équation (A2.15) développée par Jamieson *et al.* (1970).

$$\log_{10} (\lambda_{EdM}) = \log_{10} (240 + 0.0002 \cdot S_l) + 0.434 \cdot \left(2.3 - \frac{343.5 + 0.037 \cdot S_l}{t_l + 273.15} \right) \cdot \left(1 - \frac{t_l + 273.15}{647 + 0.03 \cdot S_l} \right)^{0.333} \quad (A2.X)$$

Annexe III : Modèle du thermo-compresseur

Ce modèle a été développé par El-Dessouky *et al.* (2002), toutes les équations présentées ici font référence au schéma d'un thermo-compresseur tel que représenté sur la figure A3-1.

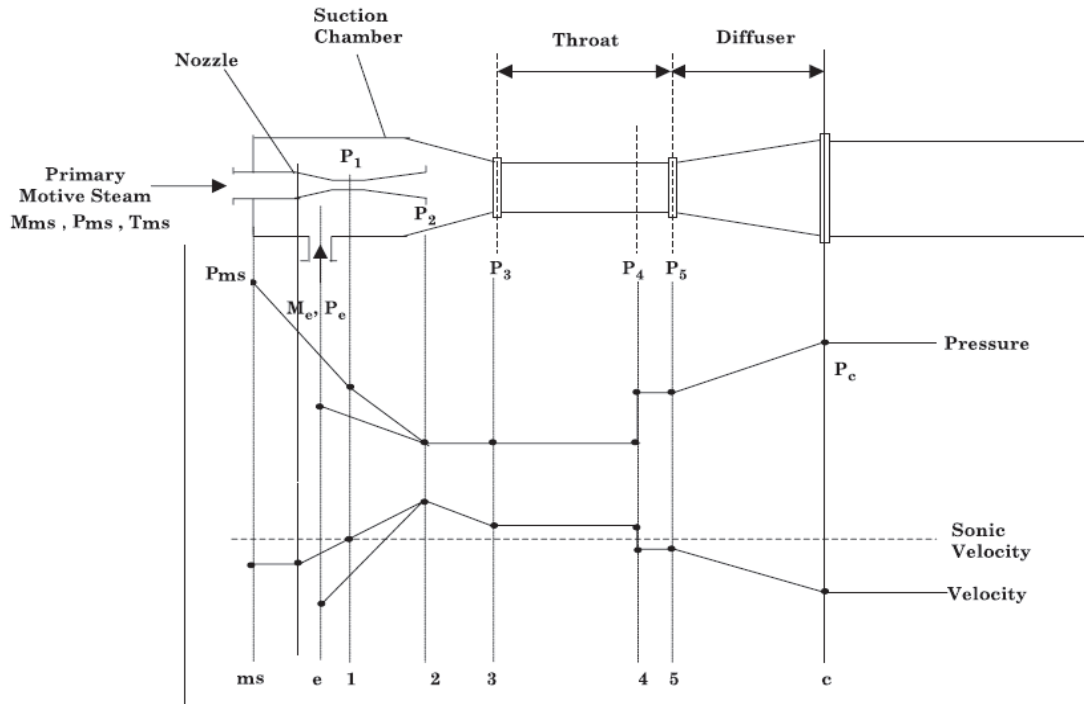


Figure A3-1 : Schéma du thermo-compresseur de vapeur. Source : adaptée de El-Dessouky *et al.* (2002)

Le modèle mathématique présenté ici, permet de calculer les profils de pression ainsi que les nombres de Mach associés aux différents flux dans les différentes zones.

Le nombre de Mach de la vapeur motrice dans la zone I, après l'expansion isentropique, est défini selon l'équation (A3.1).

$$Ma_{p2} = \sqrt{\frac{2\eta_n}{\gamma_{ei} - 1} \left[\left(\frac{P_{ms}}{P_2} \right)^{\frac{\gamma_{ei} - 1}{\gamma_{ei}}} - 1 \right]} \quad (A3.1)$$

Ma est le nombre de Mach, η_n est l'efficacité du « nozzle » ajutage, P la pression et γ_{ei} le coefficient d'expansion isentropique.

L'expansion isentropique de la vapeur entraînée dans la zone II est défini par son nombre de Mach selon l'équation (A3.2).

$$Ma_{e2} = \sqrt{\frac{2}{\gamma_{ei}-1} \left[\left(\frac{P_e}{P_2} \right)^{\frac{\gamma_{ei}-1}{\gamma_{ei}}} - 1 \right]} \quad (\text{A3.2})$$

Le processus de mélange des deux flux est modélisé selon des équations de continuité et de conservation unidimensionnelles. Ces équations sont combinées afin de définir un nombre de Mach critique au point 5, équation (A3.3), fonction des nombres de Mach critiques de la vapeur motrice et entraînée. Le nombre de Mach critique est le rapport entre la vitesse locale du fluide et la vitesse du son dans des conditions critiques.

$$Ma_4^* = \frac{Ma_{p2}^* + \left[\omega \cdot Ma_{e2}^* \cdot \left(\frac{T_e}{T_{ms}} \right)^{0.5} \right]}{\sqrt{(1+\omega) \cdot \left(1 + \frac{\omega \cdot T_e}{T_{ms}} \right)}} \quad (\text{A3.3})$$

T est la température en Kelvins et Ma^* le nombre de Mach critique. Ce dernier est relié au nombre de Mach par l'équation (A3.4).

$$Ma^* = \sqrt{\frac{Ma^2 \cdot (\gamma_{ei} + 1)}{[Ma^2 \cdot (\gamma_{ei} - 1)] + 2}} \quad (\text{A3.4})$$

Cette dernière équation permet le calcul de Ma_{e2}^* , Ma_{p2}^* et Ma_4 .

Le nombre de Mach du mélange au point 5 est calculé selon l'équation (A3.5).

$$Ma_5^2 = \frac{Ma_4^2 + \frac{2}{\gamma_{ei}-1}}{\frac{2\gamma}{\gamma_{ei}-1} \cdot Ma_4^2 - 1} \quad (\text{A3.5})$$

L'augmentation de pression au point 4 est caractérisée par l'équation (A3.6).

$$P_5 = P_4 \frac{1 + \gamma_{ei} \cdot Ma_4^2}{1 + \gamma_{ei} \cdot Ma_5^2} \quad (\text{A3.6})$$

Il est important de mentionner que la pression entre les points 2 et 4 est supposée constante, d'où l'équation (A3.7).

$$P_2 = P_3 = P_4 \quad (\text{A3.7})$$

L'augmentation de pression dans la zone III est définie selon l'équation (A3.8).

$$P_c = P_5 \cdot \left[\frac{\eta_{di} \cdot (\gamma_{ei} - 1) \cdot Ma_5^2}{2} + 1 \right]^{\frac{\gamma_{ei}}{\gamma_{ei} - 1}} \quad (\text{A3.8})$$

η_{di} est l'efficacité du diffuseur.

Les équations (A3.9) à (A3.11) permettent de définir les différentes sections de passage des zones.

$$A_1 = \frac{m_{ms}}{P_{ms}} \cdot \sqrt{\frac{R_J \cdot T_{ms}}{\gamma \cdot \eta_n} \left(\frac{\gamma_{ei} + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma_{ei} + 1}{\gamma_{ei} - 1}}} \quad (\text{A3.9})$$

L'équation (A3.9) concerne la section de la première zone, où R_J est la constante spécifique des gaz parfaits. L'équation (A3.10) représente le rapport entre les sections des zones I, point 1, et III, point 3. Enfin, l'équation (A3.11) est le rapport entre la section de passage de la zone I, au point 1 et la sortie de la zone I au point 2.

$$\frac{A_1}{A_3} = \frac{P_c}{P_{ms}} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1+\omega) \left(1 + \left(\omega \left(\frac{T_e}{T_{ms}} \right) \right) \right)}} \cdot \frac{\left(\frac{P_2}{P_c} \right)^{\frac{1}{\gamma_{ei}}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_2}{P_c} \right)^{\frac{\gamma_{ei} - 1}{\gamma_{ei}}}}}{\left(\frac{2}{\gamma_{ei} + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma_{ei} - 1}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{2}{\gamma_{ei} + 1} \right)}} \quad (\text{A3.10})$$

$$\frac{A_2}{A_1} = \sqrt{\frac{1}{Ma_{p2}^2} \cdot \left(\frac{2}{\gamma_{ei} + 1} \cdot \left(1 + \frac{(\gamma_{ei} - 1)}{2} Ma_{p2}^2 \right) \right)^{\frac{\gamma_{ei} + 1}{\gamma_{ei} - 1}}} \quad (\text{A3.11})$$

Annexe IV : Equations constitutives des sous-modèles de la centrale solaire

Cette Annexe présente les équations, établies par P. Bandelier, modélisant les modules composant la centrale solaire : le champ solaire avec son stockage thermique et le bloc de puissance.

A4.1. Champ solaire

Le champ solaire est caractérisé par une surface de miroirs et une orientation. Il restitue une puissance thermique à une température donnée pour un ensoleillement donné, fonction du jour de l'année et de l'heure. Le facteur de concentration n'est pas à préciser, il est implicitement contenu dans la loi caractérisant les capteurs. Le passage de l'ensoleillement à la puissance thermique est décrit par les équations (A4.1) et (A4.2)

$$C_i = \sin(i_h) \cos(h_s) \cos(o-a) + \cos(i_h) \sin(h_s) \quad (\text{A4.1})$$

où a est l'azimut du soleil, C_i le coefficient d'incidence, h_s est la hauteur du soleil, i_h l'inclinaison des miroirs par rapport à l'horizontale (en principe 0°) et o représente l'orientation des capteurs par rapport au sud.

$$\eta_c = \eta_0 - a_1 \frac{(T_c - T_a)}{\phi_{mr}} - a_2 \frac{(T_c - T_a)^2}{\phi_{mr}} \quad (\text{A4.2})$$

où $a_1 = -5.73 \cdot 10^{-3}$, $a_2 = 4.51 \cdot 10^{-4}$ et $\eta_0 = 0.637$. T_c et T_a représentent respectivement les températures moyenne de captation et ambiante, ϕ_{mr} est le flux solaire reçu par le récepteur (donc le DNI corrigé par le coefficient d'incidence) et η_c est le rendement de captation.

La puissance thermique collectée est le produit du flux solaire reçu par le récepteur et du rendement

A4.2. Bloc de puissance

La modélisation du bloc de puissance est basée sur des unités de références et des données obtenues de fournisseurs (puissance, températures, rendements en fonction de la charge). Dans le cadre de cette étude, les entrées sont les suivantes :

- Puissance thermique : 46.6 MWth
- Puissance électrique nette : 10 MWe
- Rendement des étages de détente : 80 % à charge pleine
- Efficacité de Carnot : 29 % (pour 200 et 35°C aux bornes de la détente)
- Rendement de conversion en électricité : 95 %
- Puissance de la pompe de réinjection : 5 % de la puissance nette

Les équations (A4.3) à (A4.6) décrivent le fonctionnement de ce sous-modèle.

$$\eta_G = \left(1 - \frac{T_{sf}}{T_{sc}}\right) \eta_D \eta_E (1 - E_P) \quad (A4.3)$$

où E_P est la fraction de la puissance nette consommée par la pompe du cycle, T_{sf} la température de saturation de la source froide, T_{sc} la température de saturation de la source chaude et η_G , η_D et η_E sont respectivement les rendements global, de la turbine de détente et du convertisseur électrique.

$$\eta_D = \eta_0 \cdot 0.2264 (\ln \tau - 0.0483) \quad (A4.4)$$

Avec η_{D0} le rendement nominal de la turbine de détente et τ le taux de charge de la turbine de détente.

$$P_{th} = K_S \cdot \frac{T_E - T_S^*}{\ln \frac{T_E - T_{sat}}{T_S^* - T_{sat}}} \quad (A4.5)$$

$$T_S^* = T_E - 0.9(T_E - T_S) \quad (A4.6)$$

où K_S représente produit du coefficient d'échange global par la surface, P_{th} est la puissance thermique à l'évaporateur, T_E , T_S , T_S^* et T_{sat} sont respectivement les températures d'entrée et de sortie et celle corrigée du caloporteur et de saturation. . La correction sur la température de sortie du caloporteur est destinée à prendre en compte le fait que le fluide de

travail est préchauffé puis évaporé. T_S^* est la température du fluide caloporteur à la sortie de la zone d'évaporation. La puissance thermique ainsi calculée correspond à l'évaporation seule.

La température de couplage entre le champ solaire et le bloc de puissance est la température pour laquelle la puissance thermique délivrée est égale à la puissance thermique consommée. Une itération est donc nécessaire pour déterminer le point de couplage exact.

A4.3. Stockage thermique

Le stockage thermique est dimensionné pour pouvoir restituer 634 MWh d'énergie stockée avec une efficacité de 80 %. L'équation A4.7 donne la relation utilisée pour décrire ce composant.

$$E_{t+1} = E_t + \eta_S P_S - P_D \quad (\text{A4.7})$$

Avec E_t et E_{t+1} représentant l'état du stockage au pas de temps t et $t+1$, P_D et P_S sont respectivement la puissance thermique déstockée celle et envoyée au stockage sur la durée du pas de temps avec un rendement de stockage η_S .

Annexe V : Modèle à frontières mobiles

Ce modèle est très utilisé dans le contexte de la modélisation dynamique des pompes à chaleur (Willatzen *et al.* (1998), Zhang *et al.* (2006), Elredge *et al.* (2008), McKinley *et al.* (2008)). Il permet une représentation simplifiée des phénomènes dans le cadre de la commande de ces systèmes par un système d'équations différentielles en lieu et place d'un système d'équations aux dérivées partielles.

La figure A5-1 représente l'approche considérée pour le modèle dans le cas d'un corps pur. L'échangeur est assimilé à un tube unique dont les propriétés géométriques reproduisent les propriétés d'un échangeur multi-tubes réel.

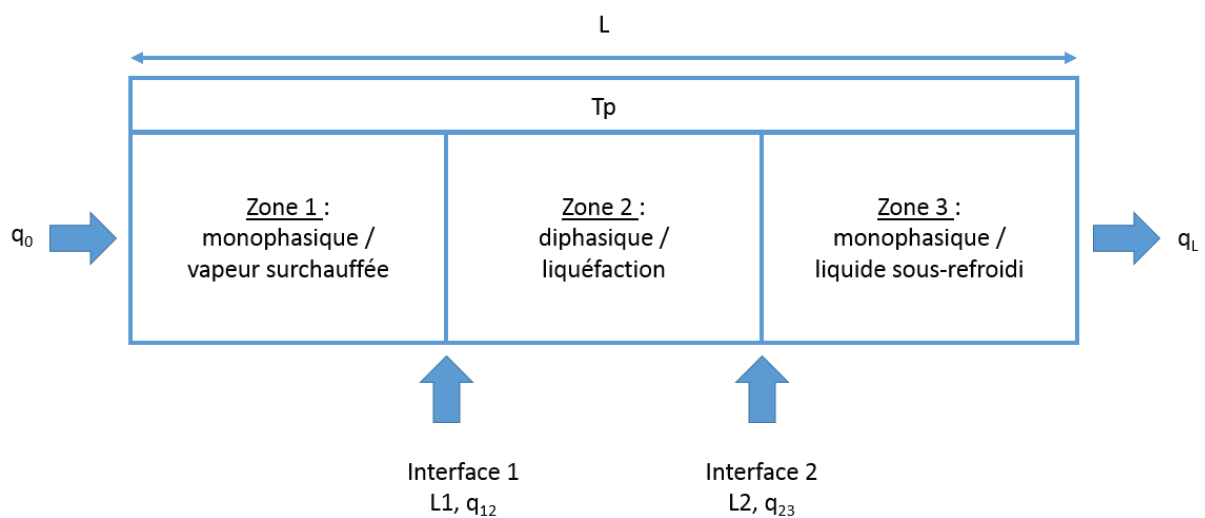


Figure A5-1 : représentation de la liquéfaction

3 zones sont décrites, la zone 1 représente le refroidissement de la vapeur et est délimitée par la longueur L_1 , la zone 2 concerne la liquéfaction et est délimitée par la longueur L_2 , enfin la zone 3 représente le refroidissement du liquide.

Les hypothèses du modèle sont les suivantes :

- L'échangeur est à pression uniforme ;
- La température de la paroi est uniforme ;
- Les flux sont continus aux interfaces.

L'équation de conservation de la masse dans chaque zone est donnée par l'équation (A5.1) :

$$\frac{\partial(\rho A_{cs})}{\partial t} + \frac{\partial q}{\partial z} = 0 \quad (\text{A5.1})$$

où A_{cs} est la section de passage

L'équation de conservation d'énergie dans chaque zone est donnée par l'équation (A5.2) :

$$\frac{\partial(\rho A_{cs} h - A_{cs} P)}{\partial t} + \frac{\partial(qh)}{\partial z} = \sigma \quad (\text{A5.2})$$

où σ est le terme source d'échange de chaleur par unité de longueur avec la paroi, décrit par l'équation (A5.3) :

$$\sigma_k = \pi D_k U_k (T_p - T_k) \quad (\text{A5.3})$$

Où k est le numéro de la zone concernée.

On utilise la règle de Leibniz décrite par l'équation (A5.4) pour l'intégration des équations (A5.1) et (A5.2) dans chaque zone. Le recours à cette règle est rendu nécessaire par le fait que les frontières entre les différentes zones sont mobiles.

$$\int_{\beta_1(t)}^{\beta_2(t)} \frac{\partial f(t,z)}{\partial t} dz = \frac{d}{dt} \int_{\beta_1(t)}^{\beta_2(t)} f(t,z) dz + f(t,\beta_1(t)) \frac{d\beta_1(t)}{dt} - f(t,\beta_2(t)) \frac{d\beta_2(t)}{dt} \quad (\text{A5.4})$$

On utilise l'hypothèse de continuité des flux aux interfaces. Ceci résulte du fait que les propriétés du corps considéré sont continues de part et d'autre de chaque frontière. Par exemple, la masse volumique de la vapeur juste avant la frontière L_1 est égale à la masse volumique du mélange diphasique juste après la frontière L_1 dans la mesure où en ce point, la fraction massique de vapeur tend vers 1. De plus, des moyennes sont utilisées pour exprimer les intégrales représentant les variations des quantités accumulées. Un exemple est donné par l'équation (A5.5) concernant le terme d'accumulation de masse :

$$\frac{d}{dt} \int_0^{L_i} \rho_1 dz = \frac{d}{dt} (L_i \bar{\rho}_1) \quad (\text{A5.4})$$

On obtient ainsi 6 équations différentielles caractérisant les 3 zones, équations (A5.5) à (A5.10)

$$L_1 \frac{d\bar{\rho}_1}{dt} + (\bar{\rho}_1 - \rho_{12}) \frac{dL_1}{dt} = \frac{q_0 - q_{12}}{A_{cs}} \quad (\text{A5.5})$$

$$(L_2 - L_1) \frac{d\bar{\rho}_2}{dt} + (\rho_{12} - \bar{\rho}_2) \frac{dL_1}{dt} + (\bar{\rho}_2 - \rho_{23}) \frac{dL_2}{dt} = \frac{q_{12} - q_{23}}{A_{cs}} \quad (\text{A5.6})$$

$$(L - L_2) \frac{d\bar{\rho}_3}{dt} + (\rho_{23} - \bar{\rho}_3) \frac{dL_2}{dt} = \frac{q_{23} - q_L}{A_{cs}} \quad (\text{A5.7})$$

$$A_{cs} L_1 \left(\bar{\rho}_1 \frac{d\bar{h}_1}{dt} + \bar{h}_1 \frac{d\bar{\rho}_1}{dt} - \frac{dP}{dt} \right) + A_{cs} (\bar{\rho}_1 \bar{h}_1 - \rho_{12} h_{12}) \frac{dL_1}{dt} = q_0 h_0 - q_{12} h_{12} + L_1 \sigma_1 \quad (\text{A5.8})$$

$$A_{cs} (L_2 - L_1) \left(\frac{d\bar{h}_2 \bar{\rho}_2}{dt} - \frac{dP}{dt} \right) + A_{cs} (\rho_{12} h_{12} - \bar{\rho}_2 \bar{h}_2) \frac{dL_1}{dt} + A_{cs} (\bar{\rho}_2 \bar{h}_2 - \rho_{23} h_{23}) \frac{dL_2}{dt} = q_{12} h_{12} - q_{23} h_{23} + (L_2 - L_1) \sigma_2 \quad (\text{A5.9})$$

$$A_{cs} (L - L_2) \left(\bar{\rho}_3 \frac{d\bar{h}_3}{dt} + \bar{h}_3 \frac{d\bar{\rho}_3}{dt} - \frac{dP}{dt} \right) + A_{cs} (\rho_{23} h_{23} - \bar{\rho}_3 \bar{h}_3) \frac{dL_2}{dt} = q_{23} h_{23} - q_L h_L + (L - L_2) \sigma_3 \quad (\text{A5.10})$$

La pression dans l'échangeur est fixée par la température de la zone diphasique, les deux phases étant supposées à l'équilibre.

La vapeur est assimilée à un gaz parfait. En conséquence, la masse volumique de la vapeur dépend de la pression et de la température tandis que l'enthalpie ne dépend que de la température.

Pour décrire les propriétés thermodynamiques de la zone 2, on utilise une valeur moyenne de γ , la fraction volumique de vapeur selon les équations (A5.11) et (A5.12) :

$$\bar{\rho}_2 = \bar{\gamma} \bar{\rho}_{2v} + (1 - \bar{\gamma}) \bar{\rho}_{2l} \quad (\text{A5.11})$$

$$\bar{\rho}_2 \bar{h}_2 = \bar{\gamma} \bar{\rho}_{2v} \bar{h}_{2v} + (1 - \bar{\gamma}) \bar{\rho}_{2l} \bar{h}_{2l} \quad (\text{A5.12})$$

De ce fait les propriétés de la zone 2 dépendent à la fois de la température et de la fraction de vapeur.

On considère que la masse volumique et l'enthalpie du liquide ne dépendent que de la température.

En utilisant les dérivées partielles des propriétés des phases, on peut faire apparaître les dérivées temporelles du vecteur d'état $X = [\bar{T}_1 \ \bar{L}_1 \ \bar{T}_2 \ \bar{\gamma} \ \bar{L}_2 \ \bar{T}_3]$ et obtenir un système d'équations différentielles de la forme (A5.13)

$$Am \frac{dX}{dt} = Bm \quad (\text{A5.13})$$

La nouveauté de notre approche par rapport aux travaux publiés jusqu'à présent réside dans le fait que nous proposons une méthode pour calculer *a priori* les débits aux interfaces. Le principe est d'exploiter l'hypothèse de l'échangeur à pression uniforme : en connaissant les débits d'entrée et de sortie qui sont deux conditions limites imposées au bilan de masse (Wu *et al.* (2015)), on peut alors en déduire les débits aux deux interfaces.

- Calcul de q_{12} :

L'équation de bilan de masse (A5.1) nous permet de réexprimer la dérivée spatiale de la masse volumique selon l'équation (A5.14) :

$$\frac{\partial \rho}{\partial z} = \frac{-\rho \frac{\partial v}{\partial z} - \frac{\partial \rho}{\partial t}}{v} \quad (\text{A5.14})$$

L'équation de bilan d'énergie (A5.2) nous permet de réexprimer la dérivée spatiale de la température selon l'équation (A5.15) :

$$\frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\frac{\sigma}{A_{cs}} + \frac{\partial P}{\partial t} - \rho C_p(T) \frac{\partial T}{\partial t}}{v \rho C_p(T)} \quad (\text{A5.15})$$

L'hypothèse d'uniformité de la pression se traduit par l'équation (A5.16) :

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \frac{\partial P}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial z} + \frac{\partial P}{\partial \rho} \frac{\partial \rho}{\partial z} = 0 \quad (\text{A5.16})$$

On combine les 3 équations précédentes pour obtenir l'équation (A5.17) :

$$\frac{\partial P}{\partial t} \left[\frac{1}{\rho C_p(T)} \frac{\partial P}{\partial T} - 1 \right] + \frac{\sigma}{\rho C_p(T) A_{cs}} \frac{\partial P}{\partial T} = \frac{\partial P}{\partial \rho} \rho \frac{\partial v}{\partial z} \quad (\text{A5.17})$$

Dans la zone 1, on assimile la vapeur à un gaz parfait et si on néglige l'effet de la dérivée temporelle de la pression, après intégration entre 0 et L_1 on peut obtenir l'équation (A5.18), soit l'expression du débit à l'interface entre les zones 1 et 2.

$$q_{12}=q_0 \frac{\rho_{12}}{\rho_0} + \frac{L_1 \sigma_1 \rho_{12}}{\bar{T}_1 \bar{\rho}_1 C_p(\bar{T}_1)} \quad (\text{A5.18})$$

- Calcul de q_{23} :

Pour la zone 3 constituée de liquide, on peut négliger l'influence de la pression sur sa masse volumique d'où les équations (A5.19) et (A5.20)

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\partial \rho}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{A5.19})$$

$$v \frac{dp}{dz} = v \frac{\partial \rho}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial z} \quad (\text{A5.20})$$

On remanie les 2 précédentes équations et on les additionne pour obtenir l'équation (A5.21) :

$$-\rho^2 C_p \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{\partial \rho}{\partial T} \left[\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p v \frac{\partial T}{\partial z} \right] \quad (\text{A5.21})$$

En remplaçant la dérivée spatiale de la température grâce à l'équation de bilan d'énergie (A5.2), on peut obtenir l'équation (A5.22)

$$\rho C_p \frac{\partial v}{\partial z} = - \frac{l}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \left[\frac{\sigma}{A_{cs}} + \frac{\partial P}{\partial t} \right] \quad (\text{A5.22})$$

Après intégration entre L_2^+ et L et en négligeant l'impact de la dérivée temporelle de la pression, on obtient l'expression du débit à l'interface des zones 2 et 3, décrit par l'équation (A5.23) :

$$q_{23}=q_L \frac{\rho_{23}}{\rho_L} + \int \frac{\partial \bar{\rho}_3}{\partial \bar{T}_3} (L-L_2) \frac{\rho_{23}}{\bar{\rho}_3} \sigma_3 \left/ \frac{l}{\bar{\rho}_3 C_p(\bar{T}_3)} \right. \quad (\text{A5.23})$$

Annexe VI : Liste des publications et communications

- **Conférence SFT 2017 (Société Française de Thermique) : «Thermique, mers et océans» :**
 - **Article** : L. Guimard, P. Bandelier, C. Jallut, « Modélisation d’une installation de dessalement d’eau de mer par distillation soumise à des régimes transitoires », SFT 2017, Marseille, France. Juin 2017.
 - **Poster**

- **Conférence CIFQ 2017 (Colloque Inter-universitaire Franco-Québécois) : « Thermique des systèmes » :**
 - **Article** : P. Bandelier, A. Maise, L. Guimard, D. Alonso, A. Gonda, F. Pelascini, « Dessalement d’eau de mer par distillation multiple-effet utilisant une source d’énergie à basse température », CIFQ 2017, Caen, France, Mai 2017.

- **Conférence EDS 2018 (European Desalination Society) : « Desalination for the Environment : Clean Water and Energy » :**
 - **Présentation orale** : L. Guimard, A. Cipollina, F. Couenne, P. Bandelier, C. Jallut, « Dynamic modelling and analysis of the coupling MED-CSP », EDS 2018, Athens, Greece, September 2018.

- **Article publié dans une revue internationale :**

L. Guimard, A. Cipollina, B. Ortega-Delgado, G. Micale, F. Couenne, P. Bandelier, C. Jallut, 2019. New considerations for modelling a MED-TVC plant under dynamic conditions. *Desalination* 452, 94–113. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2018.10.026>