

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

ANALYSE THERMO-ÉCONOMIQUE D'UN
SYSTÈME DE DESSALEMENT PAR
THERMOCOMPRESSIION DE VAPEUR ET
CONCEPTION DE L'ÉJECTEUR

Thèse de doctorat (Ph.D)
Spécialité : génie mécanique

Oumar SAMAKÉ

Jury : Nicolas GALANIS (directeur)
Mikhail SORIN (codirecteur)
Hachimi FELLOUAH (rapporteur)
Ousmane SOW
Bernard MARCOS

RÉSUMÉ

L'objectif de cette thèse est de présenter les travaux d'une analyse thermo-économique d'un système de dessalement par distillation dans l'optique de revaloriser les pertes thermiques industrielles. Les rejets en question sont ceux d'un moteur Diesel utilisé dans une centrale de production d'électricité.

Premièrement, une étude préliminaire est faite en utilisant un modèle boîte noire. L'optimisation des fonctions objectives de ce modèle a permis de déterminer les paramètres de conception.

Ensuite un nouveau modèle d'éjecteur distinct des deux modèles classiques utilisés en thermodynamique (à pression et à section constante) est développé. Les performances des procédés de détente et de compression dans cet éjecteur sont calculées en appliquant un rendement polytropique comme dans les turbomachines. La méthode développée a permis de déterminer toutes les dimensions de l'éjecteur ainsi que la position de l'onde de choc.

Enfin une analyse détaillée du système de dessalement est faite pour déterminer le nombre d'effets ou cellules et les conditions qui permettent de satisfaire les conditions optimales obtenues lors de l'analyse préliminaire. L'analyse thermodynamique se base sur un tout nouveau modèle mathématique qui permet de simuler à la fois les deux configurations les plus utilisées en dessalement. De plus, une analyse thermo-économique basée sur l'exergo-économie a permis de calculer le coût de production et les investissements nécessaires.

Mots clés : boîte noire, thermo-économie, exergo-économie, polytropique, optimisation dessalement, thermo-compresseur, éjecteur, superstructure

REMERCIEMENTS

J'aimerais remercier, un professeur, un conseiller et une aide en la personne de Monsieur Ousmane Sow. Il m'a guidé depuis mes premiers pas à l'École Polytechnique de Thiès jusqu'à ce niveau. Il n'a ménagé aucun effort pour que le projet aboutisse malgré les nombreux obstacles avant le démarrage. J'adresse aussi des remerciements à son épouse pour leur soutien.

J'aimerais également remercier, mon encadreur le Professeur Nicolas Galanis, pour sa patience, sa compréhension et son humanisme. J'ai trouvé en lui un encadreur, un soutien, une aide sans précédent durant tout le déroulement de la thèse. Sa rigueur dans le travail et ses conseils sont des qualités que je garderai en tout temps. Merci encore Monsieur Galanis pour tout.

Je remercie mon codirecteur en la personne du Professeur Mikhail Sorin, pour ses conseils, son soutien et son encadrement. Ses cours ainsi que son approche de l'énergie et de l'exergie m'ont été d'une très grande utilité. Ils ont aussi éveillé en moi un désir ardent de devenir un spécialiste en efficacité énergétique.

Je profite aussi de cette occasion pour lancer mes sincères remerciements au Conseil de Recherche en Science Naturelle et de Génie du Canada (CRSNG) pour son soutien financier.

J'adresse mes sincères remerciements à Mouhamadou Sarr, Adjoint au vice-décanat recherche et études supérieures à la faculté de génie et à son épouse pour leurs aides et conseils sans précédents.

Je remercie tous mes collègues, pour ces bons moments, je pense particulièrement à Mohammed Khennich, pour les discussions scientifiques, les informations et les différents services qu'il m'a rendus.

Je remercie également un ami un conseiller en la personne de Mohammed Thioye et son épouse pour leurs soutiens et aides apportés à ma famille durant tout ce temps.

Je ne saurais terminer sans remercier ceux qui m'ont mis au monde et éduqué, ma mère mon père, mes oncles et tantes. Je parle de tous mes parents, car chacun d'entre vous a contribué d'une manière ou d'une autre à mon éducation. Je pense également à mes frères, cousins, cousines, aux amis du Sénégal et ceux présents au Québec pour leurs soutiens et encouragements durant tout mon cursus scolaire.

Mes derniers remerciements vont à mon épouse Kamissa Diarra et à ma petite Fatoumata, pour leur soutien et patience, car cela n'a pas été facile. Je la remercie également de s'être occupée de notre fille durant toute cette absence.

TABLE DES MATIÈRES

RÉSUMÉ.....	i
REMERCIEMENTS.....	ii
TABLE DES MATIÈRES	iii
LISTE DES FIGURES.....	vii
LISTE DES TABLEAUX.....	x
LISTE DES SYMBOLES	xii
CHAPITRE 1 INTRODUCTION.....	1
1.1 Contexte général.....	1
1.2 Contexte et justification du projet	1
1.3 Objectif général du projet et organisation de la thèse	3
1.4 Plan de la thèse	4
CHAPITRE 2 GÉNÉRALITÉS SUR LE DESSALEMENT.....	6
2.1 Introduction.....	6
2.2 Modèles d'eau de mer.....	6
2.2.1 Définition eau de mer et eau saumâtre.....	6
2.3 Les différents modèles thermodynamiques de l'eau de mer.....	7
2.3.1 Le modèle standard	7
2.3.2 Le modèle de solution de chlorure de sodium.....	8
2.3.3 Le modèle de mélange idéal	9
2.3.4 Les Manquements des modèles	9
2.4 Les technologies de dessalement.....	11
2.4.1 Les étapes du dessalement.....	11
2.4.2 Les critères de classification des procédés	11
2.4.3 Les procédés de dessalement par distillation.....	12
2.4.4 Procédés membranaires.....	15
2.5 La consommation énergétique	18
2.5.1 Sources d'énergie	18
2.5.2 Les techniques de récupération et valorisation des rejets thermiques	19
2.5.3 Définition et travaux sur l'énergie minimale.....	20
2.5.4 Détermination de l'énergie minimale.....	23
2.6 Études comparatives	28
2.6.1 Avantages et inconvénients du Multiple effet	28

2.6.2 Avantages et inconvénients du Multi flash	29
2.6.3 Avantages et inconvénients de la compression de vapeur	29
2.6.4 Avantages et inconvénients de l'osmose inverse.....	30
2.6.5 Comparaison.....	30
2.7 Critères de choix d'un procédé de dessalement	34
2.8 Conditions de fonctionnement et choix du procédé	35
2.9 Conclusion	36
CHAPITRE 3 ANALYSE GLOBALE DU SYSTÈME DE DESSALEMENT	37
3.1 Introduction.....	37
3.2 L'état de l'art du dessalement par thermocompression de vapeur	37
3.3 Présentation de la source d'énergie	39
3.4 Description du modèle.....	41
3.5 Modélisation du système	43
3.5.1 Les hypothèses de base.....	43
3.5.2 Analyse énergétique.....	44
3.5.3 Analyse exergetique.....	47
3.5.4 Critères de performance	48
3.6 Résolution et validation	49
3.7 Résultats.....	50
3.7.1 Analyse du rapport de production : PR	51
3.7.2 Destruction d'exergie	58
3.7.3 Analyse de la surface d'échange.....	64
3.8 Conditions de design	67
3.9 Conclusion	70
CHAPITRE 4 CONCEPTION ET ANALYSE DES IRRÉVERSIBILITÉS DANS L'ÉJECTEUR.....	71
4.1 Introduction.....	71
4.2 Revues de quelques travaux relatifs à l'éjecteur	72
4.3 Description et modélisation de l'éjecteur	75
4.3.1 Modèle d'écoulement du fluide secondaire.....	78
4.4 Modélisation de l'écoulement du fluide primaire.	80
4.4.1 La section de mélange.....	85
4.4.2 Les propriétés du mélange dans le diffuseur	85
4.4.3 Les longueurs des parties divergentes et convergentes de l'éjecteur.....	88

4.4.4 Les propriétés thermodynamiques et géométriques des états intermédiaires compris entre 4 et 6.....	88
4.4.5 Autres caractéristiques des différentes sections.....	92
4.5 Comparaison du modèle avec des résultats publiés	93
4.6 Résultats.....	96
4.6.1 Étude d'un cas de base	96
4.6.2 Les effets de la variation des angles.....	101
4.6.3 Variation des coefficients μ et Θ	103
4.6.4 La variation de la position de l'onde de choc β	104
4.6.5 Analyse des rendements polytropiques	106
4.7 Conclusion	118
CHAPITRE 5 ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU DISTILLATEUR À MULTIPLES EFFETS.....	119
5.1 Introduction.....	119
5.2 Différentes configurations des effets.....	119
5.2.1 L'alimentation type suiveur (forward feed) (Figure 5.1).....	120
5.2.2 L'alimentation en arrière (backward feed) (Figure 5.2).....	121
5.2.3 L'alimentation parallèle (Figure 5.3).....	121
5.2.4 L'alimentation parallèle croisée (Figure 5.4).....	122
5.2.5 Choix de modèles d'alimentation	123
5.3 Modélisation.....	124
5.3.1 Différents modèles d'effet.....	124
5.3.2 Modélisation du type suiveur et parallèle croisé	126
5.3.3 Modèle de la superstructure.....	129
5.3.4 Hypothèses spécifiques à la superstructure	134
5.3.5 Autres équations.....	135
5.3.6 L'analyse exergetique	135
5.3.7 Conditions et étapes de résolution	137
5.4 Résultats : Configuration parallèle croisée	139
5.4.1 Cas des débits d'alimentation identiques	139
5.4.2 Cas d'une salinité identique au niveau des effets	147
5.4.3 Cas où les débits et les salinités ne sont pas identiques	149
5.4.4 Comparaison des hypothèses.....	151
5.5 Résultats : Mode suiveur.....	153
5.5.1 Conditions de conception	160

5.6 Conclusion	162
CHAPITRE 6 ANALYSE THERMO-ÉCONOMIQUE DU MULTIPLE EFFET.....	163
6.1 Introduction.....	163
6.2 L'analyse thermo-économique.....	163
6.2.1 Définition.....	163
6.2.2 Les méthodologies de la thermo-économie.....	164
6.2.3 La méthode SPECO de (Lazzaretto & Tsatsaronis 2006).....	165
6.2.4 Modèle thermo-économique du système de dessalement global.....	168
6.2.5 Résolution du modèle thermo économique.....	174
6.3 Résultats et commentaires.....	177
6.3.1 Configuration parallèle croisée.....	177
6.3.2 Type suiveur	182
6.3.3 Conditions de conception	187
6.3.4 Choix du MEE	188
6.4 Conclusion	189
CHAPITRE 7 CONCLUSION GÉNÉRALE.....	191
LISTE DES RÉFÉRENCES	195

LISTE DES FIGURES

Figure 2.1 : Les concentrations des sels dans l'eau de mer (Anon, 2015.).....	7
Figure 2.2 : Cycle de l'eau de mer dans une installation de dessalement (Maurel 2006)	11
Figure 2.3 : Distillation a simple effet (A) et multiple effets(B) (Patrick Danis 2003).....	13
Figure 2.4 : Distillation par thermocompression de vapeur à multiple effets (Patrick Danis 2003)	14
Figure 2.5 : Distillation par compression mécanique de vapeur à multiple effets	14
Figure 2.6 : Distillation à détente successive ou flash direct (Patrick Danis 2003)	15
Figure 2.7 : Procédé de dessalement par électrodialyse (Elodie 2015.)	16
Figure 2.8 : Procédé de dessalement par osmose inverse (TAHRI, 2007).....	17
Figure 2.9 : Procédé par distillation membranaire.....	17
Figure 2.10 : L'énergie minimale de séparation en fonction de la salinité en kg/kg	21
Figure 2.11 : Procédé de séparation de l'eau potable	26
Figure 3.1 : Schéma du modèle boîte noire	42
Figure 3.2 : Schéma descriptif du système	42
Figure 3.3 : Diagramme thermodynamique de l'eau pure du procédé	44
Figure 3.4 : La puissance fournie par le générateur en fonction des variables d'entrées	55
Figure 3.5 : La vapeur motrice par le générateur en fonction des variables d'entrées.....	55
Figure 3.6 : L'eau potable fournie par le système en fonction des variables d'entrées.....	56
Figure 3.7 : L'eau de mer consommée en fonction des variables d'entrées	56
Figure 3.8 : La sensibilité des variables d'entrée sur le rapport de production.....	57
Figure 3.9 : Sensibilité du pincement sur le rapport de production d'eau	57
Figure 3.10 : Les effets du taux de compression et de la pression motrice sur l'exergie détruite	59
Figure 3.11 : Les effets de X sur l'exergie détruite au niveau des différents éléments : MEE, éjecteur, générateur.....	60
Figure 3.12 : Les effets de ΔT_c sur l'exergie détruite dans les composants : MEE, éjecteur, générateur	61
Figure 3.13 : L'exergie totale détruite en fonction de P_1 et de P_3/P_2	62
Figure 3.14 : L'influence des variables d'entrée sur l'exergie spécifique détruite dans le système.....	63
Figure 3.15 : L'influence du pincement sur l'exergie spécifique détruite dans le système	64
Figure 3.16 : Variation de la conductance du condenseur en fonction des variables d'entrée .	65
Figure 3.17 : Variation de la conductance du générateur en fonction des variables d'entrée...	66
Figure 3.18 : La sensibilité des variables d'entrée sur la surface spécifique	66
Figure 3.19 : Sensibilité du pincement sur la surface spécifique	67
Figure 4.1: L'éjecteur et ses différentes sections	73
Figure 4.2: Schéma de l'éjecteur étudié.....	77
Figure 4.3: Définitions des rendements polytropique et isentropique	78
Figure 4.4 : Organigramme du modèle d'écoulement du fluide secondaire	79
Figure 4.5 : Zone des valeurs possibles de μ et Θ	82
Figure 4.6 : Organigramme du modèle d'écoulement du fluide primaire	84
Figure 4.7 : Organigramme du modèle d'écoulement de la section constante et du diffuseur .	87

Figure 4.8 : Les étapes de détermination des longueurs : L_{5u} , L_{d6} et propriétés thermodynamiques.....	92
Figure 4.9 : L'évolution axiale de la pression.....	99
Figure 4.10: Effets de la variation de $\eta_{pl,p}$ sur les profils de pression dans l'éjecteur.....	108
Figure 4.11 : Effets de la variation de $\eta_{pl,p}$ sur les pertes exergetiques dans l'éjecteur.....	109
Figure 4.12: Effets de la variation de $\eta_{pl,s}$ sur les pressions dans l'éjecteur.....	111
Figure 4.13 : Les effets de la variation de $\eta_{pl,s}$ sur les pertes exergetique dans l'éjecteur.....	112
Figure 4.14: Les effets de la variation de η_{mix} sur les pressions dans l'éjecteur.....	114
Figure 4.15: Les effets de la variation de η_{mix} sur les pertes exergetiques dans l'éjecteur.....	115
Figure 4.16 : Les effets de la variation de $\eta_{pl,d}$ sur les pressions dans l'éjecteur.....	117
Figure 4.17 : Les effets de la variation de $\eta_{pl,d}$ sur les pertes exergetiques dans l'éjecteur....	117
Figure 5.1 : Configuration de type suiveur.....	120
Figure 5.2 : Configuration type alimentation en arriere.....	121
Figure 5.3 : Configuration type alimentation en parallele.....	122
Figure 5.4 : Configuration type alimentation parallele croisee.....	122
Figure 5.5 : Modele d'un effet suiveur.....	127
Figure 5.6 : Modele d'un effet parallele croise.....	128
Figure 5.7 : Superstructure pour tout effet de 2 à N.....	130
Figure 5.8 : Modele du premier effet.....	133
Figure 5.9 : Le debit de vapeur produit dans chaque effet pour differentes valeurs de ΔT_e et des debits d'alimentation identiques.....	143
Figure 5.10 : La variation de l'energie fournie d'un effet à un autre en fonction de ΔT_e type parallele croise.....	143
Figure 5.11 : Evolution de la salinite à la sortie des effets pour differentes valeurs de ΔT_e et des debits d'alimentation identiques.....	144
Figure 5.12 : La conductance thermique par effet pour differentes valeurs de ΔT_e et des debits d'alimentation identiques.....	146
Figure 5.13 : Degradation de l'exergie à travers les effets et en fonction de ΔT_e pour des debits identiques.....	147
Figure 5.14 : L'evolution du debit d'alimentation F_i à salinite identique en fonction de ΔT_e	149
Figure 5.15 : L'evolution du debit d'alimentation F_i en fonction de ΔT_e	150
Figure 5.16 : La variation de la salinite dans un effet en fonction de ΔT_e	151
Figure 5.17 : Le debit d'eau produit dans chaque effet et en fonction de ΔT_e en mode suiveur.....	156
Figure 5.18 : La variation de l'energie fournie d'un effet à un autre en fonction de ΔT_e type suiveur.....	157
Figure 5.19 : La variation de la salinite dans un effet en fonction de ΔT_e pour des debits identiques.....	157
Figure 5.20 : La conductance thermique par effet et en fonction de ΔT_e pour des debits identiques.....	159
Figure 5.21 : Degradation de l'exergie à travers les effets et en fonction de ΔT_e dans un suiveur.....	160
Figure 6.1 : Systeme thermique pour definir les combustibles, les produits et les equations auxiliaires (Lazzaretto & Tsatsaronis 2006).....	168
Figure 6.2 : la configuration du modele thermo-economique.....	169
Figure 6.3 : Variation du cout de vapeur pour differentes valeurs de ΔT_e type configuration parallele croisee.....	179

Figure 6.4 : Variation du coût de saumure pour différents ΔT_e type configuration parallèle croisée	179
Figure 6.5 : Investissements des effets pour différentes valeurs de ΔT_e type configuration parallèle croisée	180
Figure 6.6 : Variation du coût de vapeur pour différentes valeurs de ΔT_e en mode suiveur ..	184
Figure 6.7 : Variation du coût de saumure pour différentes valeurs de ΔT_e en mode suiveur	184
Figure 6.8 : Variation du coût de distillat pour différentes valeurs de ΔT_e en mode suiveur .	185
Figure 6.9 : Investissements des effets pour différentes valeurs de ΔT_e en mode suiveur	185

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1 : Consommation énergétique des différents procédés (Maurel 2006)	22
Tableau 2.2 : Caractéristiques des différents procédés	33
Tableau 3.1 : Caractéristiques des gaz d'échappement du moteur Diesel	40
Tableau 3.2 : les variables du modèle énergétique	47
Tableau 3.3 : Comparaison des résultats avec ceux de la littérature	50
Tableau 3.4 : Les valeurs des pressions P_2 et P_3	52
Tableau 3.5 : Les relations entre les variables d'entrée	54
Tableau 3.6 : Optimisation des fonctions objectives en fonction des variables d'entrée	68
Tableau 3.7 : Les caractéristiques optimales des états aux conditions de conception	69
Tableau 4.1 : Les paramètres fixés et calculés pour la comparaison	94
Tableau 4.2 : Les résultats de la comparaison avec des valeurs publiées	95
Tableau 4.3 : Les caractéristiques thermodynamiques aux différents états du cas de base	99
Tableau 4.4 : Les longueurs de l'éjecteur du cas de base	100
Tableau 4.5 : Les rendements isentropiques cas de base	101
Tableau 4.6 : Effets de γ_{2d} sur la longueur du diffuseur	101
Tableau 4.7 : Les effets de la variation de γ_{1m}	102
Tableau 4.8 : Comparaison de P_{4p} par rapport à P_{0s}	103
Tableau 4.9 : Les effets de μ et Θ sur les dimensions de la tuyère et sa position par rapport au col aérodynamique	104
Tableau 4.10 : Les dimensions en fonction de la position de l'onde de choc	105
Tableau 4.11 : Effets du rendement polytropique du primaire sur les longueurs	107
Tableau 4.12 : Effets de la variation de $\eta_{pl,p}$ sur V_{4s} , V_{4p} et F	108
Tableau 4.13 : Effets du rendement polytropique du secondaire sur les longueurs	110
Tableau 4.14 : Effets de la variation de $\eta_{pl,s}$ sur V_{4s} , V_{4p} et F	111
Tableau 4.15 : Effets du rendement de mélange sur les longueurs	113
Tableau 4.16 : Effets du rendement $\eta_{pl,d}$ sur les longueurs	116
Tableau 5.1 : Les variables fixes issues du Tableau 3.7	138
Tableau 5.2 : Paramètres déterminés par la superstructure	138
Tableau 5.3 : Autres variables déterminées par le modèle détaillé	139
Tableau 5.4 : Les propriétés thermodynamiques des effets pour un même débit d'alimentation dans tous les effets	140
Tableau 5.5 : Les états exergetiques et l'exergie détruite dans chaque composant d'un effet	141
Tableau 5.6 : Production totale d'eau potable et d'eau de mer consommée en fonction de ΔT_e	144
Tableau 5.7 : N_{max} et D_{max} pour différents ΔT_e pour des débits d'alimentation identiques ...	145
Tableau 5.8 : Les propriétés thermodynamiques des effets pour une même salinité dans tous les effets	148
Tableau 5.9 : Les propriétés thermodynamiques des effets pour une salinité et un débit d'alimentation quelconque	150
Tableau 5.10 : Production d'eau en fonction du type d'alimentation	152
Tableau 5.11 : Les valeurs maximales en fonction des hypothèses	153
Tableau 5.12 : Les propriétés thermodynamiques des effets de type suiveur	154
Tableau 5.13 : Les états exergetiques et l'exergie détruite dans chaque composant d'un effet type suiveur	155

Tableau 5.14 : Production totale d'eau potable et d'eau de mer consommée en fonction de ΔT_e type suiveur	156
Tableau 5.15 : N_{max} et D_{max} pour différents ΔT_e en mode suiveur	158
Tableau 5.16 : Comparaison type suiveur et parallèle croisé mêmes conditions de fonctionnement	161
Tableau 5.17 : Conditions de design du MEE dans l'atteinte de celles définies par la boite noire	161
Tableau 6.1 : Les différents coûts de production à travers les effets dans la configuration parallèle croisée	178
Tableau 6.2 : Investissements nécessaires et coût de production en fonction de ΔT_e pour des débits d'alimentation identiques	181
Tableau 6.3: Investissements nécessaires et coût de production en fonction de N pour des débits d'alimentation identiques	182
Tableau 6.4 : Les différents coûts de production à travers les effets dans la configuration type suiveur	183
Tableau 6.5 : Investissements nécessaires et coût de production en fonction de ΔT_e en mode suiveur	186
Tableau 6.6 : Investissements nécessaires et coût de production en fonction de N type suiveur	187
Tableau 6.7 : Comparaison parallèle croisé et suiveur	187
Tableau 6.8 : Conditions d'atteintes de la production d'eau potable modèle boite noire.....	188
Tableau 6.9 : conditions optimales en parallèle croisé à débits identiques pour différents effets	189
Tableau 6.10 : Les conditions optimales en mode suiveur pour différents effets	189

LISTE DES SYMBOLES

a	Activité	-
BPE	Point d'ébullition de l'eau de mer	(°C)
C	Concentration molaire en	(mol/m ³)
c	Coût spécifique de l'exergie	(\$/GJ)
Ĉ	Coût de production par unité de temps	(\$/h)
CP	Coût de production de l'eau de mer	(\$/m ³)
Cr	Taux de compression de l'éjecteur	-
D	Diamètre	(m)
E	Exergie	(kW)
e	Exergie spécifique kJ/kg	(kJ/kg)
F	Force	(N)
f	Coefficient de friction	-
Ḟ _i	Débit massique d'eau de mer entrant dans un effet	(kg/s)
FT	Débit massique total d'eau de mer fourni au MEE	(kg/s)
G	Enthalpie libre	(kJ/kg)
g	Enthalpie spécifique libre de Gibbs	(kJ/kg)
h	Enthalpie spécifique en	(kJ/kg)
L	Longueur	(m)
M	Masse molaire	(kg/mol)
ṁ	Débit massique	(kg/s)
Ma	Nombre de Mach	-
N	Nombre d'effets	-
n _i	Nombre de moles	(mol)
P	Pression absolue	(kPa)
PR	Production spécifique	(kg/kg)
Q _i	Chaleur fournie ou reçue par le volume de contrôle	(kW)
R	Constante des gaz parfaits;	(J/kg.K)
Re	Nombre de Reynolds	-
S	Salinité	(g/kg)
s	Entropie spécifique	(kJ/kg.K)

sE	Exergie totale spécifique détruite	(kW/kg)
sUA	Conductance thermique spécifique	(kW/K.kg)
T	Température	(°C)
T ₀	Température ambiante	(°C)
t _f	Durée d'exploitation	(h)
UA	Conductance thermique	(kW/K)
V	Vitesse du fluide	(m/s)
\dot{W}	Travail fourni ou reçu par le système	(kW)
x	Fraction molaire	-
X	Pourcentage d'eau de mer rejetée après condensation	-
Z	Investissement global	(\$)
\dot{Z}	Investissement par durée de fonctionnement	(\$/h)

Lettres grecques

α	Position du mélange complet	-
β	Position de l'onde de choc par rapport à l'entrée du diffuseur	-
γ	Angle	radian
ΔA	Différence de section	(m ²)
ΔP	Différence de pression	(kPa)
ΔT	Écart de température	(°C)
ε	Rugosité	(mm)
η	Rendement	%
μ	Potentiel chimique	kJ/kg.mol
ν	Volume massique	(m ³ /kg)
π	Pression osmotique	(Pa)
ρ	Masse volumique	kg/m ³
χ	Fraction volumique	-

Indices

b	Saumure
c	Condenseur
d	Distillat
det	Détruite
E.	Effet

e	effet
g	Générateur
is	Isentropique
mix	Mélange
p	Primaire
pl	Polytropique
pop	Pompe
s	Secondaire
v	Vapeur

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1 Contexte général

Il convient actuellement de préciser sans en débattre que la croissance économique et sociale du monde moderne dépend de l'approvisionnement durable en énergie et en eau. Cependant, face à la croissance exponentielle de la population mondiale et à la forte industrialisation la capacité des nations à fournir l'énergie et l'eau à la fois propres et à coût abordable est à l'heure sérieusement contestée par un certain nombre de questions. Tout d'abord, la limitation ou parfois même la diminution des ressources utilisables par suite de pollution ensuite, leur inégale répartition sur la planète et enfin l'interdépendance entre les deux ressources : énergie et eau. De plus, les préoccupations sur l'énergie et l'eau diffèrent d'un continent à un autre, d'un pays à un autre et également d'une activité à une autre. Dans certains pays la situation est parfois préoccupante à l'exemple de l'Inde où l'eau s'épuise et les lacs disparaissent alors que le continent africain se caractérise par sa très faible ressource en énergie fossile ou presque inexistante dans cette région. Ils s'y ajoutent également les contraintes liées à la disponibilité de l'eau avec des précipitations rares, mais surtout aléatoires souvent avec des déserts et les zones subarides qui n'ont que peu ou pas d'eau. L'interdépendance entre les deux s'explique par le fait que la production d'énergie nécessite de grandes quantités d'eau alors que le traitement et la distribution de l'eau sont tous aussi dépendants de l'énergie à faible coût et facilement accessible.

1.2 Contexte et justification du projet

La problématique de l'énergie demeure toujours constante malgré les avancées technologiques remarquables pour sa bonne gestion et efficace et également la découverte et le développement des nouvelles sources d'énergie telles que les énergies nouvelles et renouvelables. L'eau quant à elle connaît quelques dénouements avec l'exploitation d'eau saline pour produire de l'eau

potable soit pour des activités industrielles, pour l'agriculture ou pour la consommation domestique. La concentration maximale en sel de cette dernière est estimée à 1 gramme par litre d'eau après l'utilisation d'un procédé de dessalement.

Le dessalement constitue ainsi la solution face aux besoins d'eau avec une production mondiale estimée en 2012 à 80 millions de mètre cube par jour, et cela grâce à 15 000 usines de dessalement à travers le monde (Nwc 2008). Cependant, la majorité des installations de dessalement se trouve au Moyen-Orient et en Afrique du Nord. Et la plus grande unité de dessalement est implantée en Arabie Saoudite avec une production journalière d'eau potable de 948 000 mètre cube. Le dessalement est jusqu'ici salutaire pour la satisfaction de la demande en eau des pays et régions confrontés à un véritable déficit, du fait de son abondance et de la surface occupée. Par contre, une analyse globale des différents travaux réalisés jusqu'ici met en exergue des coûts d'investissement et d'exploitation relativement élevés, limitant du coup la faisabilité d'un tel projet uniquement dans les pays développés ou dotés d'importantes ressources fossiles. Ce qui ralentit ainsi leur expansion suite à la forte consommation énergétique qui varie également selon le procédé de dessalement utilisé.

Les techniques de dessalement bien qu'ayant connu une expansion considérable, mise en évidence par un nombre important de travaux, leur implantation en Afrique subsaharienne est presque inexistante. La presque totalité des pays dans cette zone de l'Afrique dépendent des énergies fossiles utilisées en grande partie par des systèmes thermiques ayant des rendements faibles et ce, malgré les progrès technologiques afin d'améliorer leur efficacité (moteur Diesel, Turbine à vapeur et à gaz). Cette faible performance se traduit par une quantité importante d'énergie cédée à l'environnement et encore récupérable alors que ces pays sont dans l'incapacité de satisfaire leur demande en énergie électrique.

L'exemple du Sénégal est assez illustratif, car en plus de partager la problématique de l'énergie avec l'ensemble des pays subsahariens, il peine également à satisfaire ces besoins en eau. En effet, les récentes études menées sur la situation hydraulique au Sénégal prévoient une saturation dans les années à venir dans certaines régions du pays particulièrement dans la capitale sénégalaise : Dakar qui connaît un accroissement démographique compris entre 4.5 et 5 % par année. Les solutions à ce jour font face à des contraintes soient d'ordre économique

soient dues à une absence de propositions concrètes à l'échelle industrielle. Alors que des études ont été initiées dans ce sens notamment avec les travaux de (Sow 2004) qui entre dans le cadre de la satisfaction des besoins en eau du milieu rural. Les résultats de (Sow 2004) relatifs au dessalement portent globalement sur le traitement des eaux saumâtres à faible salinité donc à petite échelle. Son travail cible les localités isolées dont le nombre d'habitants est compris entre 100 et 150. Ces travaux quoique limités à de faibles installations jettent les bases d'une solution avec des propositions concrètes et innovatrices en son temps, avec l'utilisation de l'énergie solaire comme source d'alimentation d'un système de dessalement. La position géographique de la région de Dakar et plus particulièrement des centrales de production de l'électricité présente une opportunité d'utiliser les rejets énergétiques pour produire de l'eau potable. Ce qui entraîne d'abord une amélioration du taux d'utilisation des énergies fossiles et enfin une réduction de la pollution thermique.

1.3 Objectif général du projet et organisation de la thèse

Face aux problématiques posées plus haut, la réponse se trouve dès lors à travers un système qui rend l'eau disponible à un coût abordable. Ainsi la solution retenue est la mise en place d'une unité de dessalement tout en considérant les réalités économiques, environnementales et également la disponibilité des ressources énergétiques du pays. Une telle ambition nécessite par ailleurs la connaissance et la maîtrise du principe de fonctionnement des différentes unités de dessalement et également une mise en évidence des contraintes relatives à chaque type.

Pour ce qui est de la consommation énergétique généralement présentée comme un des aspects fondamentaux dans le dessalement, les rejets thermiques comme source d'énergie sont de plus en plus adoptés et jugés jusqu'ici rentables. Car le coût de l'énergie constitue la plus importante part du coût de dessalement et en utilisant les rejets thermiques cela permet de le réduire considérablement (Maurel 2006).

Ainsi, l'objectif global de cette thèse est l'analyse thermo économique d'une unité de dessalement de l'eau de mer alimentée par les rejets thermiques de moteurs Diesel. Il s'agira de faire une optimisation de l'installation. Il s'y ajoute la recherche d'une combinaison

optimale du moteur Diesel et l'unité de dessalement qui puisse satisfaire un certain nombre de critères de performance à savoir : maximiser le débit d'eau potable et le rapport débit d'eau et la surface des échangeurs ou minimiser le coût du dessalement.

1.4 Plan de la thèse

Cette thèse s'articule autour de sept chapitres, avec un premier chapitre qui présente le contexte et l'objectif général de ce travail ainsi qu'un résumé des différentes parties de la thèse.

Le deuxième chapitre décrit les différentes techniques de dessalement et les modèles d'eau de mer présents dans la littérature. Il expose également une étude comparative des procédés qui aboutit à un choix de technique de dessalement dont l'étude détaillée se fera dans les chapitres qui vont suivre.

Au troisième chapitre une nouvelle méthode d'analyse et d'optimisation de l'installation est adoptée afin de déterminer les paramètres de conception relatifs au modèle d'eau de mer et du procédé choisi dans le chapitre précédent. Il met aussi en évidence les composants de l'installation les moins performants du point de vue de la seconde loi de la thermodynamique.

Les chapitres trois et deux ayant montré l'importance de l'éjecteur dans la technique de dessalement choisie, le quatrième chapitre propose une modélisation pour déterminer les caractéristiques géométriques de l'éjecteur. Il est également mis en exergue les effets de certains paramètres jusqu'ici arbitraires dans la conception d'un éjecteur.

Le chapitre cinq propose une analyse détaillée du système de dessalement. Cette analyse se base sur un modèle thermodynamique permettant de simuler le fonctionnement de deux types de configurations parmi celles disponibles au niveau des procédés de dessalement par distillation. Il expose également une superstructure qui permet de simuler les deux configurations à partir d'un même modèle mathématique.

L'avant-dernier chapitre porte sur l'analyse thermo-économique des procédés du chapitre cinq en se basant sur le modèle superstructure. L'analyse économique est basée sur une méthode qui intègre à la fois l'économie classique et la thermodynamique, mais du point de vue de la seconde loi communément appelée thermo-économie ou exergo-économie. En plus de la détermination des investissements, cette méthode permet également de calculer le coût de production de l'eau potable.

Le dernier, la conclusion fait une synthèse des différents résultats issus du projet et émet quelques recommandations pour des travaux futurs.

CHAPITRE 2

GÉNÉRALITÉS SUR LE DESSALEMENT

2.1 Introduction

Ce chapitre expose la différence entre l'eau de mer salée et les eaux saumâtres ainsi que les différents modèles d'eau de mer utilisés dans l'analyse thermodynamique d'un système de dessalement. Les différences entre ces modèles sont mises en évidence à travers d'exemples en guise d'illustration.

Une revue des différents procédés de dessalement permet de comprendre leur fonctionnement ainsi que leurs avantages et inconvénients. Ce qui aboutit par la suite à un choix de procédé dessalement sur la base d'un certain nombre de critères techniques et économiques.

2.2 Modèles d'eau de mer

2.2.1 Définition eau de mer et eau saumâtre

Il existe une différence entre l'eau de mer salée et l'eau saumâtre. La distinction s'explique en grande partie par la concentration de sels dans chacune des solutions. L'eau de mer contient plus de 17 éléments chimiques dissouts dont seulement deux (le sodium et le chlore) représentent 85 % du poids total des éléments présents (Figure 2.1). Ainsi elle est caractérisée par la salinité qui est définie comme étant la quantité totale de résidus solides (en grammes) contenue dans un kilogramme d'eau de mer quand tous les carbonates ont été transformés en oxydes, de brome et l'iode remplacé par le chlore et que toute la matière organique ait été oxydée (Spiegler & El-Sayed 2001). La concentration en sel de l'eau de mer est généralement d'environ 35 g/L, sachant que cette valeur varie en fonction de la géographie.

Par définition une eau saumâtre est une eau non potable dont la salinité est comprise entre un et dix grammes de sels par litre donc inférieure à celle de l'eau de mer. Les eaux saumâtres

regroupent généralement les eaux de surface et souterraines qui en traversant les sols se chargent en sels. Ainsi leur composition dépendra de la nature des sols.

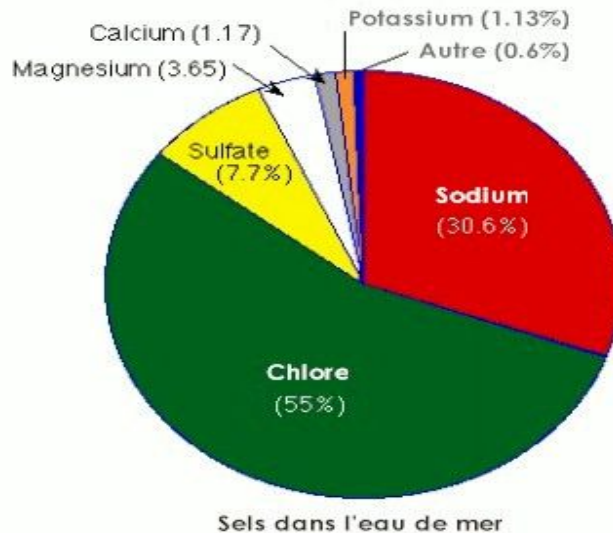


Figure 2.1 : Les concentrations des sels dans l'eau de mer (Anon, 2015.)

2.3 Les différents modèles thermodynamiques de l'eau de mer

La connaissance des propriétés de l'eau de mer est importante pour le développement, la conception et l'analyse des systèmes de dessalement. Dans la littérature on trouve plusieurs données relatives à l'eau de mer, mais très peu fournissent des corrélations adaptées.

Les différentes relations empiriques généralement utilisées s'appliquent à trois modèles d'eau de mer : le modèle d'eau de mer standard défini par IAPWS (Association Internationale des propriétés de l'eau et de la vapeur d'eau), le modèle solution de chlorure de sodium aqueux et le modèle de mélange idéal de chlorure de sodium et d'eau. La plupart des résultats des contributions scientifiques jusqu'ici sont basés sur ces trois modèles (Sharqawy et al. 2010).

2.3.1 Le modèle standard

Ce modèle est basé sur l'équation d'état de l'eau mer écrite sous la forme de l'énergie spécifique de Gibbs. Elle est fonction de la température, de la pression et de la salinité, lorsqu'appliquée à l'eau de mer. Ainsi l'équation d'état de l'eau de mer définie par

l'expression (2.1) est la somme du potentiel de Gibbs de l'eau pure et du sel. À partir de cette dernière, toutes les caractéristiques thermodynamiques de l'eau de mer (l'enthalpie, l'entropie, la masse volumique, etc.) peuvent être déduites. Par exemple la masse volumique de l'eau de mer en fonction de la température de la pression et de la salinité s'exprime par (2.4). Toutes les corrélations sont répertoriées dans les travaux de (Alto 2008). En résumé les différents résultats obtenus à partir de ce modèle sont entièrement basés sur les propriétés thermo physiques de l'eau de mer notamment la plupart des relations empiriques reconnues par IAPWS.

$$g(S, T, P) = g^e(T, P) + g^s(S, T, P) \quad (2.1)$$

$$h(S, T, P) = g + Ts \quad (2.2)$$

$$s(S, T, P) = -\left(\frac{\partial g}{\partial T}\right)_{S,P} \quad (2.3)$$

$$\rho(S, T, P) = \left(\frac{\partial g}{\partial P}\right)_{T,S}^{-1} \quad (2.4)$$

2.3.2 Le modèle de solution de chlorure de sodium aqueux

Dans ce modèle, l'eau de mer est assimilée à une solution de chlorure de sodium ayant une concentration équivalente de masse. Les propriétés thermodynamiques de cette solution telles que la température, la pression et la molalité peuvent être obtenues à partir de tableaux fournis par (Pabalan & Pitzer 1987). Ainsi on trouve l'application de ce modèle dans l'analyse exergétique d'un système de dessalement par multi flash effectuée par (Al-Sulaiman & Ismail 1995). Ils ont évalué les pertes et le rendement exergétiques du système de dessalement en se basant sur une solution aqueuse de chlorure de sodium. (Hamed et al. 1996) ont utilisé le même modèle que (Al-Sulaiman & Ismail 1995) afin d'analyser les performances d'un système de dessalement par compression de vapeur en s'appuyant sur le premier et le second principe de la thermodynamique. Les résultats obtenus montrent qu'il est possible de réduire les pertes exergétiques de l'unité de dessalement en augmentant le nombre d'étages.

2.3.3 Le modèle de mélange idéal

Le modèle de mélange idéal est le plus utilisé dans la littérature. L'eau de mer est considérée comme étant un mélange idéal d'eau pure et de sel sous forme solide. Les propriétés thermodynamiques du liquide sont obtenues à partir de tableaux de vapeur d'eau alors que celles du sel sont calculées en utilisant les propriétés thermodynamiques d'un solide. Comme pour les modèles cités ci-dessus les travaux basés sur celui-ci se résument à des analyses thermodynamiques des systèmes de dessalement. Un tel modèle trouve cependant son application dans les travaux de (Kahraman et al. 2005; Kahraman & Cengel 2005; Bouzayani et al. 2009; Bouzayani et al. 2007).

2.3.4 Les Manquements des modèles

La plupart des modèles d'études de l'eau de mer sont similaires à ceux utilisés dans le cas de l'eau pure, car l'eau de mer et l'eau pure présentent des propriétés physiques analogues. Même si la différence entre les propriétés de l'eau de mer et celles de l'eau pure se situe dans un intervalle de 5 à 10 %, il faut tout de même souligner que toutes corrélations ou tous modèles non appropriés à un cas bien spécifiés peuvent avoir une influence importante sur les résultats de l'analyse. À titre d'exemple le modèle de mélange idéal de solution de chlorure de sodium reste valable uniquement lorsque la salinité de l'eau de mer est strictement inférieure à 5 % selon (Sharqawy et al. 2010).

Les récents travaux réalisés par (Sharqawy et al. 2010) contribuent à l'utilisation des modèles adéquats dans les études relatives aux systèmes de dessalement. Ils ont effectué une étude comparative des trois modèles d'eau de mer sur la base de l'exergie disponible dans un courant et de l'énergie minimale nécessaire à la production d'eau potable dans une unité de dessalement. Il résulte de ses recherches que la plupart des contributions scientifiques basées sur le modèle de mélange idéal de chlorure de sodium ont un flux d'exergie inférieur de 50 % par rapport à l'exergie obtenue à partir du modèle standard et du modèle de solution aqueuse. Ainsi l'énergie minimale déterminée à partir de ce modèle correspond à la moitié de celle réellement nécessaire à dessaler l'eau de mer. Les résultats des travaux ci-dessus lui ont permis par la suite de faire une analyse thermodynamique de deux systèmes de dessalement :

multi flash (Sharqawy, Lienhard V, et al. 2011) et osmose inverse (Sharqawy, Zubair, et al. 2011).

La première étude (Sharqawy, Lienhard V, et al. 2011), compare une analyse thermodynamique effectuée par (Kahraman & Cengel 2005) sur un système de dessalement par multi flash qui se base sur le modèle de mélange idéal à celle utilisant le modèle standard. Ils conclurent que les flux exergetiques obtenus à partir du modèle idéal sur lequel sont basés les travaux de (Kahraman & Cengel 2005) sont irréalistes et que le rendement exergetique calculé est parfois éloigné de celui du réel de 80 %.

La deuxième étude (Sharqawy, Zubair, et al. 2011) qui porte sur un système de dessalement par osmose inverse se caractérise surtout par la pression osmotique. Elle est définie comme étant la pression qui, lorsqu'appliquée à une solution concentrée, empêche le transport de l'eau pure à travers une membrane semi-perméable. Dans le modèle standard, la pression osmotique s'exprime par l'équation(2.5). Ainsi le passage de l'eau pure dans une solution faiblement concentrée en eau vers une solution moins concentrée est dû à la différence de potentiel chimique. Cette différence correspond au flux d'énergie nécessaire pour stopper le transfert. Alors que dans le modèle de solution idéale comme dans les travaux de (Bouzayani et al. 2009) cette pression est une fonction de la température et s'exprime par (2.8). L'analyse comparative basée sur ces deux modèles présente des résultats totalement différents. En effet l'énergie minimale ainsi que le rendement exergetique calculés dans le cas d'une solution idéale sont strictement inférieurs à ceux obtenus à partir du modèle standard.

$$\pi = \left(\frac{\mu_w - \mu_{w,o}}{v_w} \right) \quad (2.5)$$

$$\mu_w = \left(\frac{\partial G}{\partial m_w} \right) = g_{sw} - w \left(\frac{\partial g_{sw}}{\partial w_s} \right) \quad (2.6)$$

$$\mu_s = \left(\frac{\partial G_{sw}}{\partial m_w} \right) = g_{sw} (1 - w_s) \left(\frac{\partial g_{sw}}{\partial w_s} \right) \quad (2.7)$$

$$\pi = i \times C \times R \times T \quad (2.8)$$

2.4 Les technologies de dessalement

2.4.1 Les étapes du dessalement

Le cycle suivi par l'eau de mer dans une installation de dessalement se subdivise principalement en quatre groupes (Figure 2.2) :

- Une prise d'eau de mer
- Un poste de prétraitement
- L'installation de dessalement
- Le poste de traitement

La première étape du procédé de dessalement est l'alimentation en eau salée ou prise d'eau de mer. Cette étape se fait généralement soit par prise directe ou au niveau des forages côtiers afin d'éviter une eau turbide. Les forages côtiers peuvent être verticaux ou sous forme de galeries horizontales permettant d'obtenir une eau de très bonne qualité. L'un des inconvénients liés à ces derniers est le risque de colmatage au cours du temps. La prise directe quant à elle se caractérise par pompage en pleine mer dans une zone profonde éloignée des côtes pour ainsi éviter les eaux polluées (Maurel 2006).

Après la prise d'eau, l'eau de mer subit un traitement composé d'une phase de chloration, de filtration et d'antitartre. Puis elle entre dans une unité de dessalement afin de soutirer une quantité d'eau contenue dans le mélange.

Enfin l'eau soutirée de l'unité de dessalement est admise à un post traitement. Durant cette étape, l'eau est minéralisée afin de la rendre consommable.

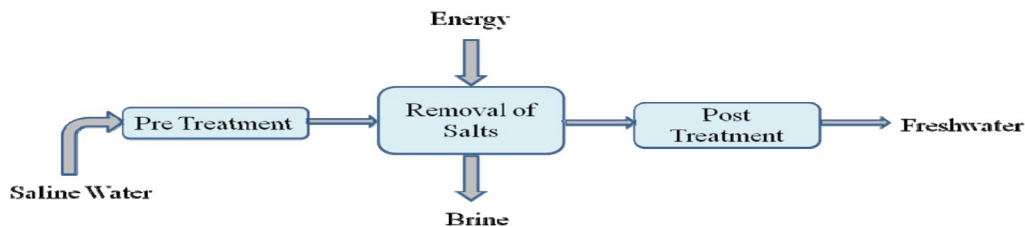


Figure 2.2 : Cycle de l'eau de mer dans une installation de dessalement (Maurel 2006)

2.4.2 Les critères de classification des procédés

Il existe plusieurs techniques de dessalement de l'eau de mer et de l'eau saumâtre. Quelle que soit la méthode utilisée, la fonction principale de cette dernière se résume à la production d'eau

douce. Les procédés de dessalement peuvent être repartis selon la forme ou phase sous laquelle l'eau douce est extraite, en deux groupes; d'une part selon le principe de fonctionnement et d'autre part selon la consommation énergétique (principale source d'énergie) (Patrick Danis 2003) et (Maurel 2006).

a. Le principe de fonctionnement

Selon ce critère les procédés utilisés dans cette catégorie peuvent être classés en trois groupes :

- Les procédés membranaires composés: d'électrolyse, et d'osmose inverse;
- Les procédés agissant sur les liaisons chimiques : principe d'échanges d'ions, formation d'hydrate, extraction de solvant;
- Les procédés par changement de phase qui comprennent : la distillation à simple ou multiple effets, simple flash ou multi flash, la compression mécanique de vapeur, et la thermocompression;

b. Critère énergétique

La consommation énergétique permet de distinguer deux principales sources :

- Une source thermique nécessaire au fonctionnement des procédés : multiple effets, simple ou multi flash, compression de vapeur et certaines techniques membranaires telle que la distillation membranaire;
- Une source électrique ou mécanique pour les systèmes de congélation, compression de vapeur, osmose inverse, électrodialyse;

2.4.3 Les procédés de dessalement par distillation

a. Distillation à simple et à multiple effets (Figure 2.3)

La distillation à simple effet est une technique longtemps utilisée sur les navires où les moteurs Diesel émettent une quantité significative de chaleur récupérable. Son principe se base sur la reproduction du cycle naturel de l'eau. Dans une enceinte fermée, un serpentin de chauffage porte à ébullition l'eau de mer. La vapeur produite se condense au contact d'un deuxième serpentin alimenté par l'eau de mer froide. Un éjecteur (ou une pompe) évacue les gaz incondensables. Un groupe électropompe soutire le distillat (eau condensée); et l'eau de mer concentrée ou saumure (Patrick Danis 2003).

En juxtaposant plusieurs cellules ou effets qui fonctionnent selon le principe de l'effet simple, on obtient ainsi un système à multiple effets. L'une des caractéristiques de ce système est la diminution progressive de la pression et de la température d'évaporation à travers les différents effets. Cela permet ainsi la circulation de la vapeur produite d'un effet vers un autre sans composant intermédiaire. Dans un effet l'énergie nécessaire à l'évaporation de l'eau de mer provient de la vapeur de l'effet qui le précède. Ce procédé se répète jusqu'au dernier dont la vapeur se condense grâce à un condenseur. Le condenseur final réchauffe l'eau de mer dont une partie alimente l'unité de dessalement et le reste est rejeté à la mer.

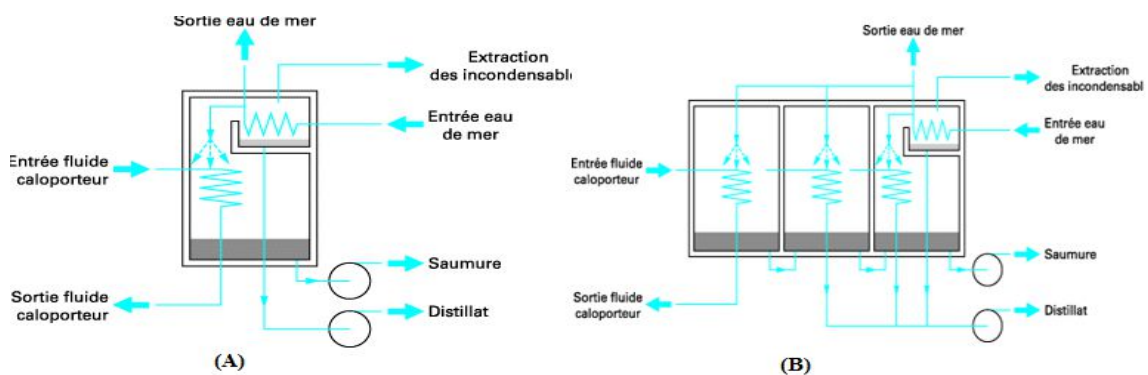


Figure 2.3 : Distillation à simple effet (A) et multiple effets(B) (Patrick Danis 2003)

b. Multiple effet avec compression de vapeur

Le dessalement par compression de vapeur consiste à comprimer une partie ou toute la vapeur issue d'un effet, afin d'augmenter son énergie. Elle est ensuite réintroduite dans la même enceinte comme source d'énergie. En se condensant, elle permet ainsi l'évaporation de l'eau de mer. La compression peut se faire soit par un éjecteur, on parle alors de thermocompression (Figure 2.4) ou grâce à un compresseur, il s'agit alors du dessalement par compression mécanique de vapeur (Figure 2.5).

Le principe de fonctionnement du système est similaire à celui de la distillation à multiple effets décrit plus haut. Dans le cadre d'une distillation par compression de vapeur, en plus de l'unité de dessalement un éjecteur ou un compresseur est utilisé pour la compression. Lorsqu'un éjecteur est utilisé, l'apport d'une vapeur motrice est nécessaire afin d'entraîner seulement une partie de la vapeur issue du dernier effet avant condensation. Le compresseur

quant à lui comprime toute la vapeur du dernier effet pour alimenter l'unité de dessalement. La compression mécanique de la vapeur ne requiert aucune source thermique externe.

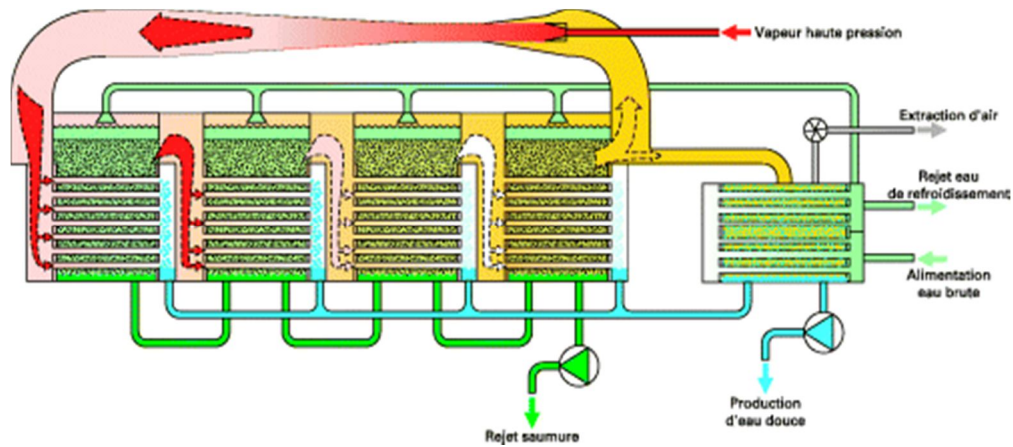


Figure 2.4 : Distillation par thermocompression de vapeur à multiple effets (Patrick Danis 2003)

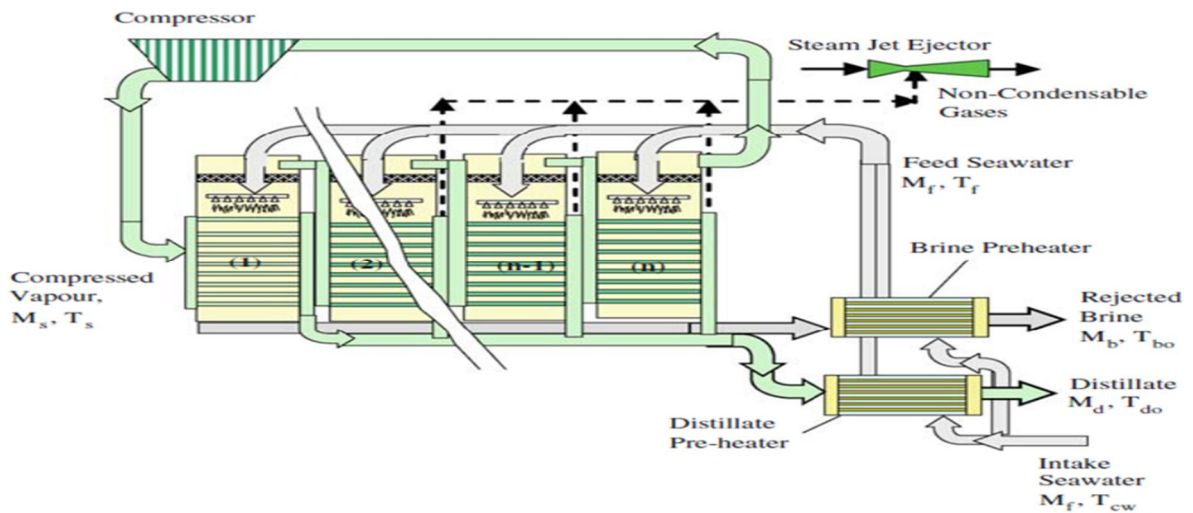


Figure 2.5 : Distillation par compression mécanique de vapeur à multiple effets

c. Distillation simple et multi flash

Le simple flash consiste à introduire de l'eau chaude sous pression dans une enceinte où la pression est inférieure à la pression de saturation de l'eau d'alimentation afin de provoquer une évaporation spontanée suite à une détente. Les vapeurs formées se condensent à la partie supérieure de l'enceinte (Figure 2.6).

Une juxtaposition de plusieurs séries identiques fonctionnant selon le simple flash dans lesquelles règne un vide de plus en plus poussé constitue le multi flash. La température de l'eau de mer pénétrant dans chaque cellule est supérieure à celle correspondant à sa pression de saturation y régnant, ce qui provoque la vaporisation spontanée par détente.

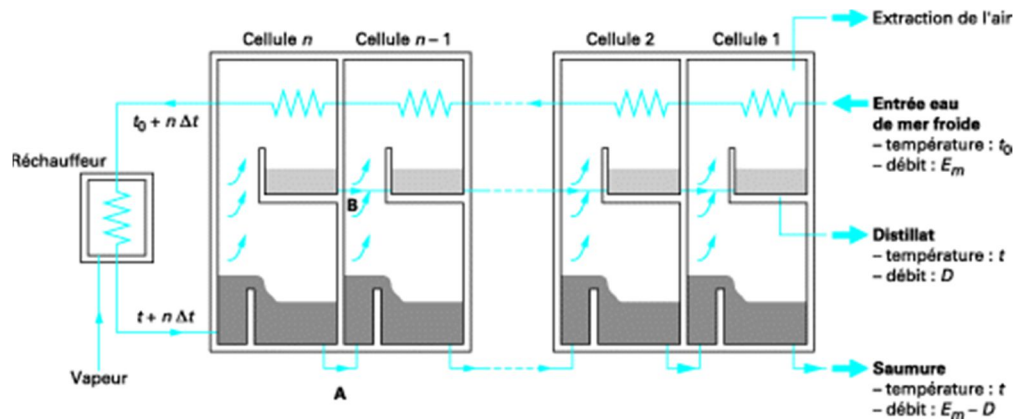


Figure 2.6 : Distillation à détentes successives ou flash direct (Patrick Danis 2003)

2.4.4 Procédés membranaires

a. Distillation par Électrodialyse

L'électrodialyse est une technique électro membranaire qui permet un transfert sélectif des ions à travers des membranes à perméabilité sélective sous l'action d'un champ électrique. Le fonctionnement d'un système par électrodialyse est basé sur les principes suivants :

- La plupart des sels dissous dans l'eau sont des ions chargés négativement ou positivement
- Les électrons migrent à travers une électrode dans le sens contraire des charges électriques
- Des membranes peuvent être construites pour permettre un transfert sélectif des ions négatifs ou positifs.

C'est donc un procédé électrochimique qui permet d'extraire les ions (atomes chargés positivement ou négativement) d'une solution en les déplaçant. Par exemple, par électrodialyse, on peut extraire les ions Na^+ et Cl^- de l'eau de mer. Ce procédé fonctionne avec un appareil nommé électro-dialyseur comme le montre la Figure 2.7.

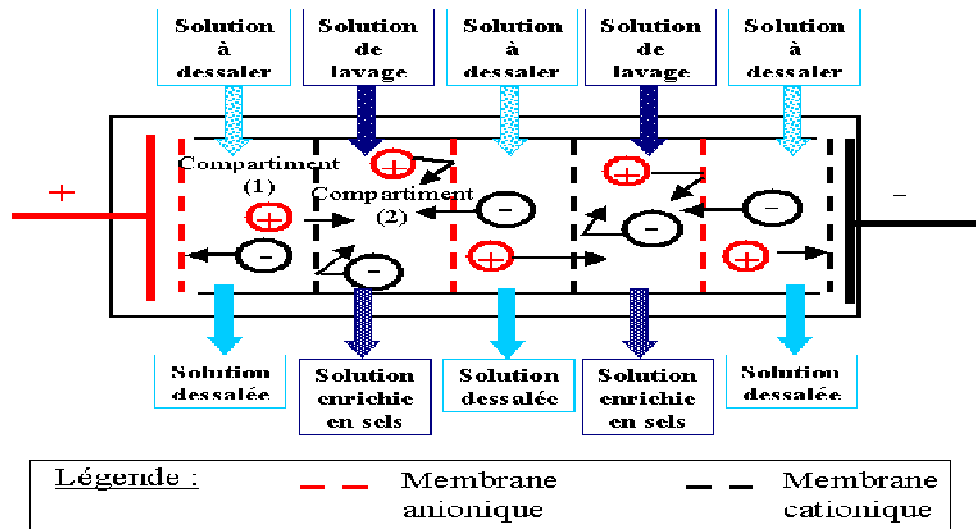


Figure 2.7 : Procédé de dessalement par électrodialyse (Elodie 2015.)

b. Osmose inverse

Elle s'inspire d'un phénomène naturel qu'est l'osmose. Ainsi en séparant deux solutions de concentrations différentes par une membrane, l'eau de la solution concentrée migre spontanément vers celle de concentration inférieure. Par contre l'application d'une pression supérieure à la pression osmotique fait migrer le solvant de la solution concentrée vers la solution de moindre concentration c'est l'osmose inverse.

L'osmose inverse est un procédé de séparation membranaire à partir duquel, l'eau sous pression est séparée des solutés à travers une membrane. La séparation ne requiert ni changement de phase ni apport d'énergie thermique. L'énergie requise durant le processus de dessalement sert à l'augmentation de la pression d'eau d'alimentation, elle est plutôt mécanique. L'osmose inverse utilise la pression dynamique pour vaincre la pression osmotique de la solution saline permettant ainsi une pénétration sélective avec la saumure d'un côté de la membrane et l'eau douce du côté opposé.

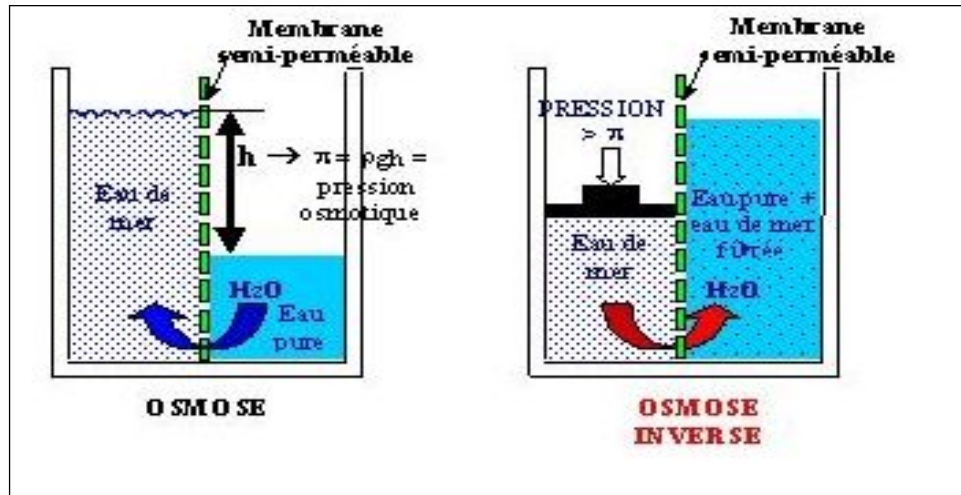


Figure 2.8 : Procédé de dessalement par osmose inverse (TAHRI, 2007).

c. Distillation membranaire

Elle est basée sur les deux techniques de dessalement précédentes; membranaire et distillation. La distillation membranaire consiste en une séparation thermique dans laquelle seules les molécules de vapeur arrivent à traverser une membrane poreuse hydrophobe. Elle fonctionne grâce à la différence de pression de vapeur de part et d'autre d'une membrane.

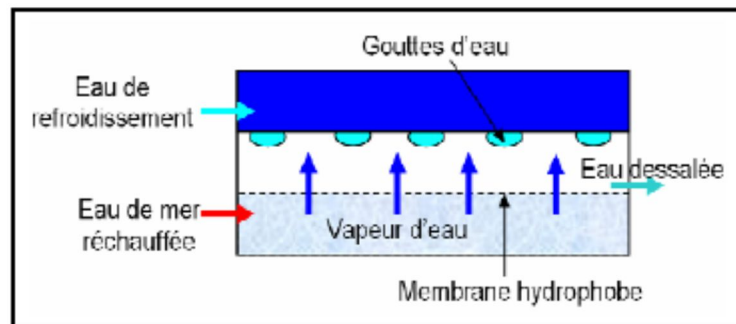


Figure 2.9 : Procédé par distillation membranaire

2.5 La consommation énergétique

2.5.1 Sources d'énergie

D'après (Mathioulakis et al. 2007) en 2007 seulement 0.02 % des installations de dessalement utilisaient les énergies renouvelables (solaire, géothermale, éolienne), aujourd'hui ce nombre est d'environ 1 %. Ceci correspond à une croissance non négligeable de leurs utilisations dans les unités de dessalement. Les travaux de (Mathioulakis et al. 2007) présentent également l'état de l'art actuel sur l'utilisation des énergies renouvelables dans le dessalement avec les différentes combinaisons existantes. En outre (Sow 2004) propose l'analyse thermodynamique d'un multiple effet alimenté par l'énergie solaire.

Cependant, les rejets thermiques des procédés industriels présentent la principale source d'énergie des unités de dessalement. Ils sont multiples, mais les plus utilisés dans le dessalement restent les pertes thermiques récupérées au niveau des turbines à gaz, à vapeur et également celles des moteurs Diesel. Les rejets thermiques des moteurs Diesel présentent environ 60% de l'énergie consommée, alors que le rendement énergétique des centrales à vapeur est généralement estimé à 45%. À cette catégorie de pertes récupérées à la suite de la combustion de sources fossiles, il faut ajouter l'utilisation des pertes thermiques des centrales nucléaires dans le dessalement (Mathioulakis et al. 2007).

Contrairement à l'utilisation des turbines à gaz ou vapeur dans les systèmes de cogénération mise en exergue par plusieurs travaux tels que ceux de (Khoshgoftar Manesh & Amidpour 2009; Shakib et al. 2012; Hosseini et al. 2012; Khoshgoftar Manesh et al. 2013; Nafey et al. 2006a), l'utilisation des pertes thermiques des moteurs à combustion interne connaissent très peu de réalisations dans le domaine du dessalement même si le procédé a longtemps existé. Les travaux relatifs à l'exploitation des pertes thermiques de moteurs Diesel pour l'alimentation d'unités de dessalement, notés dans la littérature datent de 1987 et portent essentiellement sur les travaux de (Toelkes 1987) et (Aly 1987a).

(Toelkes, 1987) a analysé la performance du projet d'Ebeye qui consistait à alimenter une unité de dessalement par distillation par les rejets thermiques de moteurs Diesel. La production

journalière dudit projet est estimée à 1100 m³/j. L'énergie consommée est fournie à partir de deux moteurs Diesel fonctionnant sous une charge nominale de 3,2 MW. L'article fournit une description des différentes installations, mais le seul résultat mentionné est l'existence d'une relation linéaire entre la charge du moteur et la quantité d'eau produite. Ce résultat est obtenu à partir d'un constat fait sur les différents relevés enregistrés et n'est pas appuyé par un modèle ou argument scientifique.

(Aly 1987a) s'est intéressé à une analyse thermodynamique d'un système de cogénération constitué d'un moteur Diesel fournissant une puissance électrique et dont les pertes thermiques (les gaz d'échappement et le liquide de refroidissement) sont utilisées afin de produire de l'eau potable grâce à un système de dessalement par osmose inverse. Dans cette étude, le liquide de refroidissement du moteur est utilisé comme principal source d'énergie pour la vaporisation du fluide caloporteur. Alors que les gaz d'échappement sont utilisés la surchauffe afin d'augmenter le travail.

Il faut souligner que les différentes contributions mentionnées plus haut sont généralement basées sur le premier principe de la thermodynamique sachant que dans l'analyse thermodynamique, ce dernier est loin d'être suffisant pour déterminer les performances réelles d'un système thermodynamique.

2.5.2 Les techniques de récupération et valorisation des rejets thermiques

Si la disponibilité de l'énergie constitue une problématique, son exploitation reste toujours limitée tant sur le plan technologique que sur les principes de la thermodynamique et de la thermique. Les différentes limitations justifient la nécessité de mettre en place un système permettant d'exploiter au maximum les rejets thermiques. Les différents travaux répertoriés dans la littérature mettent en exergue les systèmes qui génèrent de l'électricité (thermoélectricité, cycles thermiques) et ceux qui produisent de l'eau potable (avec échangeur de chaleur ou générateur de vapeur).

La production d'eau potable par alimentation directe d'échangeur de chaleur est une technique ancienne. Dans ce système l'unité de dessalement, généralement un distillateur utilise directement la source thermique pour évaporer l'eau salée. Cette technique est à éviter, car

considérée comme la moins performante aussi bien sur le plan énergétique qu'environnemental parmi les différents systèmes de cogénération produisant de l'eau potable par dessalement (Darwish et al. 2009).

La récupération des rejets thermiques à l'aide d'un générateur de vapeur est l'une des techniques les plus répandues et également la plus présente dans les études scientifiques lors de la production d'eau combinée à la fourniture d'électricité. La conception d'un générateur de vapeur par récupération de chaleur (HRSG) est basée sur les notions du point de pincement et intègre à la fois un système d'économiseur et d'évaporation. Les différentes équations qui le gouvernent sont présentées par (Hosseini et al. 2012; Hosseini et al. 2011; Khoshgoftar Manesh & Amidpour 2009).

2.5.3 Définition et travaux sur l'énergie minimale

Quel que soit le procédé de dessalement choisi, on peut résumer son fonctionnement comme suit : un système qui extrait une quantité d'eau potable contenue dans l'eau de mer ou saumâtre. Ce résultat n'est cependant pas réalisable sans l'apport d'une certaine quantité d'énergie. Celle-ci peut être thermique lorsque c'est un procédé de changement de phase, électrique dans le cas de l'électrodialyse ou mécanique pour un procédé membranaire. Cependant si ces procédés fonctionnaient de manière réversible, l'énergie consommée serait identique pour chacun d'eux (Maurel 2006).

(Spiegler & El-Sayed 2001) ont utilisé un modèle de solution de chlorure de sodium comme modèle d'eau de mer pour ainsi déterminer l'énergie minimale. L'eau de mer utilisée est à une température de 25 °C avec une salinité de 45 g/l. La salinité du mélange à la sortie du système est fixée à 65 g/l. Leur analyse montre que pour produire un mètre cube d'eau potable il faut une énergie minimale de 1.345 kWh. Cette valeur augmente par contre lorsque la température augmente. Car l'expression de l'énergie minimale dans leurs travaux correspond, au travail de compression isentropique d'un compresseur.

(Sharqawy, Lienhard V, et al. 2011; Sharqawy, Zubair, et al. 2011) dont les travaux sont plus récents dans ce domaine comparent l'énergie minimale de dessalement calculée à partir des trois modèles d'eau de mer : une solution aqueuse de chlorure de sodium, une solution idéale

de chlorure de sodium, et l'eau de mer standard (Figure 2.10). L'énergie minimale est définie comme étant le travail à fournir à un système réversible dont l'exergie détruite est nulle. Elle est calculée à partir des données thermodynamiques de l'eau de mer, mais aussi en appliquant le bilan exergetique. Les résultats obtenus montrent que l'énergie minimale nécessaire pour produire de l'eau est identique à celle des travaux de (Spiegler & El-Sayed 2001) uniquement pour de faibles concentrations en sel. Par contre lorsque la concentration est élevée une déviation de 5 % est notée. Il s'y ajoute que l'énergie minimale calculée à partir du modèle de solution idéale généralement présent dans la littérature est strictement inférieure de 50 % par rapport à la solution aqueuse de chlorure de sodium et à celle de l'eau de mer.

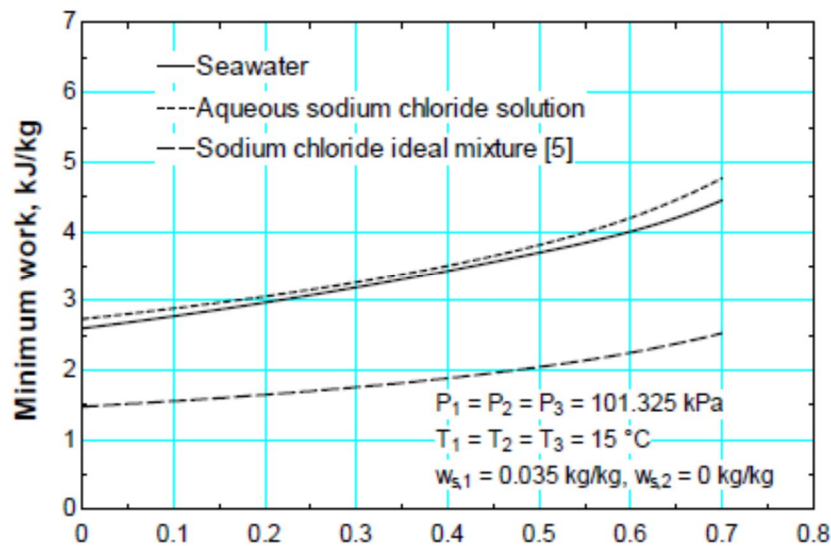


Figure 2.10 : L'énergie minimale de séparation en fonction de la salinité en kg/kg
(Sharqawy et al. 2010)

(Gomela 1966) utilise une modélisation similaire et montre que dans une solution idéale le travail minimal est fonction du potentiel chimique des espèces présentes. Il augmente en fonction de la quantité d'eau produite ou du rapport de production (quantité d'eau produite par unité d'énergie fournie) et également en fonction de la salinité initiale. Une augmentation de la température se traduit aussi par une énergie minimale importante.

La consommation énergétique réelle diffère d'une installation à une autre et dépend du procédé utilisé. Ainsi en distillation, la consommation énergétique dépend du volume d'eau traité et est

pratiquement indépendante de la concentration de sel. En outre la forte consommation énergétique est surtout attribuée aux irréversibilités. Si l'on veut économiser de l'énergie le plus important est de récupérer la chaleur latente de vaporisation qui est considérable et de loin le facteur le plus important (Sow 2004).

Pour les techniques membranaires ou échanges d'ions, le coût est fonction de la salinité. Ainsi pour un volume d'eau traité, il y'a une forte variation de la consommation énergétique en fonction de la concentration de l'eau salée (Sow 2004).

Le Tableau 2.1 présente les consommations énergétiques de quelques procédés selon qu'ils fonctionnent en cogénération ou non. Il faut souligner qu'excepté le dessalement par électrodialyse dont l'application à l'échelle industrielle est toujours limitée, l'osmose inverse et la compression de vapeur présentent les meilleures performances énergétiques respectivement dans les catégories : membranaire et distillation.

Tableau 2.1 : Consommation énergétique des différents procédés (Maurel 2006)

	Procédés de dessalement	Énergie nécessaire (kWh/m ³)	Quantité de fuel (kg/m ³) équivalente	
			Sans cogénération	Avec cogénération
Distillations	Multiflash ration 8	293 (MJ)+3 kWh	9.2	3.7
	Multiflash ration 10	230 (MJ)+5 kWh	7.7	3.4
	Multiple effets (7)	376 (MJ)+2 kWh	10.4	4
	Multiple effets (12)	209 (MJ)+3 kWh	6.25	2.7
	Compression de vapeur ($\Delta t_{sat}=5$)	0 (MJ)+16 kWh	4	4
	Compression de vapeur ($\Delta t_{sat}=3$)	0(MJ)+12 kWh	3	3
Membranes	Osmose inverse sans recuperation-60 bar	0 (MJ)+12 kWh	3	3
	Osmose inverse avec recuperation-60 bar	0 (MJ)+4 kWh	1	2
	Osmose inverse eau saumâtre à 2,5 g/l-40 bar0+	0+3 kWh	0.75	0.75
	Électrodialyse eau de mer 1,2 V/cellule	0+30 kWh	7.5	7.5
	Électrodialyse eau de mer 1,2 V/cellule	0+3 kWh	0.75	0.75

2.5.4 Détermination de l'énergie minimale

Il faut souligner que l'analyse quantitative de l'énergie minimale se base généralement sur le second principe de la thermodynamique notamment sur l'aspect exergetique. Sachant qu'il existe au moins trois modèles d'eau de mer, le choix d'un modèle peut affecter la valeur de l'énergie minimale dans les conditions qui seront spécifiées.

Avant d'aborder l'analyse exergetique qui doit aboutir à la détermination de l'énergie minimale, les paragraphes ci-après tirés en grande partie de la littérature apportent des explications par rapport aux expressions et notions pour une meilleure compréhension.

a. Définition d'une solution, de l'activité et des coefficients d'activité

Une solution est un mélange homogène de composants, du fait de cette homogénéité elle constitue une phase. On distingue par ailleurs différentes types de solutions : les solutions gazeuses à l'image de l'air et ses différents composés gazeux (azote, oxygène.. etc.) et les solutions liquides; parmi ces dernières figurent les solutions aqueuses ou électrolytiques telle que l'eau de mer au niveau de certains modèles développés plus haut.

Les solutions se caractérisent par la présence d'un solvant généralement l'eau et par celle de solutés qui constituent les composants dissouts. En dissolvant un soluté dans un solvant à très faible quantité, la distance entre les ions du soluté dissouts est très grande. Les espèces n'interagissent pratiquement pas et ont la possibilité de se mouvoir indépendamment les unes des autres. Le comportement d'une telle solution est dite idéale et est caractérisée par sa fraction molaire x_i , exprimée par (2.9). C'est le rapport du nombre de moles n_i de l'espèce i sur le nombre n_T total de moles présentes dans la phase liquide, elle sert à mesurer l'activité de l'espèce dans la solution. Son potentiel chimique est exprimé par(2.11).

$$x_i = \frac{n_i}{n_T} \quad (2.9)$$

$$a_i = x_i \quad (2.10)$$

$$\mu_i = \mu_i^* + RT \ln a_i = \mu_i^* + RT \ln x_i \quad (2.11)$$

μ_i^* désigne l'énergie potentielle chimique standard du soluté à la température de la solution, à une pression de référence, dans un état physique infiniment dilué.

Lorsque la solution est plus concentrée, les distances entre les espèces deviennent faibles et les interactions ne peuvent être négligées. Ainsi l'expression (2.12) est définie comme étant le produit de la fraction molaire par un coefficient adimensionnel inférieur à un γ_i appelé coefficient d'activité. Il rend compte des interactions qui caractérisent la non-idéalité de la solution et l'énergie potentielle s'écrit par (2.13).

$$a_i = \gamma_i x_i \quad (2.12)$$

$$\mu_i = \mu_i^* + RT \ln \gamma_i x_i \quad (2.13)$$

b. Généralités sur l'exergie

L'exergie correspond à la part maximale d'énergie qui peut être transformée en énergie noble. Toute destruction d'exergie correspond ainsi à la dégradation d'une quantité correspondante d'énergie. Pour un système qui reçoit de la chaleur ainsi que de l'énergie sous d'autres formes, le bilan exergetique appliqué à un système ouvert en régime permanent s'écrit d'après la relation (2.14) et l'exergie spécifique d'un fluide s'obtient par l'équation (2.15)

$$\sum_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) Q_k - W + \sum_e \dot{m}_e e_e - \sum_s \dot{m}_s e_s - E_{\text{det}} = 0 \quad (2.14)$$

$$e = h + \frac{V^2}{2} + gz - T_0 s - \sum \mu_i n_i \quad (2.15)$$

En négligeant l'énergie potentielle et cinétique généralement dans les procédés thermodynamiques, l'exergie spécifique s'écrit :

$$e = h - T_0 s - \sum \mu_i n_i \quad (2.16)$$

Dans le modèle de solution idéale le terme du potentiel chimique est négligé dans certains travaux tels que (Sow 2004), (Kahraman & Cengel 2005) et (Bouzayani et al. 2007).

Le flux d'exergie d'un courant pour un mélange contenant plusieurs espèces par rapport à un état de référence caractérisé par la température T_0 et la pression P_0 s'écrit:

$$e = (h - h_0) - (s - s_0) - \sum_{i=1}^n x_i (\mu_i - \mu_i^0) \quad (2.17)$$

Lorsqu'on exprime le potentiel chimique d'une solution dans un état quelconque et celui d'une solution de référence à partir de l'expression (2.11), il est possible de montrer que le dernier terme entre parenthèses de l'équation (2.17) se résume à l'équation (2.18) et l'exergie spécifique par (2.19):

$$(\mu_i - \mu_i^0) = RT \ln \left(\frac{a_i}{a_i^0} \right) \quad (2.18)$$

$$e = (h - h_0) - (s - s_0) - \sum_{i=1}^n x_i RT \ln \left(\frac{a_i}{a_i^0} \right) \quad (2.19)$$

Ainsi pour une solution donnée la valeur de cette expression varie. Pour un système où les échanges de chaleur sont négligés le bilan exergetique se réduit à :

$$-W + \sum_e \dot{m}_e e_e - \sum_s \dot{m}_s e_s - E_{\text{det}} = 0 \quad (2.20)$$

Sachant que l'énergie minimale d'un système de dessalement correspond à l'énergie nécessaire à la production d'eau lorsque l'exergie détruite est nulle. L'expression permettant de calculer l'exergie minimale s'écrit :

$$W = \sum_e \dot{m}_e e_e - \sum_s \dot{m}_s e_s \quad (2.21)$$

c. Exemple d'application

Pour déterminer l'énergie minimale du système on considère la Figure 2.11. Les indices em, s, et d désignent: l'eau de mer, la saumure et le distillat. Le système fonctionne dans les conditions suivantes :

- Tous les courants ont la même pression et température que l'état de référence (conditions environnementales)
- Pour le mélange l'état de référence coïncide avec celui de l'eau de mer entrant dans le système.
- L'état de référence du distillat est l'état de l'eau pure aux conditions ambiantes

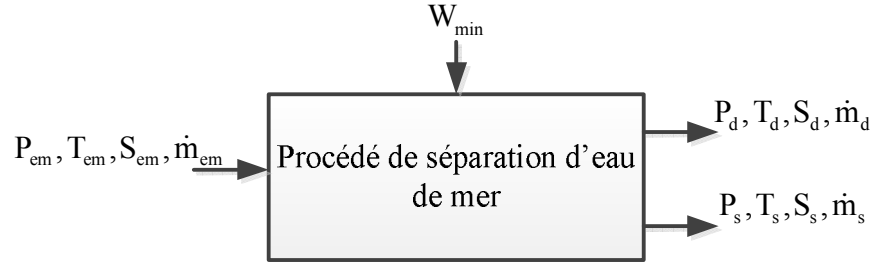


Figure 2.11 : Procédé de séparation de l'eau potable

L'application de la conservation de masse totale entrant dans le système et celle de la quantité de sel donnent respectivement les équations (2.22) et (2.23). L'équation (2.24) représente l'expression de l'énergie minimale dans les conditions spécifiées.

$$\dot{m}_{em} = \dot{m}_d + \dot{m}_s \quad (2.22)$$

$$S_{em} \dot{m}_{em} = S_d \dot{m}_d + S_s \dot{m}_s \quad (2.23)$$

$$W_{min} = \dot{m}_s e_s + \dot{m}_d e_d - \dot{m}_{em} e_{em} \quad (2.24)$$

Les hypothèses de fonctionnement permettent d'annuler les exergies de l'eau de mer entrante, et celle du distillat. Ainsi l'énergie minimale W_{min} est fonction uniquement des conditions de sortie de la saumure et s'exprime par (2.25).

$$W_{min} = \dot{m}_s e_s \quad (2.25)$$

En remplaçant l'expression de l'exergie spécifique dans l'éq.(2.24) et sachant que la saumure est composée de deux éléments on peut écrire que

$$W_{min} = \dot{m}_s \left[S_s (\mu_{s,s} - \mu_{s,s}^0) + (1-S_s) (\mu_{s,d} - \mu_{s,d}^0) \right] \quad (2.26)$$

L'expression générale permet de déterminer ainsi l'énergie minimale en fonction du modèle d'eau considéré. Pour un modèle de solution idéale, W_{min} s'écrit :

$$W_{min} = \dot{m}_s R_{mel} \left[S_s T \left(\frac{x_{s,s}}{x_{s,s}^0} \right) + (1-S_s) T \left(\frac{x_{s,d}}{x_{s,d}^0} \right) \right] \quad (2.27)$$

$x_{s,d}^0$ représente la fraction molaire de l'eau potable contenue dans la solution de référence, correspondant dans cet exemple à l'eau de mer initiale. $x_{s,s}^0$ désigne celle du sel présent dans la solution de référence (eau de mer initiale).

$x_{s,e}$ et $x_{s,s}$ correspondent respectivement aux fractions molaires d'eau et de sel contenues dans la saumure. R_{mel} est la constante du gaz. C'est le rapport de la constante universelle des gaz R_u sur la masse molaire totale du mélange M_t .

Pour une solution non idéale, l'énergie minimale s'écrit en fonction des coefficients d'activité γ_i et des fractions molaires x_i :

$$W_{min} = \dot{m}_s R_{mel} \left[S_s T \left(\frac{\gamma_{s,s} x_{s,s}}{\gamma_{s,s}^0 x_{s,s}^0} \right) + (1 - S_s) T \left(\frac{\gamma_{s,e} x_{s,e}}{\gamma_{s,e}^0 x_{s,e}^0} \right) \right] \quad (2.28)$$

Les fractions molaires du sel et de l'eau dans le mélange peuvent être calculées grâce aux équations ci-après

$$x_{s,s} = \frac{M_{eau}}{M_s \left(\frac{1}{S_s} - 1 \right) + M_{eau}} \quad (2.29)$$

$$x_{s,s} = \frac{M_{eau}}{M_s \left(\frac{1}{S_s} - 1 \right) + M_{eau}} \quad \text{et} \quad x_{s,e} = 1 - x_{s,s} \quad (2.30)$$

Application numérique

En considérant que le procédé décrit au niveau de la Figure 2.11 fonctionne dans les conditions suivantes : $S_{em}=35$ g/kg, $m_{em}=12$ kg/s et $S_s=60$ g/kg. Le calcul simultané des équations (2.22) et (2.23) donne un débit d'eau potable produit $m_d=5$ kg/s alors que $m_s=7$ kg/s. Puisque la masse molaire de l'eau $M_{eau}=18$ g/mole et celle du sel (NaOH) $M_s=58.14$ g/mole on a

$$x_{s,s}=0,01938 \quad x_{s,e}=0,9806 \quad x_{s,e}^0=0,9889 \quad x_{s,s}^0=0,0111 .$$

Dans ces conditions, le travail minimal nécessaire pour extraire l'eau potable du mélange idéal $W_{min}=2.364$ kW

Lorsque le mélange est de type standard, l'expression (2.26) est utilisée pour déterminer W_{\min} . En utilisant le logiciel EES (Engineering Equation Solver) qui intègre les caractéristiques de l'eau de mer donnent les valeurs des potentiels chimiques suivants :

$$\mu_{s,s} = 116329 \text{ J/kg}; \quad \mu_{s,s}^0 = 70866 \text{ J/kg}, \quad \mu_{s,d} = -9444 \text{ J/kg} \quad \mu_{s,d}^0 = -7276 \text{ J/kg}$$

L'énergie minimale nécessaire $W_{\min} = 4.827 \text{ kW}$.

Ces deux résultats montrent que dans les mêmes conditions de simulation le choix du modèle d'eau de mer est déterminant. L'écart entre les deux modèles : standard et le modèle de solution idéale est presque de 50 %.

2.6 Études comparatives

Dans la section 2.4 ont été exposés les différents procédés de dessalement de l'eau de mer ou de l'eau saumâtre. Cependant il est important de préciser que seules certaines techniques bénéficient jusqu'ici d'une utilisation à grande échelle. On peut retenir entre autres les méthodes de distillation (multiple effets, flash, compression de vapeur) et les techniques membranaires (l'osmose inverse). Les techniques de distillation représentent 31 % des installations alors que 63 % utilisent l'osmose inverse. Chacun des procédés de ces deux groupes ci-dessus présente des avantages et des inconvénients qui expliquent le choix d'une technique par rapport à une autre.

2.6.1 Avantages et inconvénients du Multiple effet

Parmi les avantages du multiple effet, il y'a la souplesse de fonctionnement avec une production qui varie généralement de 15 à 100 % du régime nominal. La pureté de l'eau potable obtenue est inférieure à 30 ppm (parties par millions). Il faut également noter que la consommation énergétique d'un tel procédé est indépendante de la salinité et requiert généralement un service minimum lors de son fonctionnement. Un court temps de démarrage pour le chauffage et les faibles températures de fonctionnement (60 à 70 °C) rendent ce système très intéressant sur le plan énergétique. En outre il peut être construit à partir de

matériaux économiques et durables tels que l'alliage d'aluminium pour les tubes de transfert de chaleur et une tuyauterie en plastique.

Parmi les inconvénients, le système a une durée de construction assez longue. Son implantation dépend de l'énergie thermique disponible et son rapport de production ou quantité d'eau obtenue par unité d'énergie consommée est faible. Il est généralement compris entre 30 et 40 %. Le système est encombrant et également exposé aux problèmes d'encrassement.

2.6.2 Avantages et inconvénients du Multi flash

Le multiple flash se présente comme étant flexible à la salinité de l'eau d'alimentation. Il partage certains avantages avec les multiples effets : un degré de pureté d'eau élevé moins de 30 ppm, une grande capacité d'eau de production. Il bénéficie d'expertises avérées dans le domaine, car étant le plus utilisé parmi les systèmes de dessalement thermique et fait l'objet de plusieurs travaux scientifiques.

Les inconvénients liés à ce système portent essentiellement sur le rapport de production jugé faible, des coûts d'exploitation et d'investissement élevés, des exigences élevées de construction. Une très faible souplesse dans le fonctionnement notamment avec un grand débit d'eau d'alimentation alors que le rapport de production est faible.

2.6.3 Avantages et inconvénients de la compression de vapeur

Le système par compression de vapeur est généralement connecté aux multiples effets et de ce fait il présente les mêmes avantages que les multiples effets sans compression de vapeur. Cette connexion permet de diminuer de manière considérable la consommation énergétique et la surface de transfert. La salinité du distillat est généralement de 20 ppm (parties par millions). En résumé l'intégration d'un système de compression de vapeur aux MEE ne fait qu'améliorer davantage les performances énergétiques et une diminution considérable de la surface d'échange.

C'est une technique généralement utilisée pour de faibles productions d'eau potable avec un coût d'exploitation élevé et une absence de contrôle de la qualité de l'eau. Dans le cas de compression par éjecteur on note généralement un faible rendement de compression; alors que la compression mécanique est limitée par le coût d'investissement et par la consommation énergétique du compresseur même s'il présente généralement un meilleur rendement que l'éjecteur.

2.6.4 Avantages et inconvénients de l'osmose inverse

Il se place de nos jours comme la technologie incontournable dans le processus de dessalement de l'eau de mer. Une chose qui s'explique principalement par une faible consommation énergétique, un faible cout d'investissement de base et une large gamme de capacité de production. Quoiqu'intéressant sur les aspects financier et énergétique cette technologie présente par ailleurs quelques inconvénients :

- La sensibilité des membranes au colmatage ce qui réduit le taux de conversion et entraîne à long terme une consommation énergétique supérieure à la normale
- La salinité obtenue est assez élevée pour une utilisation industrielle, car elle est de l'ordre de 300 à 500 ppm, par contre adaptée à l'usage domestique
- Enfin lorsque la salinité de l'eau de mer est importante le cout d'investissement devient non négligeable.

2.6.5 Comparaison

Les systèmes de dessalement présentent souvent des avantages et inconvénients similaires sous certaines conditions de fonctionnement. De ce fait il est difficile de mettre en évidence les différences d'un procédé par rapport à un autre sans avoir recours à d'autres critères de comparaison, parmi lesquels on trouve les critères technique, économique et environnemental. D'après (Darwish & Alsairafi 2004), le procédé de dessalement par multiple flash occupe 87,3 % du marché du dessalement thermique; alors que les multiples effets et les systèmes à compression de vapeur représentent respectivement 12,5 et 0,3 % des installations de dessalement mises en place d'où l'avantage d'expérience de MSF sur le MEE.

Malgré son exploitation massive justifiée par le pourcentage obtenu, le MSF est le type de dessalement le plus énergivore confirmé par plusieurs études le comparant aux systèmes à multiples effets. Maurel (Maurel 2006) énumère quelques avantages du MEE par rapport aux MSF :

- Une grande souplesse de fonctionnement avec une variation de la production de 15 à 100 % du régime nominal sans problème ce qui n'est pas le cas avec le MSF.
- Pour une même quantité d'eau produite, le MEE avec compression de vapeur consomme parfois la moitié de l'énergie d'un système à MSF.
- Si le MEE est plus performant que le MSF, il produit par contre deux fois moins d'eau douce que le système à compression de vapeur sur la base d'une consommation de vapeur égale.
- Les systèmes de dessalement à multiples effets ont un coût d'investissement faible par rapport aux MSF. Les unités avec compression de vapeur ont un investissement de l'ordre de la moitié du coût du MSF.
- Du point de vue thermodynamique et transfert thermique les multiples effets sont plus performants. L'énergie de pompage et la surface de transfert du système à multiple effets (MEE) correspondent respectivement à 20 % et 50 % de ceux des multiples flashes (MSF).

Une installation à multiples effets sans thermocompression produit deux fois moins d'eau à consommation de vapeur égale. La pression de vapeur motrice peut être choisie sur une large échelle allant de 1,5 à 45 bars. Une unité à détentes successives aurait 16 à 20 étages pour obtenir le même rendement qu'un système à compression de vapeur.

Les impacts environnementaux liés aux différents procédés de dessalement concernent généralement les rejets de saumure non diluée qui contiennent des produits corrosifs ainsi que des réactifs. L'impact environnemental d'un procédé est évalué sur la base de l'emplacement de ses rejets et de leur temps de dilution.

L'analyse du cycle de vie des systèmes de dessalement thermique réalisée par (Raluy et al. 2004) montre que les MSF et le MEE ont plus d'impacts négatifs sur l'environnement marin que l'osmose inverse avec une domination des MSF par rapport au MEE. Cette différence

s'expliquerait par une grande consommation énergétique des unités MSF contrairement aux systèmes multiples effets et à compression de vapeur.

Le tableau ci-dessous récapitule les consommations énergétiques, les avantages et inconvénients des différents procédés

Tableau 2.2 : Caractéristiques des différents procédés

Méthodes de dessalement	Avantages	Inconvénients
Multiple effet	Grande capacité de production Faible coût d'investissement Haut degré de pureté (<30 ppm) L'apport d'énergie indépendant de la salinité Service minimal	Dépendant du type d'énergie disponible Durée de construction longue Le contrôle de la qualité de l'eau difficile Rapport de production (30 % - 40 %) Nécessite de Main-d'œuvre Encombrant
Osmose inverse	Adapté à l'eau de mer et saumâtre Flexibilité par rapport à la quantité et à la qualité d'eau Faible consommation d'énergie par rapport au MED et au VC Non encombrant Souplesse à l'arrêt et au démarrage du système	Basse qualité (250-500 ppm) Nécessite haute eau d'alimentation de qualité Investissement et coût d'exploitation relativement élevés Pression d'alimentation assez grande Durée de construction longue pour une production à grande échelle.
Compression vapeur	Qualité de l'eau élevée (20 ppm) Haute charge opérationnelle Durée de construction courte Souplesse d'exploitation et de production	Coûts d'exploitation élevés Forte consommation d'énergie Absence de contrôle de la qualité de l'eau
électrodialyse	Exploitation à faible coût en capital et Source d'énergie flexible Taux de conversion élevé (80 %) Faible consommation d'énergie Faible encombrement et besoins en matériaux	Faible à la capacité de l'eau saumâtre à moyen (3000 ppm) Nécessite un prétraitement avec soin les aliments eau Faible capacité de production Pureté affectée par la qualité de l'eau d'alimentation
Multi flash	Flexibilité de la salinité de l'eau d'alimentation La production de haute pureté (<30 ppm) Grande capacité de production Exigences de compétence faible La production de l'eau et électricité Entrée haute énergie	Rapport de production faible (30 % -40 %) Coûts d'exploitation élevés Exigences élevées de construction Potentiellement limité pour l'amélioration

2.7 Critères de choix d'un procédé de dessalement

Selon (Maurel 2006), les facteurs à prendre en compte dans le choix d'un procédé de dessalement sont de deux ordres :

- ✓ les critères économiques
- ✓ les critères techniques

Critères économiques

Les critères économiques retenus sont les suivants :

- ✓ Coût de l'énergie : dépend de sa nature (énergie renouvelable, gaz, fuel) et de sa disponibilité locale (pays importateurs ou producteurs...);
- ✓ Coût des produits chimiques : selon qu'ils sont disponibles localement ou importés ;
- ✓ Fluctuation des monnaies : particulièrement pour les unités d'osmose inverse, provenant de manière quasi exclusive des USA, et dont le coût dépend donc des fluctuations du dollar ;
- ✓ Conditions de financement : détails, taux d'intérêt ;
- ✓ Coût de la main-d'œuvre.

Critères techniques

Parmi les critères techniques se trouvent :

- ✓ Salinité de l'eau à traiter : en général, les procédés de distillation permettent de traiter des eaux de fortes concentrations, tandis que les procédés à membrane sont généralement appliqués aux eaux saumâtres;
- ✓ Composition chimique de l'eau à traiter surtout dans le cas des eaux saumâtres (dureté, teneur en sulfates) ;
- ✓ Caractéristiques physiques de l'eau (turbidité, matières en suspension...) déterminent le type de prétraitement à utiliser ;
- ✓ Salinité de l'eau produite : selon l'usage qui en sera fait, elle peut varier de 300 à 500 ppm pour l'approvisionnement en eau potable à 15-30 ppm pour l'alimentation en eau industrielle ;

- ✓ Source d'énergie disponible (gaz, pétrole, électricité, énergie renouvelable, énergie nucléaire et énergie récupérée).

2.8 Conditions de fonctionnement et choix du procédé

La zone d'implantation du projet considéré est surtout caractérisée par une saison des pluies et une saison sèche plus longue d'environ neuf mois sur douze. En outre le pays se trouve dans un climat sahélien dominé par des vents chauds et secs accompagnés souvent de poussières. Par contre la température moyenne de l'eau de mer à dessaler est généralement de 25 °C avec une salinité qui avoisine 35g/kg.

En se basant sur les critères économiques la seule donnée maîtrisable est le coût énergétique qui est négligeable dans le cas étudié dans cette thèse puisque l'on considère que le système de dessalement sera alimenté par des rejets thermiques. Les critères techniques permettent d'exclure les membranes (l'osmose inverse), car la salinité de l'eau à traiter dans le cas présent est relativement élevée soit de 35g/kg et aussi l'énergie disponible n'est pas adaptée. En outre selon (Sow 2004) elles ne sont pas adaptées à l'environnement souvent chaud, sec et poussiéreux du Sénégal. Ainsi le seul choix possible est parmi les techniques de dessalement par distillation.

Le MSF peut être exclu, car d'après l'analyse exergétique réalisée par (Spiegler & El-Sayed 2001) les plus grandes pertes parmi les procédés par distillation ont lieu dans un MSF. Le seul choix qui se présente dans ce cas est un procédé par compression de vapeur. (Sow 2004) est parvenu à une conclusion similaire dans ces travaux. Cependant du fait de l'investissement assez important lié à un compresseur mécanique et de la forte consommation énergétique, mais également de la maintenance, (Sow 2004) exclu ce procédé au profit d'un multiple effet. Ainsi pour lever les contraintes mentionnées ci-dessus (investissement élevé, maintenance, forte consommation énergétique) la compression de la vapeur sera assurée par un éjecteur. Ce composant est simple de fonctionnement et ne comporte aucune partie mobile. L'analyse, le principe de fonctionnement et les travaux relatifs au dessalement par compression de vapeur sont largement développés dans le chapitre qui suit.

2.9 Conclusion

Dans ce chapitre les différents modèles d'eau de mer ont été exposés. Après une analyse de ces derniers il a été montré qu'il existe en effet une différence énorme entre les modèles utilisés dans la littérature. Cette différence a surtout été mise en évidence lors de la détermination de l'énergie minimale nécessaire à produire de l'eau potable dans un système de dessalement lorsque les irréversibilités sont négligées. L'énergie minimale obtenue dans le cas d'une solution standard est largement supérieure à celle basée sur une solution idéale. Il ressort de cette analyse que le modèle d'eau de mer adapté dans une analyse de procédé de dessalement doit se baser sur les corrélations issues du modèle standard.

En outre une revue de littérature a permis de décrire les techniques de dessalement les plus utilisées. Et sur la base de critères économiques et techniques, le système de dessalement choisi sera un multiple effet avec compression de vapeur. En lieu et place d'un compresseur mécanique, la compression sera assurée par un éjecteur.

CHAPITRE 3

ANALYSE GLOBALE DU SYSTÈME DE DESSALEMENT

3.1 Introduction

Après avoir choisi le procédé de dessalement et adopté un modèle d'eau de mer adéquat dans le chapitre précédent, celui-ci propose une analyse thermodynamique du système de dessalement qui est un multiple effet avec thermocompression de la vapeur grâce à un éjecteur. Le chapitre expose dans un premier temps quelques travaux basés sur un système similaire et la nouveauté apportée dans ce type d'analyse. L'objectif principal est la détermination des paramètres optimaux de conception (rapport de compression de l'éjecteur, pression de la vapeur motrice, rapport entre le débit d'eau salée rejetée après le condenseur sur le débit d'eau salée fournie, pincement du condenseur) qui permettent de satisfaire simultanément les conditions suivantes : minimiser l'exergie détruite et les surfaces d'échange de chaleur, maximiser la production d'eau potable. En résumé il s'agit de faire une optimisation multi objective à travers une analyse paramétrique qui se base sur les principes classiques de la thermodynamique (le premier et le second principe).

3.2 L'état de l'art du dessalement par thermocompression de vapeur

Les techniques de dessalement par distillation se caractérisent surtout par l'utilisation d'énergie thermique pour la production d'eau potable. Elles peuvent ainsi revaloriser les pertes énergétiques de centrales thermiques et de plusieurs procédés industriels. Afin de diminuer leur consommation énergétique, elles peuvent être couplées à un compresseur ou à un éjecteur. Le système de dessalement à multiple effet couplé à un éjecteur, ou multiple effet par thermocompression de vapeur (MEE-TVC) semble être très intéressant sur le plan économique

avec un faible cout de fonctionnement, une réduction de la quantité d'énergie et une grande efficacité énergétique par rapport aux autres techniques de distillation (Sharaf et al. 2011). En outre les raisons de ce choix ont été largement abordées dans le deuxième chapitre.

Cependant la distillation par compression de vapeur a suscité un grand intérêt à travers un certain nombre de travaux dont les plus pertinents pour ce présent projet sont :

Les travaux de (H T El-Dessouky et al. 2000) qui ont étudié les performances de deux systèmes à multiple effet. Le premier est couplé à un compresseur mécanique et le second utilise un éjecteur comme moyen de compression. Les critères de performances se basent sur les rapports qui contrôlent le cout de production de ces deux systèmes. Leurs résultats montrent que le rapport débit eau potable sur débit vapeur primaire de l'éjecteur (généralement noté PR) et la consommation spécifique d'énergie diminuent lorsque la température d'ébullition du premier effet croît, alors que le taux de conversion dépend de la configuration optée pour alimenter les différents effets.

(Al-Juwayhel et al. 1997) ont réalisé une étude similaire pour un simple effet avec compression de vapeur par éjecteur. À l'issue de ces travaux, ils ont proposé une température d'ébullition comprise entre 70 et 80 °C et un taux de compression de deux pour l'éjecteur.

(Khoshgoftar Manesh et al. 2013) ont développé un modèle d'optimisation qui détermine les paramètres optimaux d'intégration d'un système hybride constitué d'un multiple effet avec thermocompression et d'une unité d'osmose inverse. Les fonctions objectives retenues correspondent à la diminution du cout de production et à la maximisation du rapport débit d'eau potable sur débit de vapeur primaire de l'éjecteur. Ils ont noté que le système est plus performant lorsque le débit d'eau potable du MEE-TVC est réduit au profit du système d'osmose inverse. En outre ils ont conclu qu'une meilleure production spécifique correspond à un cout de production élevé.

(Janghorban Esfahani et al. 2012) ont analysé les effets des variables d'entrée telles que l'écart de température entre les effets et le débit de vapeur motrice de l'éjecteur d'un MEE-TVC alimenté par les gaz de détente d'une turbine. Leur travail a pour but d'augmenter la production d'eau potable tout en minimisant le cout de production. Ils ont trouvé que les

meilleures performances dans un tel système sont obtenues lorsque le nombre d'effets du MEE est égal à six. (Janghorban Esfahani & Yoo 2014) ont fait une étude similaire, mais avec une fonction objective supplémentaire qui est l'aspect environnemental. Cette dernière fonction consiste à réduire les quantités de monoxyde de carbone (CO) et d'oxyde d'azote (NOx) dégagées au niveau de la chambre de combustion. Avec cette nouvelle condition, le nombre d'effets qui permet simultanément de réduire le coût de production, d'augmenter la production d'eau potable et dans le respect de l'environnement est de cinq.

De manière générale il faut retenir que les travaux sur les techniques de dessalement se regroupent en travaux qui s'intéressent à l'intégration des unités de dessalement avec d'autres systèmes thermiques (centrale à vapeur, turbine à gaz, énergie solaire, etc.) et ceux qui étudient l'influence des variables internes qui les caractérisent (pressions et températures, nombre d'effets, etc.) sur leurs performances énergétique et économique.

L'optimisation multi objective que visent plusieurs de ces travaux font appel à des algorithmes complexes et couteux en temps de calcul. En outre tous ces travaux nécessitent la définition du nombre d'effets lors des analyses. D'après notre revue de littérature, aucune étude publiée n'aborde l'analyse d'un système MEE-TVC en le traitant comme une boîte noire et en déterminant l'effet des variables externes sur sa performance. Pourtant cette approche peut fournir des informations importantes comme illustré par (Narayan et al. 2012) qui par une courte démonstration ont trouvé que la quantité d'énergie requise pour produire 1 kg/s d'eau potable décroît quand la température de la vapeur augmente.

3.3 Présentation de la source d'énergie

La problématique de la consommation énergétique des systèmes de dessalement limite leur expansion et leur rentabilité. En outre le contexte énergétique du Sénégal a été abordé plus haut. La génération de l'électricité est en majeure partie assurée par des groupes électrogènes (combinaison moteur Diesel et Alternateur) sur l'ensemble du territoire. Ainsi pour rentabiliser et valoriser les pertes énergétiques, ces dernières vont alimenter l'unité de dessalement. Un seul moteur Diesel est pris en compte dans cette analyse par simplification,

car dans une centrale électrique régionale il existe au moins deux génératrices électriques chacune étant entraînée par un moteur Diesel.

La récupération des pertes énergétiques d'un moteur à combustion tel que le moteur Diesel peut se faire à différents niveaux tels que : les gaz d'échappement, l'eau de refroidissement, les pertes à travers le bloc moteur. Pour déterminer la ou les parties exploitables de ces pertes on s'appuie sur les travaux réalisés par (Samaké & Sow 2012). Ils ont modélisé et simulé un moteur Diesel à l'aide du logiciel MATLAB. Leurs objectifs sont les suivants : la quantification des différentes pertes énergétiques des moteurs Diesel et également l'identification des effets d'un certain nombre de paramètres sur ces pertes en régime quasi permanent. L'analyse se base sur l'application des lois et principes de la thermodynamique et de la thermique. Le modèle d'étude est composé des collecteurs d'admission et d'échappement, la pompe d'injection de carburant, des pompes à eau et d'huile, du radiateur et enfin du bloc carter. Les résultats obtenus montrent que les pertes au niveau de l'échappement représentent 32 % de l'énergie fournie alors qu'à travers les parois du carter, dans l'eau, et dans l'huile de lubrification les pourcentages des pertes sont respectivement 20 %, 12 %, et 2 %.

Il faut noter qu'une faible partie de l'énergie contenue dans l'eau de refroidissement est utilisable, car il ne peut subir une baisse de température supérieure à 5 C ; par contre on peut refroidir les gaz d'échappement presque jusqu'à la température ambiante. Ce qui permet ainsi de récupérer une grande partie de leur énergie. Le Tableau 3.1 présente les caractéristiques des gaz d'échappement d'un moteur de 18 cylindres devant fournir une puissance électrique de 18 MW :

Tableau 3.1 : Caractéristiques des gaz d'échappement du moteur Diesel

Puissance électrique (MW)	18
Débit gaz : M_s (kg/s)	42.63
Température des gaz (C)	400
Pression (kPa)	101 325

3.4 Description du modèle

La Figure 3.1 montre le schéma du système de dessalement avec compression de vapeur par éjecteur (MEE) qui est constitué principalement d'un générateur de vapeur, d'une pompe centrifuge, d'un éjecteur et de l'unité de dessalement.

Durant son fonctionnement l'eau salée arrive au niveau de l'état 4 et est réchauffée au condenseur jusqu'à l'état 4'. Ensuite une partie alimente le système MEE et une autre est rejetée. Le réchauffement de l'eau de mer permet de réduire la chaleur sensible nécessaire à l'élévation de la température jusqu'à l'évaporation. Aux étapes (5) et (6) on récupère respectivement de la saumure et de l'eau pure (distillat). Le distillat obtenu en (6) est la somme totale d'eau pure produite au niveau de chaque cellule du MEE. L'autre partie de la vapeur produite par le dernier effet est aspirée par l'éjecteur grâce au vide créé par la détente supersonique de la vapeur motrice fournie à l'état 1. Celle-ci est générée en soutirant une partie du distillat à l'état 7 qui est ensuite comprimée (7 à 8) puis évaporée dans un générateur de vapeur alimenté par les gaz d'échappement d'un moteur Diesel dont le débit M_s et la température d'entrée $T_{s,in}$ sont connus (voir Tableau 3.1). À la sortie de l'éjecteur, état 3, la vapeur est à une pression intermédiaire entre celles des états 1 et 2 et constitue la source de chaleur du premier effet.

Afin d'explicitier le fonctionnement du système un modèle détaillé de l'unité de dessalement ou multiple effet (MEE) composé de N effets est présenté sur la Figure 3.2. Il est utilisé à titre d'exemple pour mettre en évidence les différentes connexions. On considère que chacun des effets produit du distillat récolté au bas de l'effet ainsi que de la vapeur et de la saumure qui sont acheminés au prochain effet. La vapeur produite par un effet est condensée par l'effet suivant fournissant du coup la chaleur nécessaire pour évaporer l'eau potable contenue dans l'eau de mer. La saumure provenant du dernier effet est rejetée à l'état 5. Une partie de la vapeur produite par le dernier effet à l'état 2 est condensée et s'ajoute au distillat produit par les effets précédents.

Le système de la Figure 3.1 considère seulement les états et les composantes situés à l'extérieur de la région grise de la Figure 3.2. En le considérant comme une boîte noire il n'est

donc pas nécessaire de tenir compte des variables qui décrivent cette région comme le nombre d'effets, la pression et la température de chaque fluide à l'entrée et la sortie des effets, etc. Par ce fait les résultats de l'analyse sont généraux puisqu'ils s'appliquent à n'importe quelle combinaison de ces variables internes.

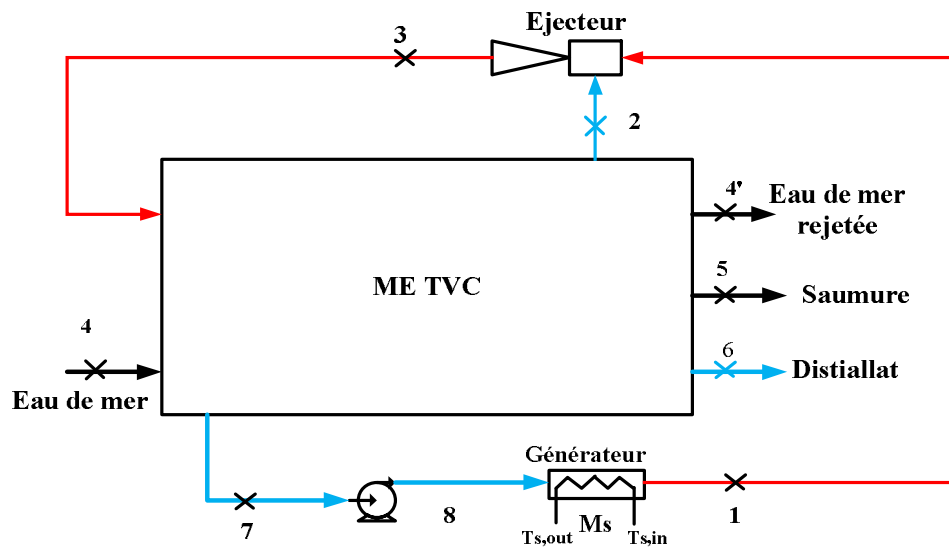


Figure 3.1 : Schéma du modèle boîte noire

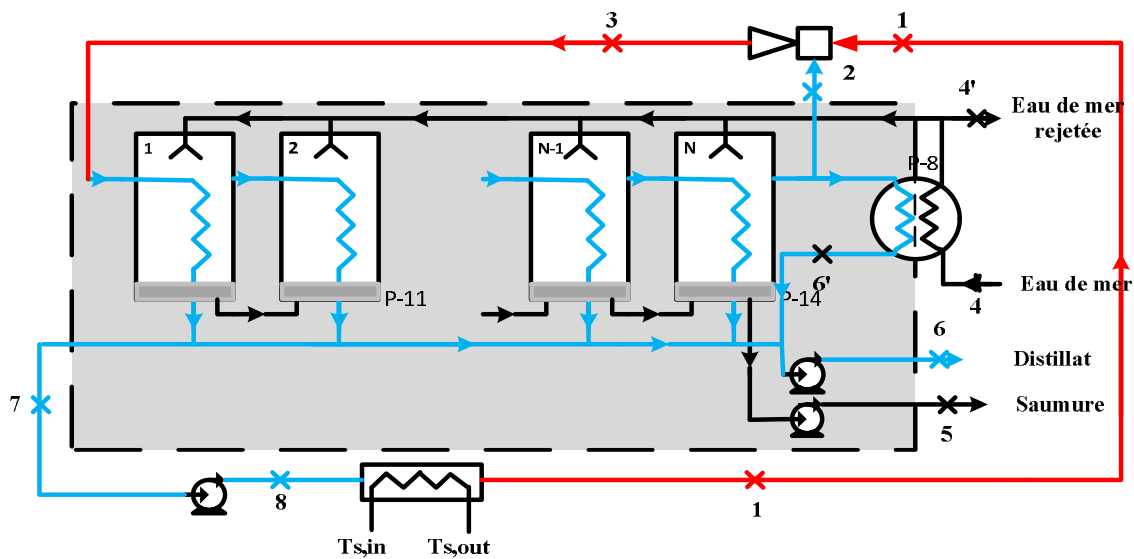


Figure 3.2 : Schéma descriptif du système

3.5 Modélisation du système

3.5.1 Les hypothèses de base

Le modèle du système vise à déterminer les caractéristiques des différents flux mis en jeu. Afin de simplifier l'étude, il s'appuie sur certaines hypothèses généralement utilisées dans plusieurs travaux tels que (Shakib et al. 2012; Sharaf et al. 2011; H T El-Dessouky et al. 2000; El-Sayed 2001):

- Les différents composants sont assimilés à des systèmes ouverts ;
- Régime établi et permanent ;
- Il n'y a pas d'échange de chaleur avec l'extérieur ;
- Les énergies cinétique et potentielle sont négligeables ;
- À l'état 2, la vapeur est saturée ;
- À l'état 7, le liquide est saturé ;
- Les pertes de pressions sont négligées (donc $P_3=P_7$ et $P_1=P_8$) ;
- La pression aux états 4, 5 et 6 est égale à la pression atmosphérique standard ;
- Le fluide aux états 1, 2, 3, 6, 7 et 8 est de l'eau pure (sa salinité est nulle);
- La température de la vapeur à l'état 2 est égale à celle de la saumure rejetée ($T_2=T_5$) ;
- La température du distillat à l'état 6 est égale à celle de la vapeur à l'état 2 ($T_2=T_6$) ;

Les gaz de combustion du moteur Diesel sont traités comme gaz parfait avec chaleur massique constante ($C_s=1.046$ kJ/kg.K), une hypothèse similaire est utilisée dans les travaux de (Aly 1987a; Aly 1987b). En tenant compte des hypothèses et de la description des différents états du système de dessalement, les transformations thermodynamiques peuvent être présentées par la Figure 3.3. Les états 1* et 2* représentent respectivement les détente des fluides primaire et secondaire dans l'éjecteur. Il faut souligner que les détente de ces fluides ne sont pas isentropiques comme le montre la figure 3.3 qui est une représentation simplifiée. Cela n'affecte nullement le modèle puisque les procédés qui se déroulent à l'intérieur du modèle ne sont pas pris en considération.

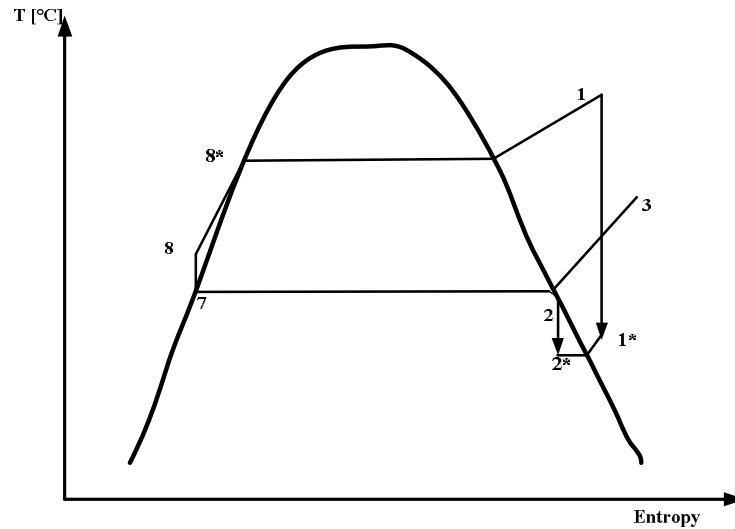


Figure 3.3 : Diagramme thermodynamique de l'eau pure du procédé

3.5.2 Analyse énergétique

Elle combine à la fois les équations de bilan de masse et de conservation de l'énergie. Ainsi pour chaque élément du système les équations nécessaires sont présentées ci-dessus :

Générateur de vapeur

Le générateur est caractérisé par les équations (3.1) et (3.2) qui présentent respectivement la conservation de la masse et le bilan énergétique au niveau du générateur.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_8 \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_1 (h_1 - h_{8^*}) = M_s C_s (T_{s,in} - T') \quad (3.2)$$

T' désigne la température des gaz d'échappement dans le générateur à la position où l'eau est à l'état de liquide saturé (état 8^*). L'écart de température entre les deux fluides à ce niveau correspond au pincement du générateur de vapeur et s'exprime selon la relation(3.3).

$$\Delta T_g = T' - T_{8^*} \quad (3.3)$$

En se basant sur le fait que la vapeur motrice de l'éjecteur doit être généralement surchauffée afin d'éviter la condensation pouvant entraîner une corrosion, la surchauffe de la vapeur dans le générateur est mise en évidence par l'équation ci-après :

$$\Delta T_{\text{sur}} = T_1 - T_8^* \quad (3.4)$$

Les considérations suivantes : pincement, surchauffe, prises en compte dans la modélisation du générateur sont des caractéristiques relatives aux échangeurs de chaleur lors d'une modélisation. Des expressions similaires peuvent être adoptées pour le condenseur qui fonctionne selon le même principe. Ainsi l'équation (3.5) définit le pincement du condenseur alors que (3.6) désigne l'augmentation de température de l'eau de mer au condenseur.

$$\Delta T_c = T_2 - T_4 \quad (3.5)$$

$$\Delta T_{\text{cond}} = T_{4'} - T_4 \quad (3.6)$$

Connaissant la quantité d'énergie échangée au niveau du générateur, la surface d'échange nécessaire est calculable à partir de l'équation (3.7). $\Delta T_{\text{ln,g}}$ exprime l'écart de température logarithmique décrit par (3.8).

$$\dot{m}_1 (h_1 - h_8) = UA_g \Delta T_{\text{ln,g}} \quad (3.7)$$

$$\Delta T_{\text{ln,g}} = \frac{(T_{s,\text{in}} - T_1) - (T_{s,\text{out}} - T_8)}{\ln \left[\frac{T_{s,\text{in}} - T_1}{T_{s,\text{out}} - T_8} \right]} \quad (3.8)$$

Éjecteur

Les équations de bilan de masse et de l'énergie de l'éjecteur sont les suivantes :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_1 \quad (3.9)$$

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_1 h_1 \quad (3.10)$$

Les deux équations sont complétées par le rapport d'entraînement de l'éjecteur exprimé par l'équation (3.11) qui a été développée par (El-Dessouky et al. 2002; H T El-Dessouky et al. 2000) et est utilisé dans presque tous les travaux relatifs aux procédés de dessalement par distillation et thermocompression de vapeur tels que : (Shakib et al. 2012; Sharaf et al. 2011). Ce rapport obtenu de manière empirique comme explicité dans (El-Dessouky et al. 2002) est fonction des pressions P_1 , P_2 , et P_3 :

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = \frac{0.296(P_3)^{1.19}}{(P_2)^{1.04}} \left(\frac{P_1}{P_3} \right)^{0.015} \left(\frac{PCF}{TCF} \right) \quad (3.11)$$

$$PCF = 3.10^{-7}(P_1)^2 - 0.0009(P_1) + 1.6101 \quad (3.12)$$

$$TCF = 2.10^{-8}(T_2)^2 - 0.0006(T_2) + 1.0047 \quad (3.13)$$

L'expression (3.11) est valable pour des pressions de P_1 comprises entre 3500 kPa et 100 kPa et le taux de compression défini par P_3/P_2 doit être supérieur ou égal à 1.81 (H T El-Dessouky et al. 2000). La température T_2 dans l'expression (3.13) désigne la température de la vapeur à l'état 2 exprimée en °C.

MEE

Le multiple effet est caractérisé d'une part par le bilan de masse totale qui transite dans le MEE décrit par (3.14) alors que (3.15) illustre la conservation de la quantité de sel et le bilan énergétique s'exprime par l'équation (3.16).

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{4'} + \dot{m}_5 + \dot{m}_6 \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_4 Sa_4 = \dot{m}_{4'} Sa_4 + \dot{m}_5 Sa_5 \quad (3.15)$$

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_1 h_7 + \dot{m}_{4'} h_{4'} \quad (3.16)$$

Les équations ci-dessus sont complétées par l'expression du taux d'eau de mer rejeté après condensation à l'état 4' d'une partie de vapeur fournie par le dernier effet. Ce rapport noté X s'écrit :

$$X = \frac{\dot{m}_{4'}}{\dot{m}_4} \quad (3.17)$$

Pompe

La pompe permet la circulation du liquide entre les états 7 et 8 (Figure 3.3) et également d'augmenter la pression à l'état 8. Sachant que le débit est le même à l'entrée et à la sortie de la pompe, le bilan énergétique au niveau de la pompe donne l'équation ci-après :

$$(h_8 - h_7) = \frac{(P_1 - P_7)}{\rho_7 \eta_{\text{pomp}}} \quad (3.18)$$

Les équations de l'analyse énergétique sont complétées par celles entre les propriétés thermodynamiques (enthalpie, densité, etc. en fonction de pression, température et salinité). On totalise 26 équations et 41 paramètres. Les paramètres peuvent être classés en paramètres fixes et en variables d'entrée et de sortie (voir Tableau 3.2).

Tableau 3.2 : les variables du modèle énergétique

Les paramètres fixes	$P_{atm}, \dot{M}_s, T_{s,in}, C_s, T_4, S_4, S_5, \Delta T_g, \Delta T_{sur}, \Delta T_{cond}, \eta_p$
Variables d'entrée	$P_{max}, \Delta T_c, X, P_3/P_2$
Variables de sortie	$P_3, P_2, \dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, \dot{m}_4, \dot{m}_4', \dot{m}_5, \dot{m}_6, T_1, T_2, T_4', T_5, T_6, T_{8*}, T_{S'}, h_1, h_2, h_3, h_4, h_4', h_5, h_6, h_7, h_8, h_{8*}, \rho_7$

3.5.3 Analyse exergetique

L'analyse exergetique permet de déterminer l'exergie détruite dans chaque composant. L'exergie spécifique d'un fluide pur par rapport à un état de référence P_0 (pression atmosphérique $P_0=101.325$ kPa) T_0 (température ambiante $T_0=25$ °C) est déterminé par l'équation (3.19) alors que pour un mélange tel que l'eau de mer l'exergie spécifique est calculée grâce à l'expression (3.20). L'analyse de cette dernière équation a été largement développée dans le chapitre 2. L'expression de l'exergie est le produit de l'exergie spécifique et du débit massique comme illustrée par (3.21)

$$e = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (3.19)$$

$$e_{mélange} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \sum_{i=1}^n x_i (\mu_i - \mu_i^0) \quad (3.20)$$

$$E_1 = \dot{m} e_1 \quad (3.21)$$

On suppose que la solution de référence a les mêmes caractéristiques que l'eau de mer entrant au niveau de l'état 4 donc $T_4=T_0$ et $P_4=P_0$. Ce qui entraîne une exergie nulle à cet état et également au niveau de l'état 6.

Les bilans exergetiques au niveau des différents composants s'expriment comme suit :

Générateur de vapeur

$$E_{\text{det,gen}} = (E_8 + E_Q) - E_1 \quad (3.22)$$

E_Q est l'exergie disponible des gaz d'échappement. En considérant que le transfert thermique se fait à pression constante on peut donc écrire que :

$$E_Q = \dot{M}_s C_s \left[(T_{s,\text{in}} - T_{s,\text{out}}) - T_0 \ln \left(\frac{T_{s,\text{in}}}{T_{s,\text{out}}} \right) \right] \quad (3.23)$$

Éjecteur

$$E_{\text{det,ejet}} = (E_1 + E_2) - E_3 \quad (3.24)$$

MEE

$$E_{\text{det,MEE}} = E_3 - (E_2 + E_7 + E_5 + E_{4'}) \quad (3.25)$$

Pompe

$$E_{\text{det,pomp}} = (E_7 + W) - E_8 \quad (3.26)$$

3.5.4 Critères de performance

L'analyse de la performance aussi bien énergétique qu'économique des systèmes de dessalement se base généralement sur certains critères pour juger leur efficacité et les investissements nécessaires. Parmi les critères figure la production spécifique qui correspond à la quantité d'eau potable produite par le système après avoir consommé une unité de vapeur motrice. Désigné par PR, elle peut être calculée par l'éq (3.27). Le deuxième critère noté sUA (conductance thermique spécifique) est la conductance thermique totale d'échange nécessaire pour produire une unité d'eau potable. Elle peut être calculée grâce à l'éq (3.28). Un autre

critère de performance est l'exergie totale spécifique détruite. C'est l'exergie totale détruite par l'ensemble du système pour produire une unité d'eau potable d'après l'eq (3.29).

Il faut préciser que les deux premiers, soit PR et sUA, ont aussi été utilisés dans plusieurs autres études (Khoshgoftar Manesh et al. 2013; Amer 2009; H T El-Dessouky et al. 2000; Hisham T El-Dessouky et al. 2000) tandis que le dernier sE_{det} a été évalué plus rarement (Alasfour et al. 2005), alors qu'il constitue un important indicateur de la qualité des procédés ayant lieu dans le système.

$$PR = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_1} \quad (3.27)$$

$$sUA = \frac{UA_c + UA_g}{\dot{m}_6} \quad (3.28)$$

$$sE_{det,tot} = \frac{E_{det,eject} + E_{det,MEE-TVC} + E_{det,gen}}{\dot{m}_6} \quad (3.29)$$

3.6 Résolution et validation

Les équations algébriques non linéaires issues de la modélisation ont été résolues à l'aide du logiciel EES (Engineering Equation Solver), qui intègre les propriétés thermodynamiques d'un grand nombre de fluides naturels et organiques manufacturés. Dans les récentes versions du logiciel, les propriétés thermodynamiques de l'eau de mer prennent en considération les écarts mis en évidence dans le chapitre deux relatifs aux modèles d'eau de mer (Sharqawy et al. 2010). De ce fait l'enthalpie, le potentiel chimique et l'entropie ainsi que d'autres propriétés de l'eau de mer à un état donné dépendent de la salinité et de la température.

Pour validation, les prédictions du modèle proposé ci-dessus, ont été comparées aux résultats de la littérature. Ainsi les valeurs ci-après de (Sharaf et al. 2011) ont été utilisées : $T_{s,in} = 350$ °C, $T_4 = 25$ °C, $S_4 = 46$ g/kg, $S_5 = 70$ g/kg, $\eta_p = 0.75$, $P_1 = 2500$ kPa, $P_3/P_2 = 2$, $\dot{m}_1 = 6.545$ kg/s, $\dot{m}_4 = 168$ kg/s, $\dot{m}_4' = 10.16$ kg/s and $T_5 = 48.6$ °C.

Tel qu'indiqué au Tableau 3.3 l'accord entre les résultats des deux études est très bon. Le modèle proposé peut donc être utilisé pour effectuer l'analyse paramétrique présentée dans les paragraphes qui vont suivre.

Tableau 3.3 : Comparaison des résultats avec ceux de la littérature

	Modèle	(Sharaf et al. 2011)	Différence (%)
\dot{m}_2 (kg/s)	4.961	4.988	0.5
\dot{m}_3 (kg/s)	11.51	11.53	0.2
\dot{m}_1 / \dot{m}_2	1.319	1.312	0.5
\dot{m}_6 / \dot{m}_1	8.001	8.039	0.5
\dot{m}_6 (kg/s)	52.6	52.6	0.0
X	0.060	0.060	0.0
P_3 (kPa)	21.03	20.25	3.8
P_2 (kPa)	10.51	10.12	3.8
T_1 (°C)	228.9	225.7	1.4

3.7 Résultats

Les résultats présentés dans cette section ont été obtenus dans les conditions suivantes : $P_{atm} = 101.325$ kPa; $M_s = 42.63$ kg/s; $T_{s,in} = 400$ °C; $C_s = 1.046$ kJ/kg.K; $T_4 = 25$ °C; $S_4 = 35$ g/kg; $S_5 = 70$ g/kg; $\Delta T_g = 5$ °C; $\Delta T_{sur} = 10$ °C; $\Delta T_{cond} = 5$ °C; $\eta_p = 0.85$. Ces paramètres sont constants quels que soient les résultats. D'après le Tableau 3.2, il existe quatre variables (le taux de compression, la pression P_1 , la fraction d'eau rejetée X après le condenseur et le pincement du condenseur ΔT_c) dans ce modèle. Ainsi les résultats de la simulation consistent principalement à fixer trois des variables et à faire évoluer la variable restante. Ceci permet de mettre en évidence les effets d'une des variables sur les critères de performance. Les intervalles de variation se présentent comme suit :

- la fraction X entre 0.1 et 0.3.
- la pression P_1 entre 100 et 2900 kPa;

- le taux de compression Cr entre 2 et 4;
- Le pincement de condenseur ΔT_c varie entre 5 et 10;

3.7.1 Analyse du rapport de production : PR

Les Figure 3.4-3.8 illustrent les effets des quatre variables mentionnées ci-dessus, alors que la Figure 3.9 met surtout en évidence l'impact d'une variation de ΔT_c sur la production spécifique.

En considérant que P_1 varie alors que toutes les variables restantes sont fixes, la quantité d'énergie fournie par les gaz d'échappement afin d'obtenir de la vapeur diminue si P_1 augmente, comme le montre la Figure 3.4. Ce phénomène s'explique principalement par une diminution de la chaleur latente de la vapeur. L'une des conséquences de cette diminution de l'énergie du générateur est la réduction de la vapeur motrice \dot{m}_1 qui en dépend telle que présentée par la Figure 3.5. Puisque la production d'eau dépend de l'énergie consommée, il est évident que l'eau potable \dot{m}_6 (Figure 3.6) aussi diminue quand l'énergie du générateur est réduite correspondant également à une augmentation de la pression P_1 .

La Figure 3.7 montre que toute augmentation de P_1 entraîne une diminution de la quantité d'eau de mer \dot{m}_4 . Ceci est dû à la relation (3.30) qui existe entre la quantité d'eau potable \dot{m}_6 et la quantité d'eau de mer consommée \dot{m}_4 . L'équation (3.30) est une combinaison des équations (3.14) et (3.15), elle montre que lorsque \dot{m}_6 diminue \dot{m}_4 ne peut que diminuer aussi, car le membre de droite de l'équation (3.30) est constant puisque dépendant de paramètres et variables fixes.

$$\frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_4} = (1-X) \left[1 - \left(\frac{S_4}{S_5} \right) \right] \quad (3.30)$$

Contrairement aux résultats des figures précédentes où une diminution des paramètres est notée lorsque P_1 augmente, la Figure 3.8 montre que la production spécifique devient importante lorsque la pression motrice P_1 augmente. Ce phénomène peut être considéré comme inattendu puisque les deux paramètres auxquels dépend ce rapport (3.27) diminuent lorsque P_1 augmente. L'accroissement du PR est surtout dû à une variation plus rapide de la quantité de vapeur produite par rapport à la quantité d'eau potable récupérée à partir du MEE. Il est important de

souligner qu'une faible pression permet d'obtenir une quantité importante d'eau potable par contre cela se traduit par une faible production spécifique.

Il ressort de l'analyse de P_1 que la réponse de l'unité de dessalement MEE repose principalement sur l'évolution de l'énergie reçue de la sortie de l'éjecteur. Par exemple lorsqu'on diminue l'énergie fournie au MEE par l'intermédiaire de \dot{m}_1 , le système réagit en consommant moins d'eau de mer \dot{m}_4 et par conséquent la quantité d'eau potable diminue aussi. Alors que le phénomène inverse se produit lorsque l'énergie reçue par MEE augmente. Il est également possible d'analyser le système comme suit : en tant que procédé de distillation, il est évident qu'on obtient plus d'eau potable quand la quantité d'énergie augmente. En outre d'après l'équation (3.30), \dot{m}_6 et \dot{m}_4 ne peuvent qu'augmenter ensemble dans ce cas précis, car le membre de droite est toujours constant.

La Figure 3.4 et la Figure 3.5 montrent qu'il n'existe aucune relation mathématique entre le pincement du condenseur ΔT_c et les paramètres Q_g et \dot{m}_1 . Car ces paramètres sont insensibles à la variation de ΔT_c . Alors que la Figure 3.6 et la Figure 3.7 et Figure 3.9 démontrent que lorsqu'on augmente ΔT_c , l'eau potable, la consommation d'eau de mer et la production spécifique diminuent. Cette dernière est la conséquence de la réduction de \dot{m}_6 alors que \dot{m}_1 est constant. Comme énoncé plus haut, \dot{m}_6 et \dot{m}_4 ne diminuent que lorsque l'énergie reçue par le MEE est réduite.

En effet quand ΔT_c augmente P_2 augmente (Tableau 3.4) et puisque P_3/P_2 est constant la pression P_3 à la sortie de l'éjecteur devient également grande. Une pression élevée se traduit aussi par une faible chaleur latente (états 7 et 2). En outre l'augmentation de P_3 entraîne la diminution de \dot{m}_3 , car \dot{m}_2 diminue d'après l'équation (3.11). Tous ces facteurs réunis ont pour conséquence la diminution de l'énergie d'où les résultats numériques présentés par les Figures 3.4, 3.5.

Tableau 3.4 : Les valeurs des pressions P_2 et P_3

	$\Delta T_c = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ($P_{\min} = P_2 = 5.6280 \text{ kPa}$)	$\Delta T_c = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ($P_{\min} = P_2 = 7.3837 \text{ kPa}$)
Taux de compression = 2	11.256 kPa	14.7674 kPa

Taux de compression = 3	16.884 kPa	22.1511 kPa
Taux de compression = 4	22.512 kPa	29.5348 kPa

Les Figure 3.6 ; 3.7 et 3.8 montrent qu'un taux de compression élevé entraîne une diminution d'eau potable, de l'eau de mer consommée et du PR. L'explication à ces phénomènes est similaire à celle donnée lorsque ΔT_c augmente. Dans ce cas, P_3 augmente alors que P_2 est constante (Tableau 3.4). Cela entraîne une réduction de la chaleur latente de la vapeur à l'état 3, et du débit \dot{m}_3 .

En ce qui concerne X (la fraction d'eau de mer rejetée après condensation), elle n'affecte ni la production d'énergie du générateur ni la quantité de vapeur motrice \dot{m}_1 produite puisque ces paramètres sont totalement indépendants de X comme le montrent les Figure 3.4 et Figure 3.5. Par contre les Figure 3.6 ; 3.7 et 3.8 sont influencées par une variation de X.

Ainsi la Figure 3.6 montre que quand X augmente \dot{m}_4 augmente aussi. Ceci peut s'expliquer à travers l'équation (3.31) obtenue en combinant les équations (3.14)-(3.17) et (3.30). Le membre de gauche de l'équation est constant quel que soit la valeur de X alors que celui de droite diminue lorsque X augmente entraînant ainsi une augmentation de \dot{m}_4 .

$$\dot{m}_1 [(h_1 - h_8) + (h_8 - h_7)] = \dot{m}_4 \left[Xh_4 + \left((1-X) \left(\frac{S_4}{S_5} \right) \right) h_5 + \left((1-X) \left(1 - \left(\frac{S_4}{S_5} \right) \right) \right) h_6 - h_4 \right] \quad (3.31)$$

Lorsque X augmente, le rapport \dot{m}_6 / \dot{m}_4 de l'équation (3.30) diminue, puisque \dot{m}_4 augmente avec X, le débit \dot{m}_6 ne peut que diminuer, attesté également par les résultats de la Figure 3.6.

Cependant la diminution de \dot{m}_6 se traduit également par une production spécifique faible, car la quantité de vapeur motrice est constante quelle que soit la valeur de X comme présenté par la Figure 3.8.

Tableau 3.5 : Les relations entre les variables d'entrée

	Les paramètres dépendants des variables d'entrée
Pincement du condenseur ΔT_c	$T_2, P_2, h_2, T_6, h_6, T_5, h_5$ Les inconnus augmentant avec ΔT_c
X	$\dot{m}_4' / \dot{m}_4, \dot{m}_5 / \dot{m}_4, \dot{m}_6 / \dot{m}_4$ Le premier rapport augmente avec X alors que les autres diminuent quand X diminue.
$P_1 = P_8$	$T_{8^*}, h_{8^*}, T_{1^*}, h_{1^*}, T_1, h_1, T_s', \dot{m}_1$ Les sept premiers inconnus augmentent avec P_1 alors que \dot{m}_1 diminue quand P_1 augmente

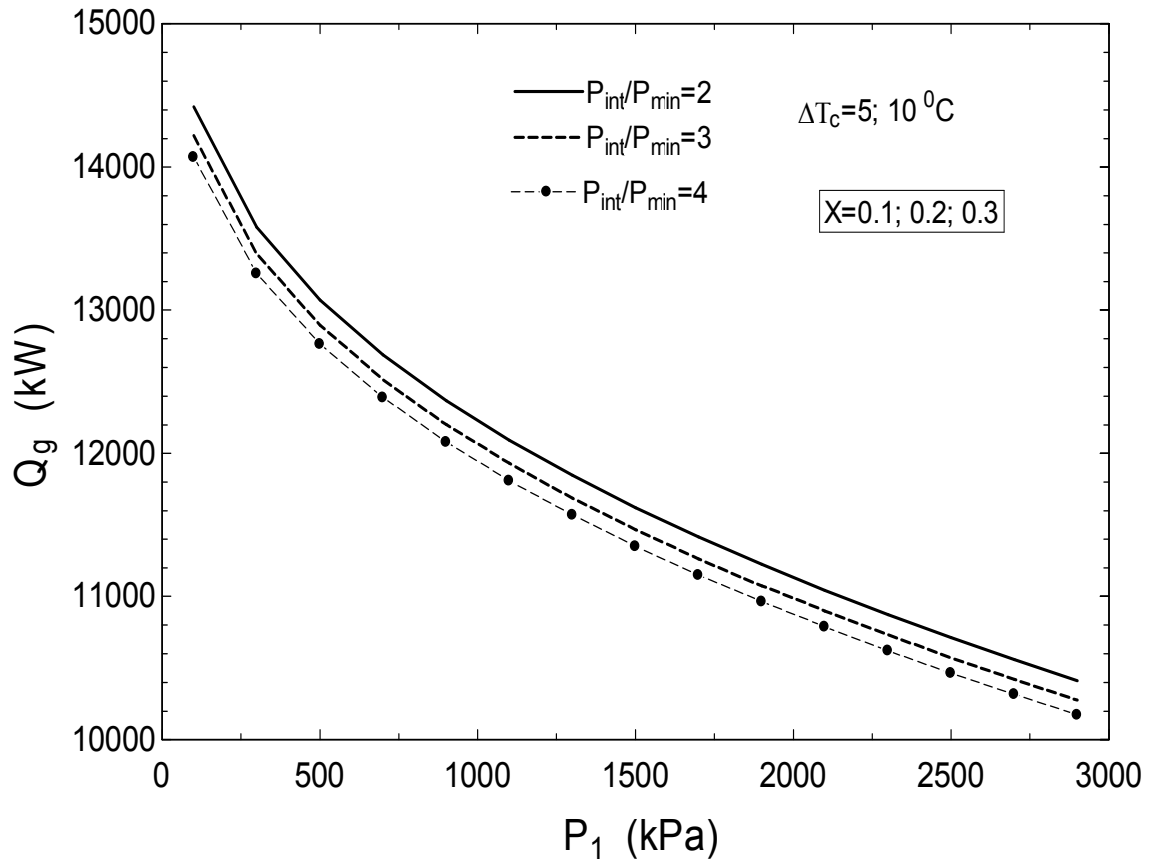


Figure 3.4 : La puissance fournie par le générateur en fonction des variables d'entrées

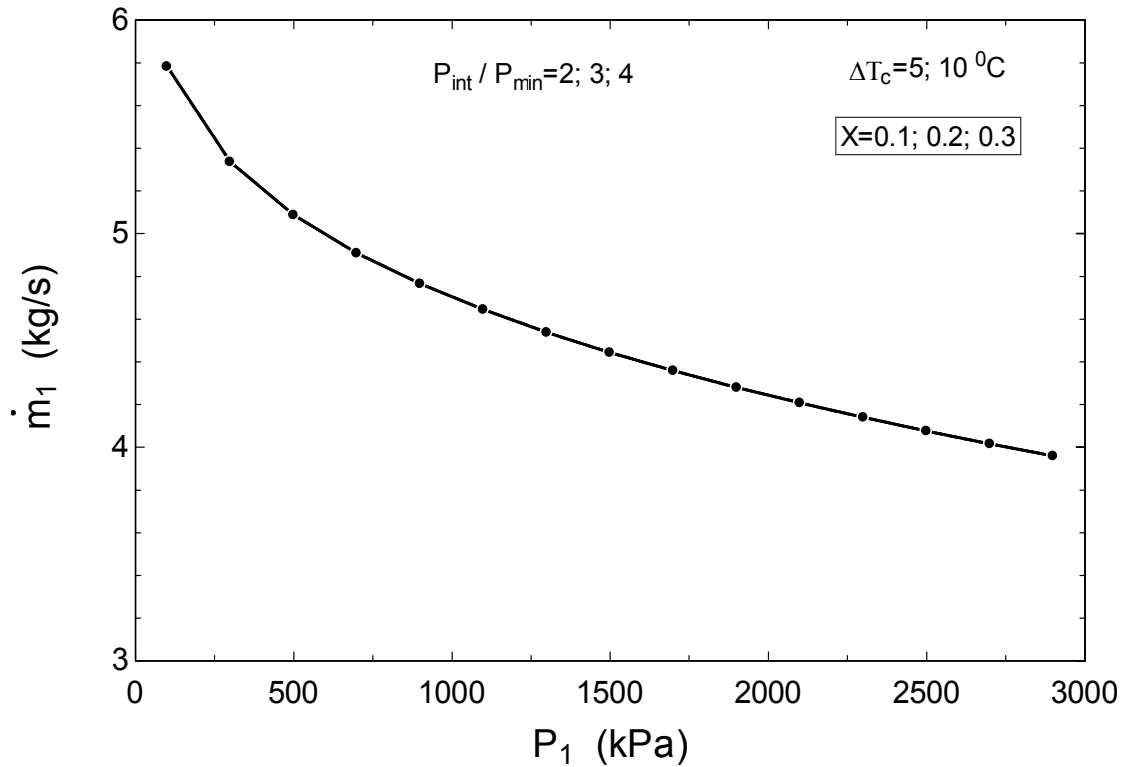


Figure 3.5 : La vapeur motrice par le générateur en fonction des variables d'entrées

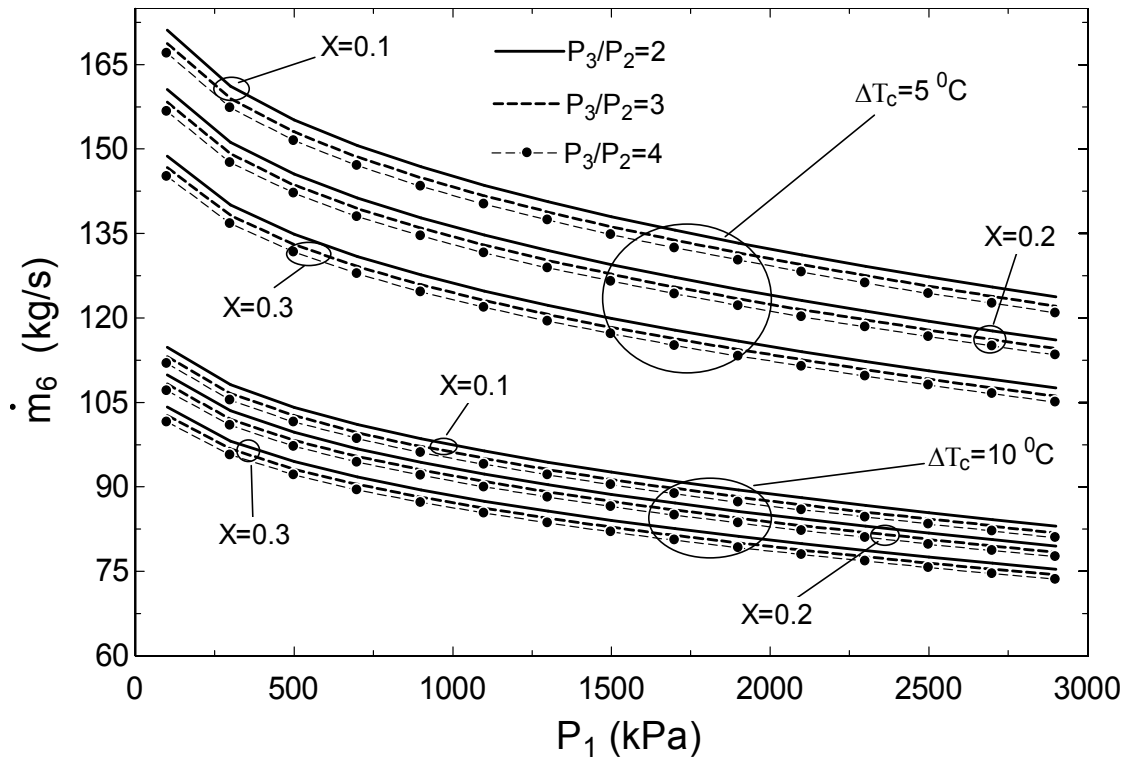


Figure 3.6 : L'eau potable fournie par le système en fonction des variables d'entrées

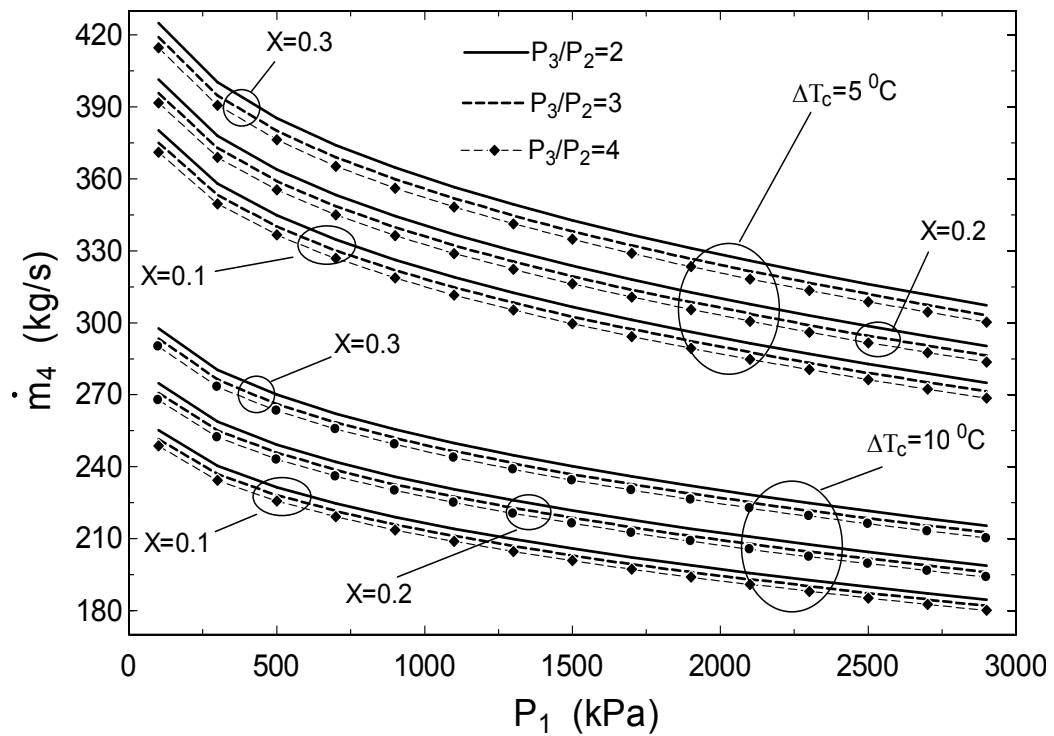


Figure 3.7 : L'eau de mer consommée en fonction des variables d'entrées

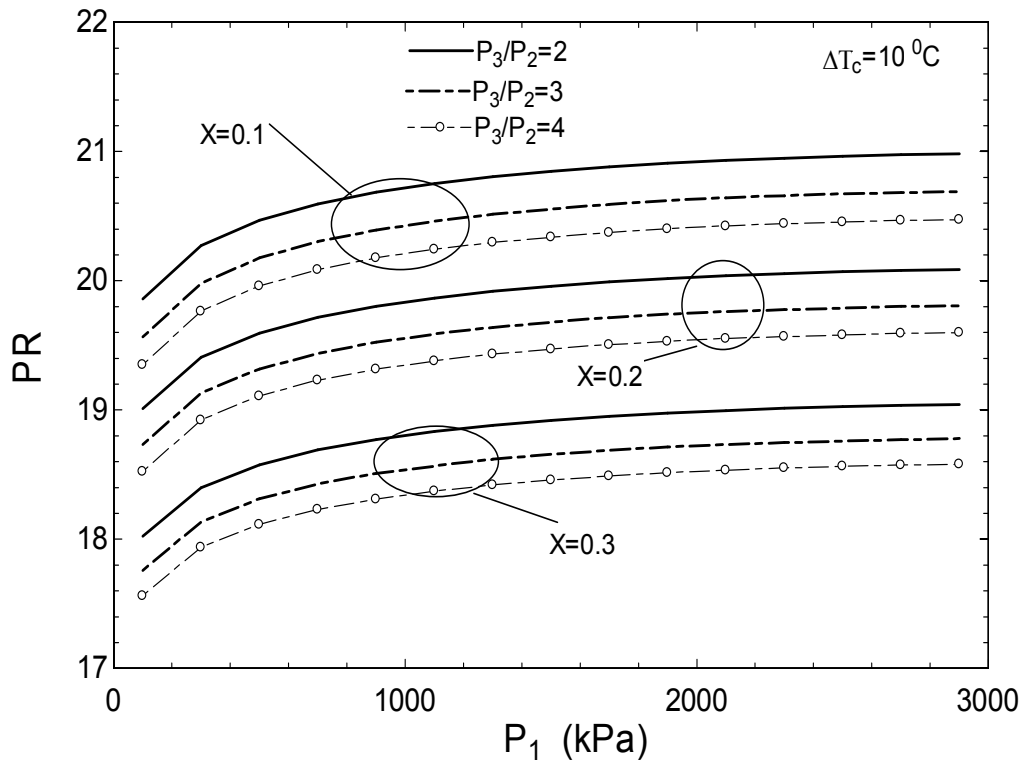


Figure 3.8 : La sensibilité des variables d'entrée sur le rapport de production

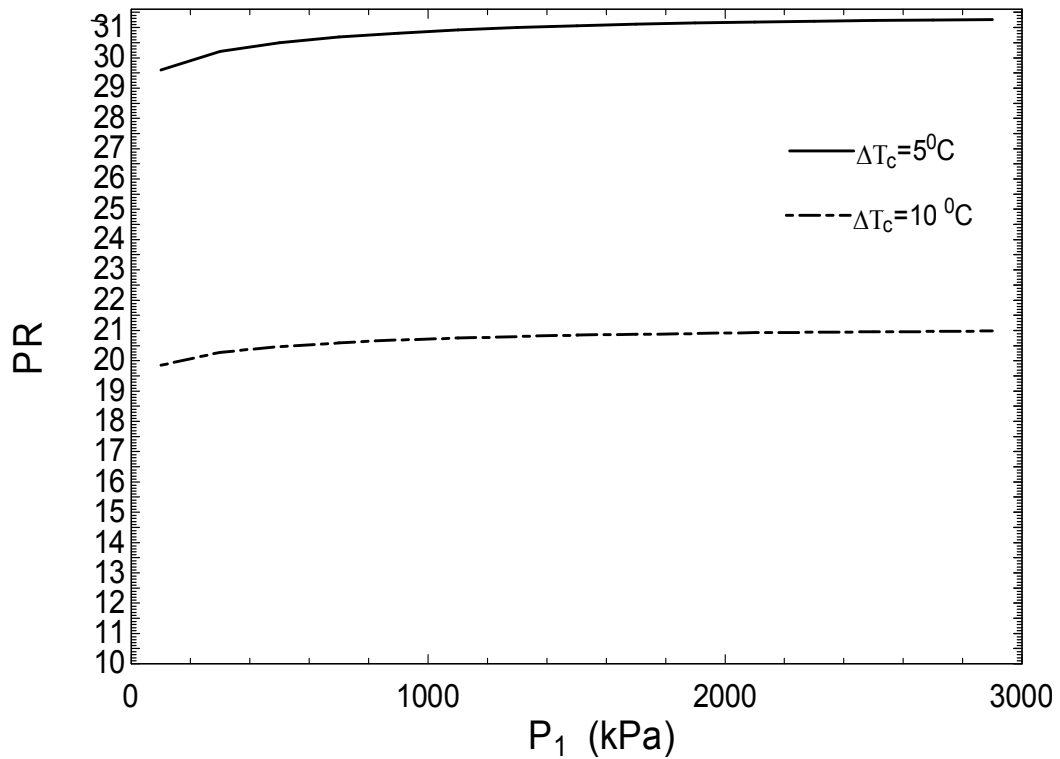


Figure 3.9 : Sensibilité du pincement sur le rapport de production d'eau

3.7.2 Destruction d'exergie

La Figure 3.10 met en évidence l'évolution de l'exergie détruite au niveau de chaque composant lorsque la pression P_1 et le taux de compression P_3/P_2 varient alors que $\Delta T_c=5$ et $X=0.1$ sont constantes. Ainsi lorsque P_1 augmente les pertes exergetiques au niveau de l'éjecteur augmentent. L'explication à ce phénomène se trouve dans l'expression de la destruction de l'exergie (3.24). En effet quand P_1 augmente, les exergies spécifiques e_1 et e_3 augmentent alors que e_2 reste constante cela entraine la diminution de l'exergie E_2 , car \dot{m}_2 diminue. L'augmentation de e_3 s'explique par une température T_3 élevée. Pour que E_1 augmente, il faut que \dot{m}_1 le soit ou que sa variation soit négligeable par rapport à celle de e_1 . En adoptant le même raisonnement qu'à l'état 3, seuls les résultats numériques peuvent prédire les tendances de E_1 et E_3 . En se basant sur ces derniers, on note que E_1 est croissante alors que E_3 diminue en fonction de P_1 donc les pertes exergetiques ne peuvent qu'augmenter.

Les effets de P_1 sur les pertes exergetiques du MEE ne sont pas très accentués même si une légère décroissance est à noter. Les pertes exergetiques dans le générateur diminuent quand P_1 augmente. En effet lorsque P_1 augmente toutes les expressions de l'équation (3.25) diminuent, car les débits correspondants deviennent faibles lorsque la pression motrice est importante d'où la diminution des pertes exergetiques dans le MEE. Au niveau du générateur, la diminution des pertes exergetiques s'explique par une diminution de l'écart de température entre l'entrée et la sortie des gaz d'échappement. En effet lorsque P_1 augmente la température à la sortie des gaz d'échappement $T_{s,out}$ augmente, puisque $T_{s,in}$ est constante l'écart entre les deux températures diminue.

L'augmentation du taux de compression de l'éjecteur permet de réduire les pertes exergetiques. Dans cette condition E_1 est constante et E_2 diminue sous l'influence de \dot{m}_2 . Par contre l'exergie disponible à la sortie de l'éjecteur E_3 augmente entrainant ainsi une réduction de l'exergie détruite dans l'éjecteur. La destruction d'exergie dans le MEE est plus importante lorsque le taux de compression est élevé. Cela est dû à une augmentation de l'exergie à l'état 3 et une diminution aux états 7, 4', 2 et 5. En effet aux états 4', 2, et 5 les propriétés sont constantes, mais les débits diminuent entrainant ainsi une réduction de leur exergie. Le taux de

compression affecte très peu la destruction d'exergie dans le générateur. La légère diminution des pertes en fonction de P_3/P_2 est due à la faible variation de Q_g .

Il est intéressant de noter que pour des pressions inférieures à 350 kPa les plus grandes pertes exergetiques ont lieu dans le générateur dues principalement à un écart de température assez important entre le fluide chauffant (les gaz d'échappement) et la vapeur d'eau. En effet la température de saturation dans le générateur diminue lorsque la pression diminue. Par contre lorsque la pression est plus grande que 350 kPa, la destruction d'exergie se fait plus dans l'éjecteur.

La variation de X n'affecte ni les pertes exergetiques au niveau de l'éjecteur ni celles dans le générateur comme l'illustre la Figure 3.11. Elle montre également que les effets de X sur l'exergie détruite dans le MEE est négligeable. Il faut tout de même souligner que lorsque X augmente les pertes diminuent suite à la réduction des exergies disponibles aux sorties du MEE alors que l'exergie E_3 est constante. La diminution d'exergie aux sorties du MEE s'explique surtout par des débits faibles aux différents états lorsque X augmente.

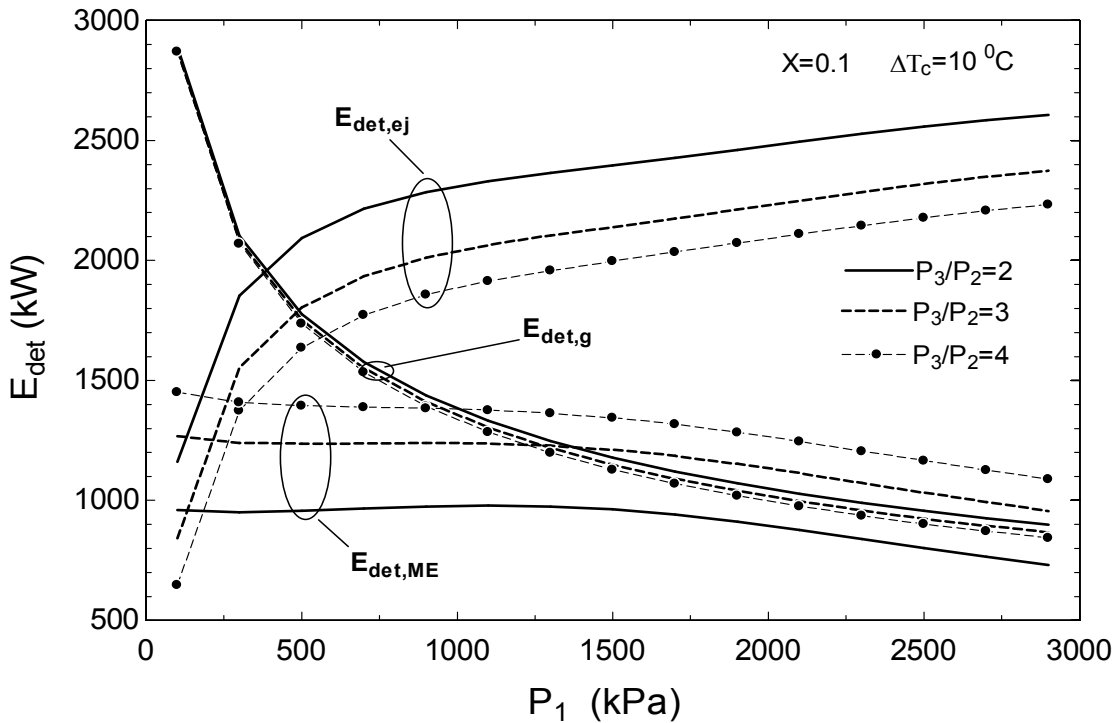


Figure 3.10 : Les effets du taux de compression et de la pression motrice sur l'exergie détruite

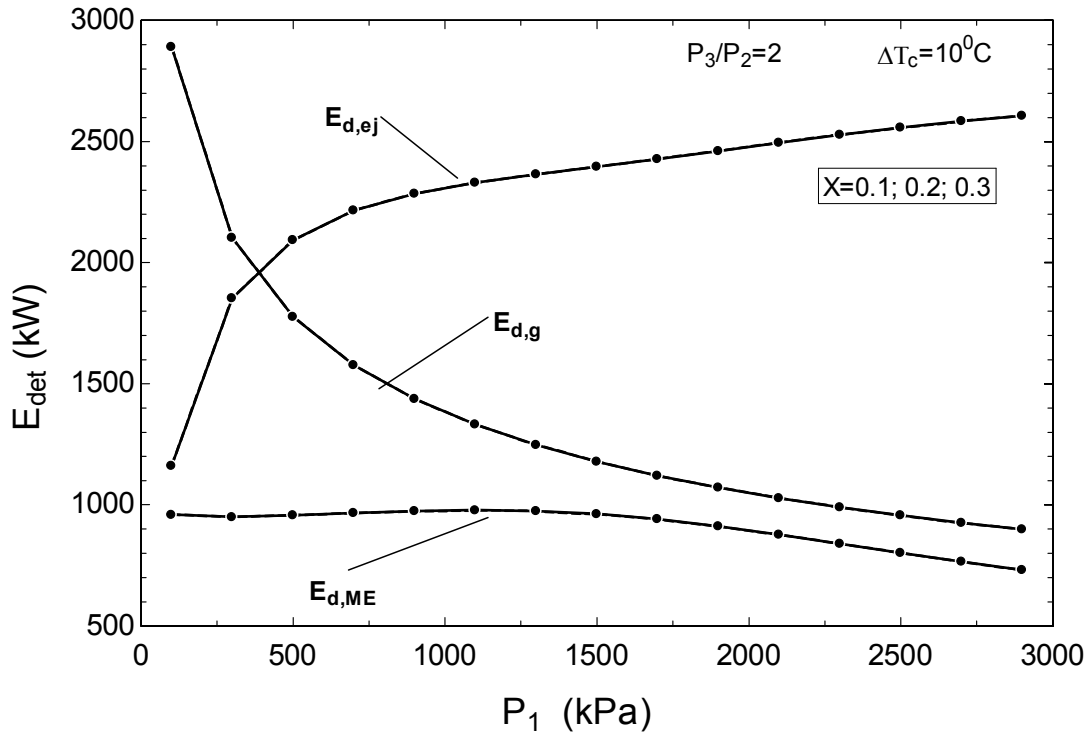


Figure 3.11 : Les effets de X sur l'exergie détruite au niveau des différents éléments : MEE, éjecteur, générateur

La Figure 3.12 montre comment se dégrade l'exergie au niveau de l'éjecteur, du générateur et du multiple effet en fonction de ΔT_c . Quand le pincement du condenseur augmente les exergies aux états 3 et 2 augmentent alors que celle à l'état 1 reste constante. Cependant la variation de l'exergie fournie à l'entrée E_1+E_2 étant faible par rapport à celle de la sortie état 3 donc les pertes exergétiques au niveau de l'éjecteur diminuent.

Au niveau du MEE, augmenter le pincement du condenseur revient à engendrer plus de pertes exergétiques. En effet l'exergie fournie au MEE augmente à travers l'état 3 alors que celles aux sorties du multiple effet diminuent à cause des débits réduits en fonction de ΔT_c entraînant ainsi plus de pertes exergétiques. La diminution des pertes exergétiques bien que minime dans le générateur s'explique par une diminution de l'énergie du générateur (Figure 3.4)

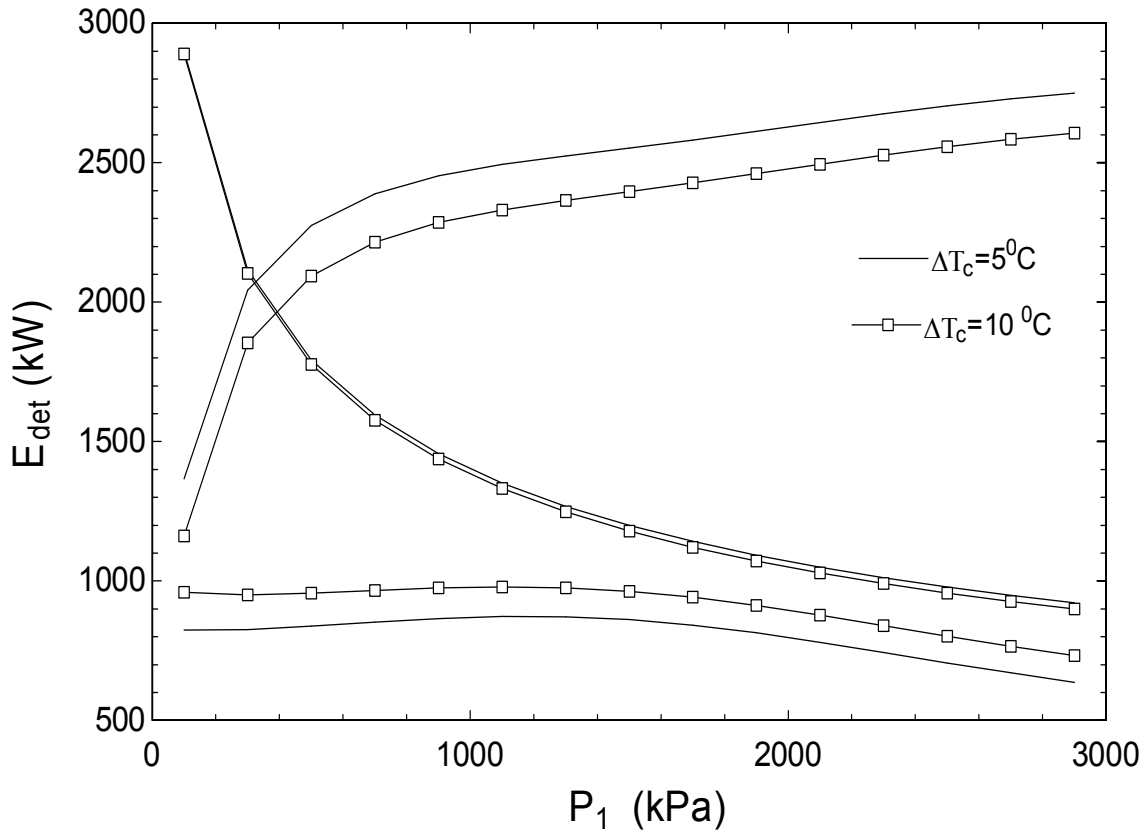


Figure 3.12 : Les effets de ΔT_c sur l'exergie détruite dans les composants : MEE, éjecteur, générateur

La Figure 3.13 présente l'exergie totale détruite dans le système entier (générateur, MEE, éjecteur) lorsque la pression motrice P_1 et le taux de compression P_3/P_2 varient alors que $X=0.1$, $\Delta T_c=5^\circ\text{C}$. Les résultats numériques montrent que l'exergie totale détruite dans le système diminue en augmentant P_1 et P_3/P_2 . Tout d'abord bien que les pertes exergetiques augmentent dans l'éjecteur en fonction de P_1 , leurs variations sont par contre négligeables par rapport à celles dans le générateur et le MEE qui diminuent en fonction de P_1 (voir Figure 3.10). Donc les pertes exergetiques totales diminuent dans le système.

Les effets du taux de compression sur l'exergie totale détruite trouvent leur explication sur la Figure 3.10 qui met en évidence la diminution des pertes exergetiques du générateur et de l'éjecteur lorsque le taux de compression augmente. Puisque les pertes dans le MEE sont négligeables, alors l'exergie totale détruite ne peut que diminuer si le pincement du condenseur

est élevé. Il est évident que les pertes exergetiques globales ne peuvent varier en fonction de X , car il n'affecte pas la destruction d'exergie au niveau des différents composants (Figure 3.11).

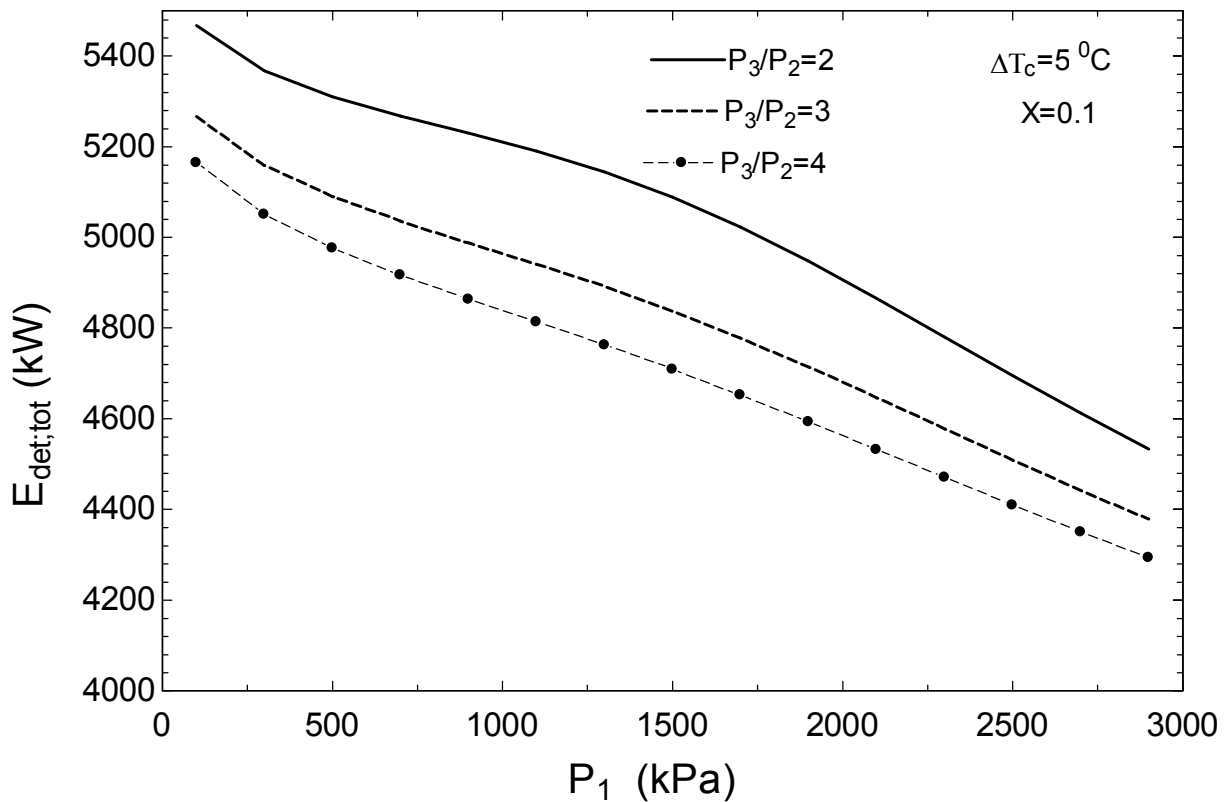


Figure 3.13 : L'exergie totale détruite en fonction de P_1 et de P_3/P_2

La Figure 3.14 illustre la quantité d'exergie détruite pour produire un kilogramme d'eau potable en fonction de P_1 , de P_3/P_2 et de X alors que les effets du pincement du condenseur ΔT_c sont mis en évidence par la Figure 3.15. En effet pour diminuer l'exergie totale détruite spécifique, il faut augmenter le taux de compression de l'éjecteur. Quand P_3/P_2 augmente l'exergie totale détruite et \dot{m}_6 diminuent. Ainsi l'évolution du rapport E_{dt}/\dot{m}_6 dépend des taux de variation du numérateur par rapport au dénominateur. Les résultats numériques montrent que les écarts entre leur taux de variation ne sont pas importants entraînant ainsi une diminution de $sE_{det,tot}$.

Par contre l'exergie détruite par kilogramme d'eau potable augmente lorsque ΔT_c , P_1 et X augmentent. Les effets de P_1 et ΔT_c sur $sE_{det,tot}$ s'expliquent par le fait que la variation de \dot{m}_6 est négligeable par rapport à celle de $E_{det,tot}$. Cependant la relation entre $sE_{det,tot}$ et X s'explique à travers \dot{m}_6 qui en dépend (Figure 3.6). D'après la Figure 3.11, $E_{det,tot}$ est constante quelle que

soit X alors que \dot{m}_6 diminue donc $sE_{det,tot}$ a tendance à augmenter comme le montrent les résultats numériques de la Figure 3.14.

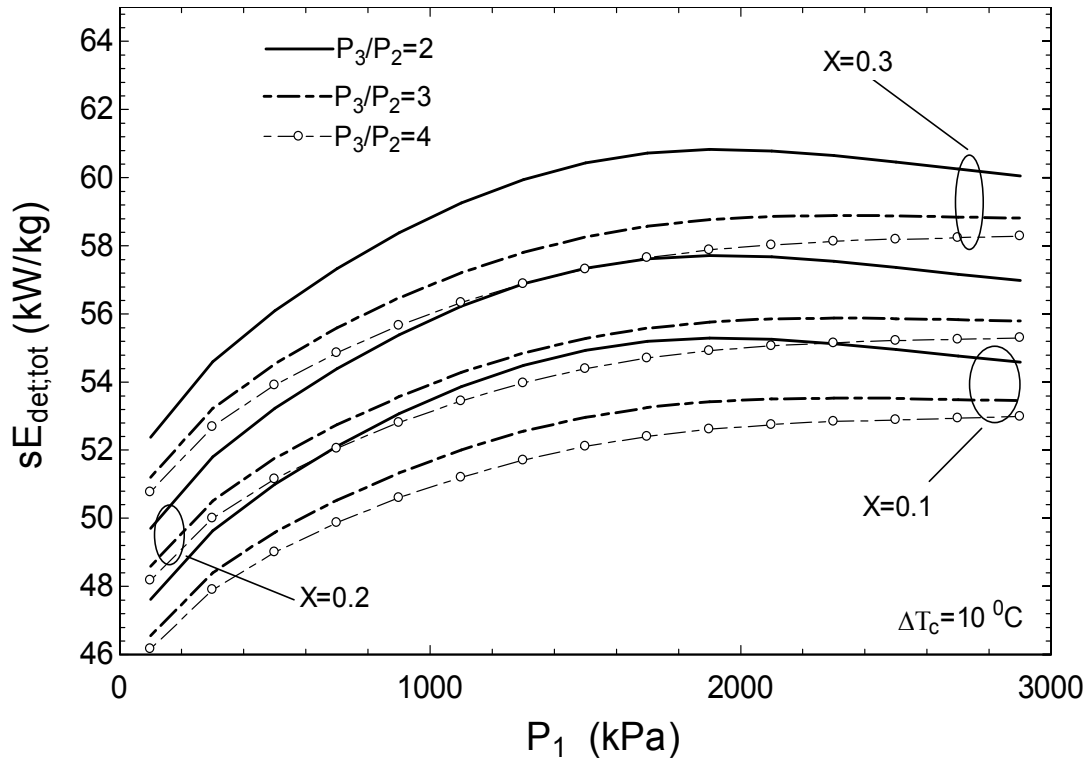


Figure 3.14 : L'influence des variables d'entrée sur l'exergie spécifique détruite dans le système

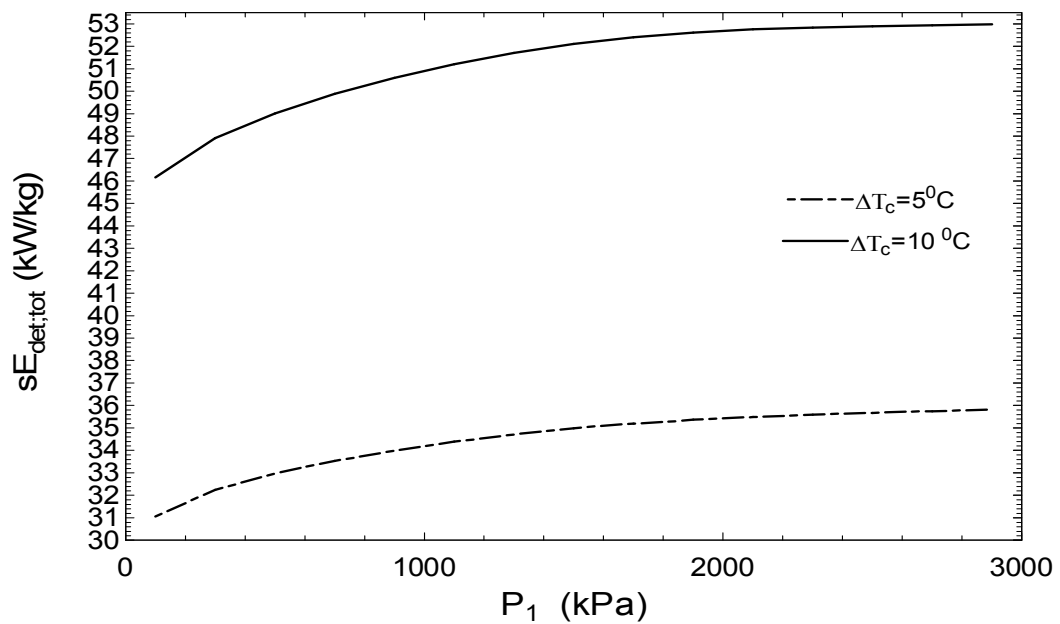


Figure 3.15 : L'influence du pincement sur l'exergie spécifique détruite dans le système

3.7.3 Analyse de la surface d'échange

Les Figure 3.16-Figure 3.19 présentent respectivement les profils de UA_c , UA_g et sUA en fonction des variables P_1 , ΔT_c , X , P_3/P_2 . On constate que lorsque la pression motrice P_1 augmente les conductances thermiques du condenseur UA_c et du générateur UA_g diminuent (Figure 3.16). Le comportement de UA_c est dû principalement à la diminution du débit d'eau de mer \dot{m}_4 fourni (Figure 3.7) quand P_1 augmente alors que l'écart de température logarithmique du condenseur est constant. En ce qui concerne UA_g sa décroissance (Figure 3.17) s'explique d'une part par une diminution de l'énergie fournie par le générateur, mais également par une augmentation de $\Delta T_{ln,g}$ pour des pressions P_1 de plus en plus grandes.

La Figure 3.16 et la Figure 3.17 montrent également que UA_g est insensible aux variations de X et ΔT_c , car il n'existe aucune relation mathématique entre ces paramètres. On constate par ailleurs qu'une faible conductance thermique du condenseur UA_c est obtenue lorsque X diminue (Figure 3.16). L'explication se base sur le même raisonnement qui porte sur les effets de P_1 sur UA_c .

Lorsqu'on augmente le pincement du condenseur ΔT_c , sa conductance thermique diminue. En effet, augmenter ΔT_c revient à diminuer d'une part l'énergie reçue par l'eau de mer par l'intermédiaire du débit \dot{m}_4 et d'autre part à augmenter l'écart de température logarithmique d'où le profil de UA_c sur la Figure 3.16.

Un taux de compression élevé permet de diminuer les conductances thermiques du condenseur UA_c et du générateur UA_g . Dans les deux cas, la raison principale est la réduction de l'énergie transférée. En effet dans le condenseur l'énergie diminue sous l'effet d'une diminution de \dot{m}_4 alors que dans le générateur elle est réduite suite à la diminution de Q_g (Figure 3.4). Cette dernière diminue lorsque le taux de compression augmente.

La Figure 3.18 présente la variation de la conductance thermique spécifique en fonction de P_1 , X et P_3/P_2 alors que le pincement du condenseur $\Delta T_c = 10$ °C. Elle varie dans le même sens que P_1 et la fraction d'eau de mer rejetée X . Toute augmentation de ces deux paramètres entraîne une conductance thermique spécifique plus grande. Cette tendance est due principalement à une

diminution importante de \dot{m}_6 par rapport à la somme des conductances thermiques UA_c et UA_g , car il faut préciser que cette somme a une tendance décroissante lorsque le taux de compression augmente (Figure 3.16 et Figure 3.17).

Lorsque ΔT_c augmente la conductance thermique spécifique sUA diminue. Cela s'explique surtout par la réduction de UA_c alors que UA_g est indépendante de ΔT_c . comme le montre la Figure 3.19.

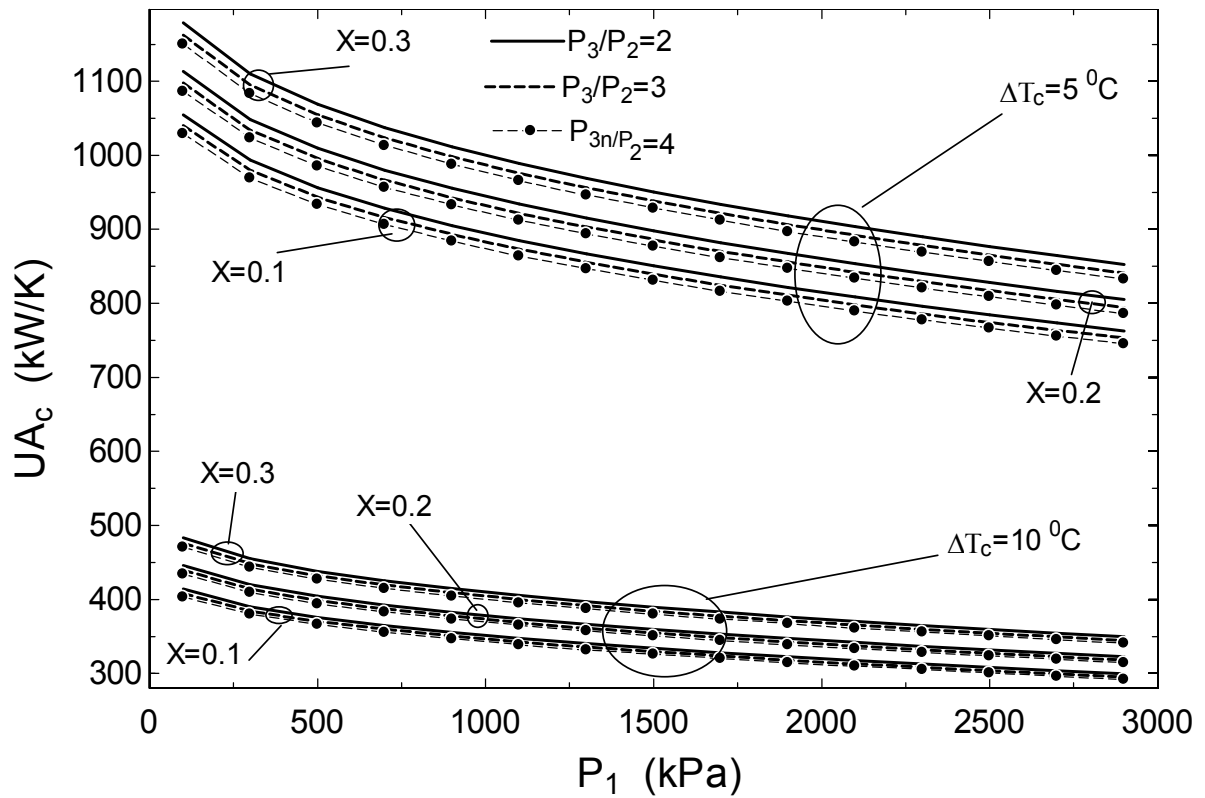


Figure 3.16 : Variation de la conductance du condenseur en fonction des variables d'entrée

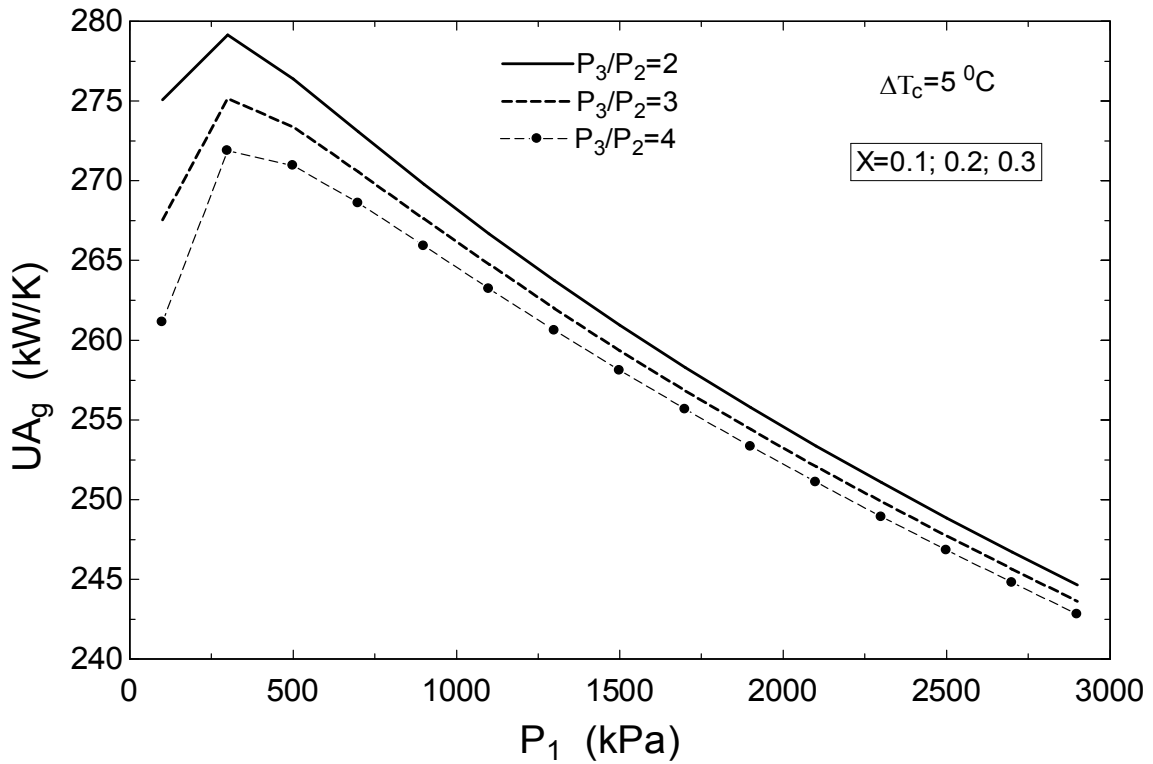


Figure 3.17 : Variation de la conductance du générateur en fonction des variables d'entrée

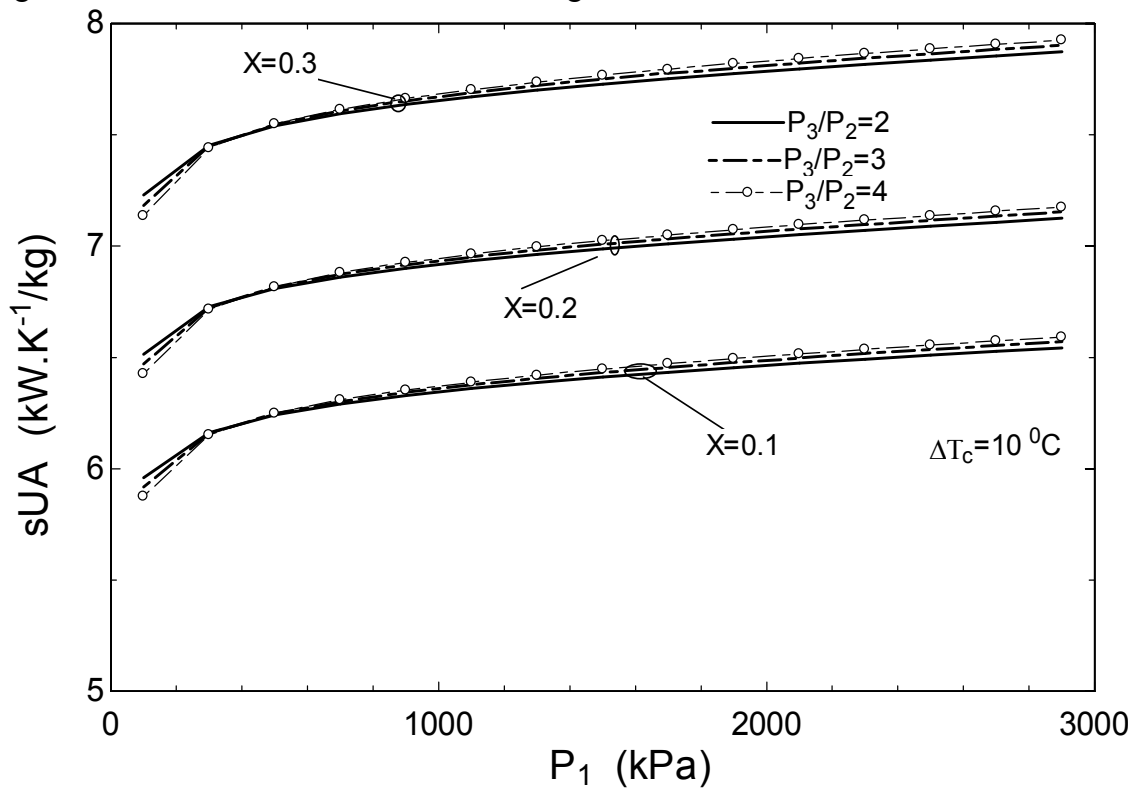


Figure 3.18 : La sensibilité des variables d'entrée sur la surface spécifique

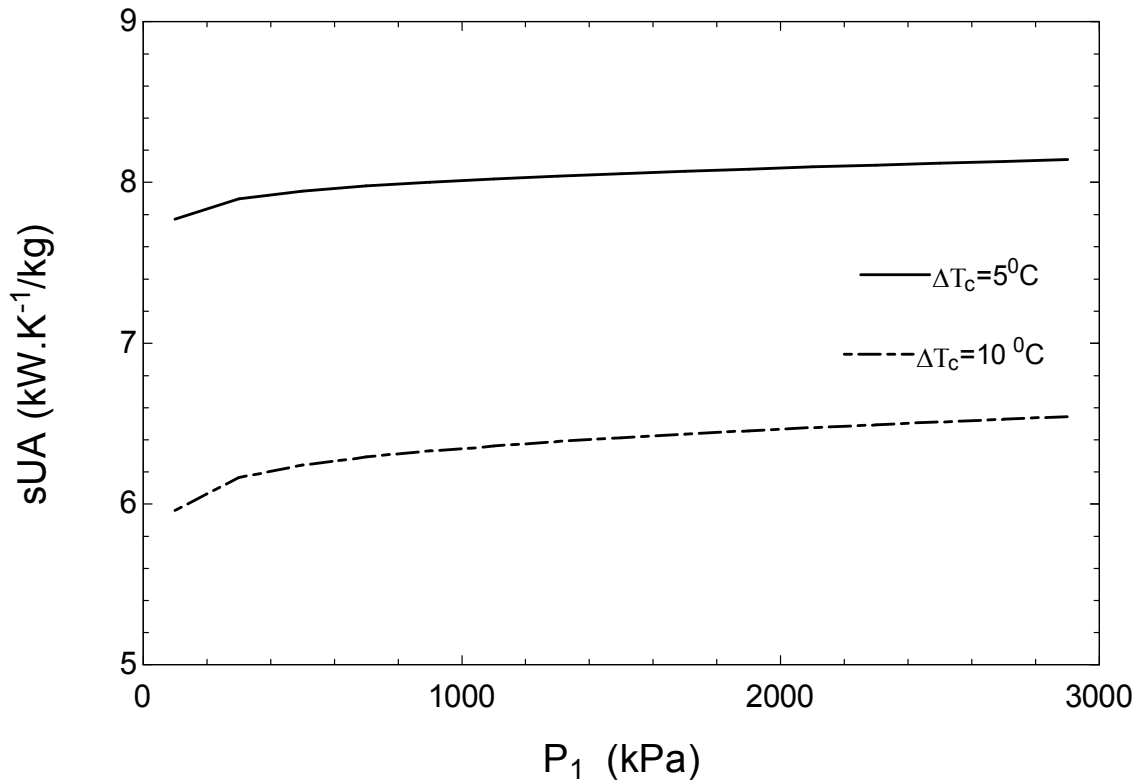


Figure 3.19 : Sensibilité du pincement sur la surface spécifique

3.8 Conditions de conception

Le Tableau 3.6 résume le sens d'évolution des variables d'entrée (P_1 , X , P_3/P_2 , ΔT_c) afin de satisfaire les différentes fonctions objectives qui caractérisent les performances du système de dessalement (la production spécifique, la conductance thermique spécifique et l'exergie totale détruite spécifique). Les justifications des tendances présentées dans le tableau ont été largement développées dans la section ci-dessus. Ainsi on note que :

- la valeur de X doit être la plus faible possible pour satisfaire les trois critères de performances retenus : production spécifique PR élevée et faibles conductance thermique spécifique sUA et destruction d'exergie spécifique $sE_{det,tot}$.
- Pour maximiser PR , il faut augmenter P_1 alors que la minimisation sUA et $sE_{det,tot}$ correspond à de faibles pressions P_1 .
- Lorsque le taux de compression diminue PR et sUA sont respectivement maximale et minimale tandis que $sE_{det,tot}$ est minimale pour P_3/P_2 élevé.

- Augmenter ΔT_c revient respectivement à maximiser et minimiser PR et $sE_{det,tot}$ et pour diminuer sUA, ΔT_c doit aussi diminuer.

Selon les résultats du Tableau 3.6 le choix de X semble être précis, car toutes les fonctions objectives mettent en évidence une même tendance. Ainsi en prenant $X=0.1$ ou une valeur plus petite, PR augmente et sUA et $sE_{det,tot}$ diminuent. Cette valeur est cohérente avec celle utilisée dans les travaux de (Sharaf et al. 2011).

La pression motrice P_1 agit différemment sur les fonctions objectives, mais sa valeur doit être assez grande. Bien que ce choix entraîne une augmentation de sUA et $sE_{det,tot}$, elle s'explique par le fait que les variations de UA et $E_{det,tot}$ sont négligeables par rapport à \dot{m}_6 entraînant l'augmentation de sUA et $sE_{det,tot}$ (Figure 3.14 et Figure 3.18). En outre (UA_c+UA_g) et $E_{det,tot}$ diminuent lorsque la pression motrice est importante. En raison de ces facteurs, une pression $P_1=2500$ kPa sera choisie pour le design. Cette valeur est également utilisée par (Sharaf et al. 2011), elle est également proche de celle prise dans une installation commerciale de Mirfa (Amer 2009).

À faible taux de compression, PR et sUA sont respectivement maximisée et minimisée alors que la destruction d'exergie spécifique est minimisée avec un taux de compression élevé. Par ailleurs notons que les effets de P_3/P_2 sont pratiquement négligeables sur sUA (Figure 3.18). En outre \dot{m}_6 et E_{det} diminuent tous les deux lorsque P_3/P_2 augmente et puisque $sE_{det,tot}$ diminue aussi, alors on peut en conclure que la variation de \dot{m}_6 est négligeable devant celle de $E_{det,tot}$. Compte tenu de cela un taux de compression élevé est recommandé et $P_3/P_2=4$ est choisi comme dans les travaux de (Sharaf et al. 2011) et dans les installations commerciales de Mirfa et Al-Taweelah (Amer 2009).

Tableau 3.6 : Optimisation des fonctions objectives en fonction des variables d'entrée

	Maximiser PR	Minimiser sUA	Minimiser $sE_{det,tot}$
P_1	↑	↓	↓

X	↓	↓	↓
P₃/P₂	↓	↓	↑
ΔT_c	↓	↑	↓

En choisissant un ΔT_c faible, PR augmente et sUA est minimisée par contre $sE_{det,tot}$ devient maximale. En outre les résultats numériques montrent qu'il est difficile de satisfaire les trois fonctions objectives simultanément. Ainsi $\Delta T_c = 8.4$ °C est choisi comme valeur de compromis. Les nouveaux résultats dans les conditions $P_1 = 2500$ kPa, $X = 0.1$, $P_3/P_2 = 4$ et $\Delta T_c = 8.4$ se présentent comme suit :

- La valeur de PR calculée représente 74 % de la valeur maximale lorsque ΔT_c est à 5 °C
- La surface d'échange spécifique constitue 114 % de la minimale avec un ΔT_c à 10 °C
- L'exergie totale détruite est de 104 % de la minimale avec un ΔT_c à 5 °C

Les résultats ci-dessus montrent que la valeur de $\Delta T_c = 8.4$ °C est un bon compromis. Le Tableau 3.7 présente les caractéristiques thermodynamiques aux différents états en fonction des valeurs de conception spécifiées.

Tableau 3.7 : Les caractéristiques optimales des états aux conditions de conception

États	Fluides	Pression (kPa)	Température (°C)	Débits (kg/s)
Entrée source de chaleur	Gaz parfait	101	400	42.63
Pincement du générateur	Gaz parfait	101	229	42.63
Sortie source de chaleur	Gaz parfait	101	166.9	42.63
1	Eau pure $S_1 = 0$	2500	234	4.08
2	Eau pure	6.77	38.4	1.44

	$S_2 = 0$			
3	Eau pure $S_3 = 0$	27.1	141.3	5.52
4	Eau de mer $S_4 = 35 \text{ g/kg}$	101	25	207.3
4'	Eau de mer $S_4 = 35 \text{ g/kg}$	101	30	20.73
5	Saumure $S_5 = 70 \text{ g/kg}$	101	38.4	93.27
6	Eau pure $S_6 = 0$	101	38.4	93.27
7	Pure water $S_7 = 0$	27.1	66.8	4.08
8	Eau pure $S_8 = 0$	2500	67.0	4.08
8*	Eau pure $S_{8^*} = 0$	2500	224	4.08

3.9 Conclusion

La présente analyse paramétrique d'un multiple effet à thermocompression de vapeur se base sur le premier et le second principe de la thermodynamique, mais également sur les principes de la thermodynamique en dimensions finies. Le but a été de déterminer les paramètres de conception optimaux en se basant sur la satisfaction simultanée de trois fonctions objectives : maximiser la production spécifique PR, minimiser la conductance thermique spécifique sUA ainsi que la destruction d'exergie spécifique $sE_{\text{det, tot}}$. Les variables d'entrée étudiées sont au nombre de quatre : la pression de la vapeur motrice P_1 , la fraction d'eau de mer rejetée après le condenseur X, le pincement du condenseur ΔT_c et le taux de compression P_3/P_2 de l'éjecteur. L'influence de chaque paramètre a été étudiée et le constat global se résume comme suit :

- Une faible fraction d'eau de mer rejetée X permet simultanément d'augmenter la production spécifique du système et de minimiser aussi bien la conductance thermique spécifique que la destruction d'exergie spécifique.

- La diminution du taux de compression entraîne une augmentation de PR et une diminution de sUA; par contre la destruction d'exergie devient importante lorsque le taux de compression est faible.
- Pour diminuer de manière significative la conductance thermique spécifique, il est nécessaire d'avoir un pincement élevé ; mais en même temps ceci produit une baisse de la production spécifique et une augmentation l'exergie spécifique détruite.
- Une pression motrice de plus en plus grande entraîne simultanément l'augmentation de de la production spécifique, de la destruction d'exergie spécifique et de la conductance thermique spécifique.

Le présent modèle a également permis de mettre en évidence l'éjecteur comme étant le cœur du système, mais également le composant où se produit les plus grandes pertes exergetiques du système. L'autre système où la destruction d'exergie devient importante est le système de dessalement proprement dit. Ces deux composants vont faire l'objet des chapitres suivants afin d'analyser le fonctionnement interne selon les conditions de conception décrites dans ce chapitre.

CHAPITRE 4

CONCEPTION ET ANALYSE DES IRRÉVERSIBILITÉS DANS L'ÉJECTEUR

4.1 Introduction

Dans le chapitre trois, l'analyse exergetique a permis de mettre en évidence l'importance de l'éjecteur dans le système de dessalement avec compression de vapeur. Il représente non seulement le cœur du système, mais également le composant où se produisent les plus grandes pertes exergetiques comparées aux autres éléments : multiple effets (MEE), générateur, et pompe. Ces pertes sont encore plus importantes lorsque la pression motrice est élevée. Même si les conditions de design définies précédemment répondent aux critères retenus dans le chapitre deux, la valeur de la pression motrice quant à elle confère toujours à l'éjecteur les

plus grandes pertes exergetiques. Ainsi, afin de comprendre les phénomènes thermodynamiques dans l'éjecteur, le présent chapitre consiste à concevoir et à faire une analyse détaillée de ce composant. Le but est de concevoir un éjecteur dont les paramètres thermodynamiques (pression, température et débits) des fluides primaire, secondaire et du mélange à la sortie sont connus. Le modèle développé permet la détermination des différentes sections et longueurs de l'éjecteur. Les irréversibilités dans le système sont prises en compte à travers des rendements polytropiques dont les effets sont analysés sur les caractéristiques thermodynamiques et géométriques des sections. Les propriétés thermodynamiques et le comportement des fluides sont déterminés à partir des équations d'état du fluide réel (vapeur) et des équations de conservation de la masse, de l'énergie et de la quantité de mouvement.

4.2 Revues de quelques travaux relatifs à l'éjecteur

Le domaine d'utilisation de l'éjecteur est varié et dépend des objectifs fixés, mais le principe de son fonctionnement est toujours le même. Car il se sert d'un fluide primaire à haute pression chauffé par une source de chaleur (exemple : solaire, rejets thermiques) pour aspirer et comprimer un fluide secondaire de basse pression pour ainsi obtenir un mélange à la sortie avec un niveau d'énergie élevé par rapport au fluide aspiré. Ce processus est appelé thermocompression de vapeur. L'éjecteur se caractérise surtout par sa simplicité et l'absence totale de parties mobiles. La Figure 4.1 montre les différentes parties qui le constituent : une tuyère primaire, une zone d'aspiration, une section de mélange et un diffuseur.

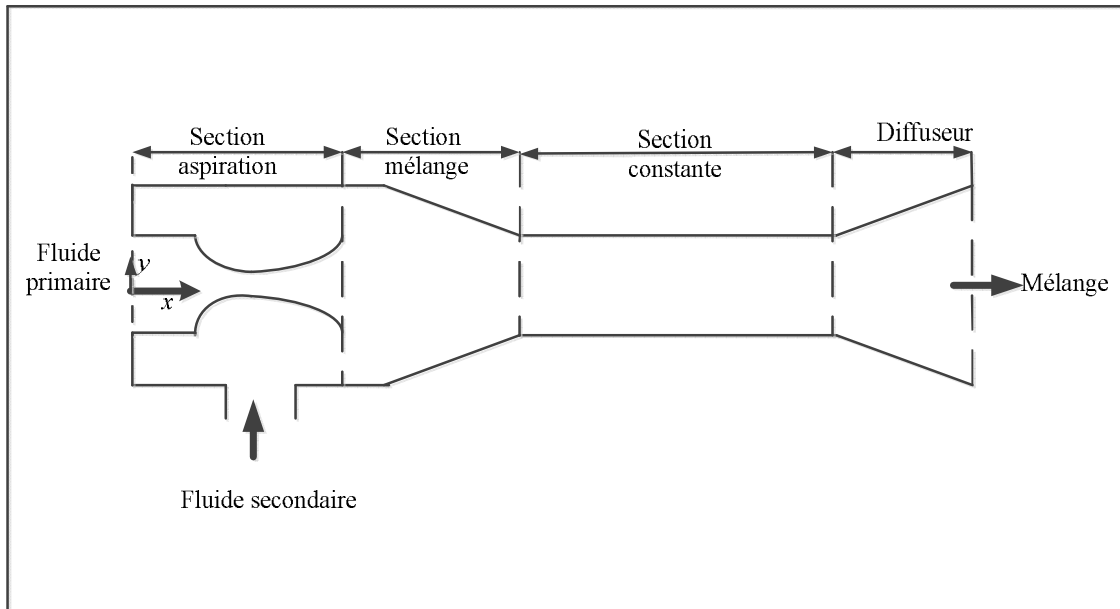


Figure 4.1: L'éjecteur et ses différentes sections

Il permet une amélioration des performances et une bonne gestion de la consommation d'énergie. Cet aspect justifie l'importance et les nombreux travaux qui lui sont accordés.

Quel que soit le domaine d'utilisation de l'éjecteur, sa modélisation est basée sur les principes de conservation de la masse, de l'énergie et de la quantité du mouvement. Les modèles se classent en modèles 2D ou 3D qui utilisent la CFD (dont les résultats sont plus détaillés) (Park 2010; Park 2009; Park et al. 2005) et en modèles thermodynamiques ou 1D (Liu & Groll 2013; Alexis 2004; Aphornratana & Eames 1997; Eames et al. 1995) qui se caractérisent surtout par leur simplicité. Aussi bien qu'en modèles CFD et en modèles thermodynamiques, les travaux sont souvent réalisés en assimilant les fluides (primaire et secondaire) à un gaz parfait et également en négligeant les irréversibilités dans certains cas (Dahmani et al. 2011). Cependant pour s'approcher du fonctionnement réel, des coefficients empiriques sont introduits dans les modèles thermodynamiques afin de modéliser l'accélération/décélération et le mélange des fluides qui circulent dans l'éjecteur.

L'analyse thermodynamique et la conception des éjecteurs se base généralement sur deux modèles de mélange; à section constante et à pression constante. Dans un modèle à section

constante, la sortie de la tuyère du fluide primaire coïncide avec l'entrée de la partie à section constante. Parmi les hypothèses de ce modèle, l'aire de la section constante est égale à la somme de l'aire occupée par la partie divergente de la tuyère et celle occupée par le fluide secondaire au même niveau. Il s'appuie également sur la création d'un col aérodynamique coïncidant aux conditions critiques du secondaire, les travaux de (Dahmani et al. 2011) se basent principalement sur ce modèle. Le modèle à pression constante se caractérise par une tuyère distante par rapport à l'entrée de la partie à section constante de l'éjecteur. Dans ce modèle, on considère que la pression du fluide primaire à la sortie de la tuyère et celle du secondaire à la même hauteur sont identiques et constantes jusqu'à l'entrée de la partie à section cylindrique de l'éjecteur (Aphornratana & Eames 1997).

Parmi les travaux jugés importants pour la compréhension et la nécessité d'analyser et de concevoir un éjecteur, on a :

(He et al. 2009), qui ont recensé les différents modèles utilisés pendant l'analyse et la conception des éjecteurs. La grande majorité des travaux répertoriés portent généralement sur l'utilisation de l'éjecteur en réfrigération dont les dimensions sont très faibles.

(Liu & Groll 2013) ont développé une méthode permettant de déterminer les rendements internes des différentes parties qui composent un éjecteur (tuyère, la zone de mélange et le diffuseur). Les travaux se fondent sur un modèle diphasique. Ils ont montré que l'efficacité des différents éléments dépend de la géométrie et des conditions de fonctionnement prévues. De même les valeurs des rendements obtenus sont distinctes de celles supposées constantes dans la majorité des travaux tels que (El-Dessouky et al. 2002; Aly et al. 1999).

(Chunnanond & Aphornratana 2004) ont réalisé une analyse expérimentale sur un éjecteur pour la réfrigération. À l'issue de cette dernière, ils conclurent que les performances d'un éjecteur dépendent de deux paramètres : le débit de vapeur secondaire et la quantité de mouvement du mélange. Ils ont également montré que la diminution de la pression motrice entraînant celle du secondaire se traduit par une augmentation du débit de vapeur aspiré au secondaire.

Contrairement à l'éjecteur utilisé dans le domaine de la réfrigération, celui du dessalement fait face à un déficit de travaux portant spécifiquement sur l'éjecteur. Dans ce domaine les rares études de thermocompression de vapeur sont à dominante basées sur un modèle empirique, en particulier sur les travaux de (El-Dessouky et al. 2002). Ils ont développé une corrélation qui exprime le rapport d'entraînement en fonction des pressions du fluide primaire et du fluide secondaire (voir équation (3.11)). Cette relation empirique s'appuie sur des données expérimentales de travaux relatifs à la réfrigération. En complément au modèle empirique, on note également l'utilisation du diagramme de (Power 1994) tracé en fonction du taux de compression, du rapport d'entraînement et du taux d'expansion de l'éjecteur. Parmi les rares travaux portant sur la modélisation d'un éjecteur pour le dessalement de l'eau de mer se trouvent :

(Aly et al. 1999) ont développé et simulé un modèle 1D pour analyser les effets de la variation de la pression motrice et de la température d'évaporation d'un simple effet sur le fonctionnement d'un éjecteur. Le modèle développé consiste plutôt à étudier les performances du système de dessalement.

(Park 2010) a analysé par la méthode CFD la conception d'un éjecteur dans lequel apparaît simultanément un écoulement subsonique et supersonique. En fixant les conditions d'entrées des fluides primaire, secondaire et du mélange à la sortie, ils ont déterminé la géométrie de l'éjecteur correspondant. Les résultats de la méthode concordent avec ceux de l'expérimentation avec un écart estimé à 3.5 %.

4.3 Description et modélisation de l'éjecteur

La Figure 4.2 présente l'éjecteur avec les différentes parties qui le constituent et également les états considérés pour la modélisation. Le fluide primaire est accéléré depuis les conditions de stagnation jusqu'aux conditions supersoniques atteintes à la sortie de la tuyère 3p. Il faut noter que les conditions soniques du primaire sont atteintes au col de la tuyère à la section 2p. La basse pression et vitesse importante du fluide primaire à la sortie de la tuyère permettent

l'entraînement du fluide secondaire qui est ainsi accéléré jusqu'aux conditions soniques à l'état 4s. Ainsi à la section 3s le fluide secondaire est encore subsonique. En se basant sur le modèle proposé par (Munday & Bagster 1977) on suppose que les pressions des deux fluides sont identiques à la section 4 alors que les autres propriétés (T, h, s, V...) sont différentes. Ensuite les deux fluides se mélangent et le mélange devient homogène quelque part dans la section constante plus précisément à l'état m. Dans la section constante, le mélange subit une compression due à une onde de choc normale. Le régime est supersonique avant l'onde de choc et puis devient subsonique par la suite, cet état est conservé jusqu'à l'entrée du diffuseur où il subit une nouvelle compression et une décélération jusqu'à la sortie à la section 7.

Le présent modèle décrit ci-dessus se différencie de ceux qui considèrent que l'égalité des pressions se fait à la sortie de la tuyère primaire (Dahmani et al. 2011; Galanis et al. 1979; Aly et al. 1999) et également de ceux qui considèrent que le mélange se fait à section constante (Dahmani et al. 2011). Contrairement à (Liu & Groll 2013), la tuyère primaire de ce modèle possède une partie divergente. De plus l'onde de choc est supposée se produire à l'intérieur de la conduite cylindrique et non à la fin de la section constante tel qu'adopté par (Selvaraju & Mani 2004). Le modèle est également complété par les hypothèses suivantes :

- le régime est permanent ;
- l'énergie potentielle est négligeable ;
- il n'y a pas d'échange de chaleur avec l'extérieur ;
- les vitesses aux entrées et sortie de l'éjecteur sont nulles ;
- Les fluides primaire et secondaire sont identiques ; spécifiquement il s'agit de vapeur d'eau, car l'éjecteur est utilisé dans le dessalement ;
- Les frottements durant l'accélération/décélération et le mélange sont pris en compte par introduction de coefficients au niveau des convergents, divergents et de la section constante ;

Les cinq premières hypothèses sont largement utilisées dans la littérature comme dans les travaux de (Munday & Bagster 1977; Dahmani et al. 2011; Eames et al. 1995; Liu & Groll 2013; Sharifi & Boroomand 2013a). La dernière hypothèse est présente dans les travaux de (Selvaraju & Mani 2004; Aly et al. 1999; Eames et al. 1995; Yu et al. 2007) qui appliquent des

rendements isentropiques constants afin de tenir compte des irréversibilités causées par les frottements durant les détenteurs du primaire, du secondaire et également la compression du mélange. Les pertes lors du mélange dans la conduite cylindrique sont prises en compte par un coefficient de mélange. À titre d'exemple (Yu et al. 2007) ont utilisé les coefficients suivants 0.85, 0.95 et 0.85 respectivement pour le rendement du primaire, le rendement de mélange et celui de compression dans le diffuseur. Cependant, d'après (Liu & Groll 2013) les différents rendements varient avec la géométrie et les paramètres de fonctionnement ; dans ce sens une nouvelle approche est appliquée ici afin de déterminer les rendements isentropiques des convergents et divergents de l'éjecteur.

La méthode se base sur le rendement polytropique ou rendement élémentaire d'un étage généralement utilisé en turbomachines (Shepherd 1956). Le rendement polytropique est défini comme étant le rendement isentropique d'un procédé élémentaire accompagné d'une variation élémentaire de pression ΔP et également suivi d'une croissance de l'entropie Δs entre les états. Cela peut être une compression ou une détente de fluide entre A et B (Figure 4.3). Ainsi "a" et "c" sont des états intermédiaires durant le procédé de détente ou de compression. Il a été montré que le rendement isentropique global dépend du rendement polytropique et du rapport de pression (Shepherd 1956) . Ainsi pour un rendement polytropique constant, et selon le type de procédé ; compression ou détente, le rendement isentropique global diminue ou augmente lorsque le rapport de pression augmente. Un tel comportement ne peut pas être mis en évidence avec un rendement isentropique constant.

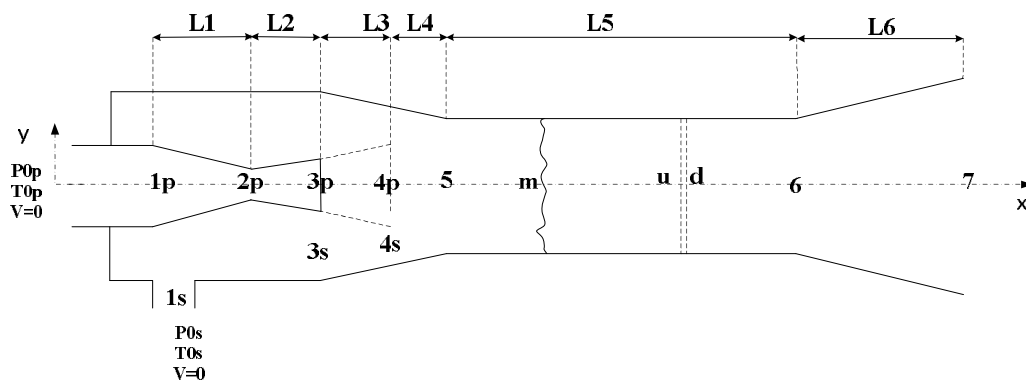


Figure 4.2: Schéma de l'éjecteur étudié

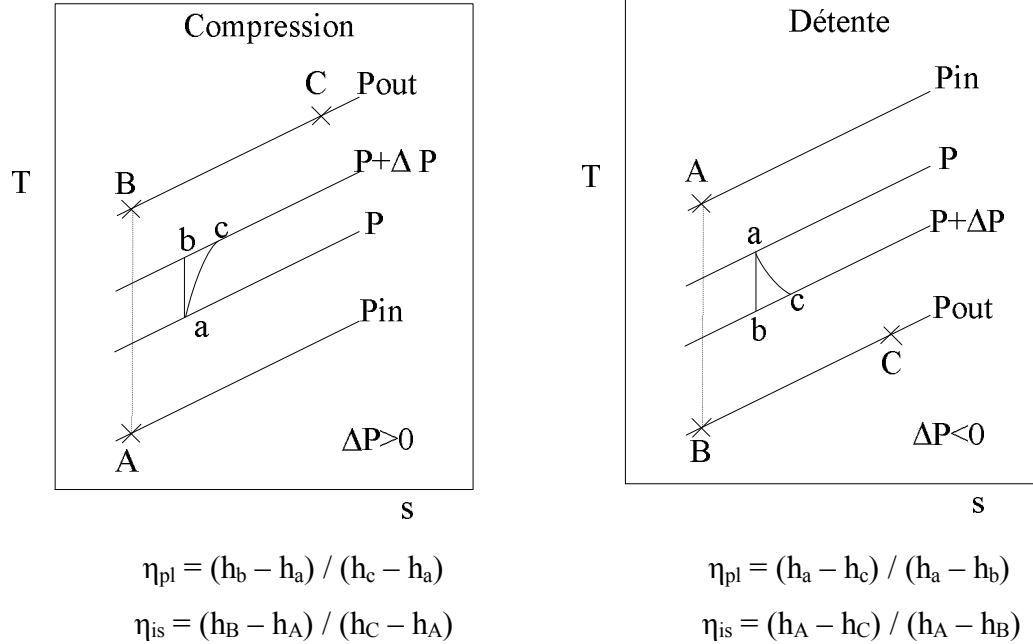


Figure 4.3: Définitions des rendements polytropique et isentropique

4.3.1 Modèle d'écoulement du fluide secondaire

Le fluide se détend depuis l'état de stagnation $0s$ (pression P_{0s} , température T_{0s}) jusqu'aux conditions critiques caractérisées par une section minimale. Ces conditions sont censées être satisfaites à la section 4. En diminuant progressivement la pression par pas de ΔP jusqu'aux conditions critiques, les propriétés thermodynamiques et les caractéristiques géométriques lors de chaque détente élémentaire peuvent être connues. Les irréversibilités sont matérialisées par l'application d'un rendement polytropique pour chaque variation de pression. La procédure itérative se base sur les équations suivantes (voir Figure 4.4).

$$P_{i+1} = P_i - \Delta P \quad (4.1)$$

$$s_{i+1,i} = s_i \quad (4.2)$$

$$h_{i+1,is} = f(P_{i+1}, s_{i+1,is}) \quad (4.3)$$

$$h_{i+1} = h_i - [\eta_{pl,s} (h_i - h_{i+1,is})] \quad (4.4)$$

$$h_{i+1} + \frac{V_{i+1}^2}{2} = h_i + \frac{V_i^2}{2} \quad (4.5)$$

$$\rho_{i+1} = f(P_{i+1}, h_{i+1}) \quad (4.6)$$

$$\rho_{i+1} V_{i+1} A_{i+1} = \dot{m}_s \quad (4.7)$$

Les équations sont les équations de conservation de l'énergie (4.5), de continuité (4.7), les équations d'état du fluide (4.3) et (4.6) et celle de la variation de pression (4.1). Les propriétés à l'état 4s correspondent aux conditions où \dot{m}_s/A est maximal. Le rendement isentropique global de la détente du fluide secondaire peut être déterminé par (4.8).

$$\eta_{is,s} = \frac{h_{1s} - h_{4s}}{h_{1s} - h_{1s,is}} \quad (4.8)$$

Les différentes étapes du modèle sont présentées par l'organigramme ci-dessous.

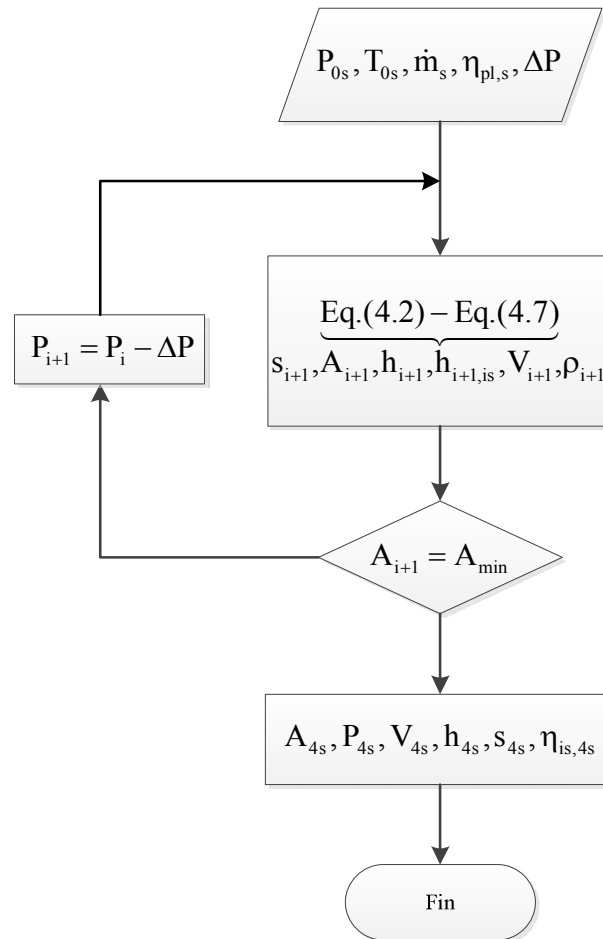


Figure 4.4 : Organigramme du modèle d'écoulement du fluide secondaire

4.4 Modélisation de l'écoulement du fluide primaire.

a. Les propriétés du fluide à la section 4p

Cette étape constitue la deuxième étape du modèle. Tout comme le fluide secondaire, le primaire est caractérisé par les conditions de stagnation que sont la pression P_{0p} , la température T_{0p} , et une vitesse nulle. Le fluide entre dans la tuyère et se détend jusqu'à la pression $P_{4p} = P_{4s}$ correspondant à la pression critique du fluide secondaire au niveau de la section 4. On considère également que les conditions critiques de l'écoulement primaire lors de la détente ont lieu au niveau du col à la section 2, correspondant aussi à la section minimale de la tuyère.

Pour déterminer les caractéristiques thermodynamiques et géométriques tout au long de la tuyère, la détente est matérialisée par une diminution progressive de la pression du fluide primaire jusqu'à la pression du fluide secondaire en 4, et cela par une méthode itérative. La section du col correspondra à la plus petite section générée lors de l'itération. Les équations sur lesquelles se base ce modèle sont les mêmes que celles du secondaire excepté que les conditions initiales et d'arrêt de l'algorithme changent. Les irréversibilités sont prises en considération par introduction d'un rendement polytropique élémentaire du primaire. Cette méthode permet de générer un nombre important de données pour chaque valeur de la pression dans la tuyère. Les variables déterminées sont : la vitesse, le nombre de Mach, la pression, la section, la température, etc. À partir de l'équation d'état du fluide, d'autres propriétés caractérisant l'état du fluide peuvent être calculées entre autres : l'exergie, la célérité et l'entropie.

b. Méthode de détermination des propriétés à la section 3

La section 3 est égale à la somme de la section de sortie du fluide primaire (la sortie de la tuyère) A_{3p} et de celle occupée par le secondaire au même niveau, A_{3s} . : ($A_3 = A_{3s} + A_{3p}$). On considère également les hypothèses exprimées par (4.9) et (4.10) afin de déterminer les pressions aux états 3p et 3s. Ainsi, les propriétés thermodynamiques et géométriques du fluide primaire à l'état 3p correspondent à celles qui sont déterminées par itération dont la pression de détente coïncide avec la valeur exprimée par (4.9) pour une valeur de Θ donnée. Cette même méthode est appliquée pour déterminer celles du fluide secondaire à l'état 3s en fixant

la valeur de μ . Il faut également souligner que le choix de P_{3p} et P_{3s} doit satisfaire la condition $A_{3p} + A_{3s} > A_{4p} + A_{4s}$.

$$P_{3p} = P_{2p} + \theta(P_{4p} - P_{2p}) \quad (4.9)$$

$$P_{3s} = P_{0s} - \mu(P_{0s} - P_{4s}) \quad (4.10)$$

Sachant que $P_{2p} \geq P_{3p} \geq P_{4p}$ et $P_{0s} \geq P_{3s} \geq P_{4s}$, on en déduit que les valeurs de μ et θ sont comprises entre zéro et un. Tant que les deux conditions ci-dessus sont respectées, μ et θ sont indépendants sauf si un des deux est égal à l'unité. En effet si $\theta=1$, on a $P_{3p}=P_{4p}$, dans ce cas l'égalité des pressions doit se faire à la section 3. Puisque $P_{4s}=P_{4p}$, donc μ doit obligatoirement aussi être égal à un comme dans (Dahmani et al. 2011). Lorsque $\theta=0$, la tuyère ne possède pas de divergent tel que dans (Liu & Groll 2013), alors que pour $\mu=0$ la variation de la pression du secondaire est négligeable donc $P_{3s}=P_{0s}$ (Yu et al. 2007).

En adoptant ces relations, le présent modèle devient général et se démarque des modèles classiques d'éjecteurs à section ou pression constante. Les valeurs de μ et θ permettent de déterminer l'écart de P_{3p} par rapport à P_{0s} ou P_{3s} comme le montre la Figure 4.5. Ainsi, lorsque la détente du fluide primaire est telle que $P_{3p} \geq P_{0s}$, correspondant aussi à un θ plus petit que R_1 (4.11), on a $V_{3p} > V_{3s}$. Dans ce cas le secondaire est entraîné par les forces de cisaillement entre les deux fluides. Cela correspond au choc double dans l'éjecteur quand les deux fluides sont supersoniques et que le rapport d'entraînement est maximum, indépendant de la pression de sortie de l'éjecteur (Yapici & Yetişen 2007). R_1 est obtenu en comparant l'équation (4.9) à P_{0s} . Si θ est supérieur à R_1 , l'entraînement du secondaire est dû à l'aspiration créée par le primaire. Ce cas est associé à un simple choc tel que la pression de sortie de l'éjecteur augmente lorsque le rapport d'entraînement diminue (Yapici & Yetişen 2007). Une détente telle que θ plus grand que R_1 entraîne également deux cas en fonction de la valeur de μ par rapport à R_2 , car P_{3p} peut être soit supérieure ou inférieure à P_{3s} selon que μ est plus grand ou plus petit que R_2 . L'expression de R_2 est obtenue en combinant les équations (4.9) et (4.10). La condition telle que $P_{0s} \geq P_{3s} \geq P_{3p}$ est appliquée (El. B. L. Ksayer 2011). L'analyse des effets de μ et θ sur le modèle est abordée plus loin dans la section 4.6.3 .

$$R_1 = \frac{P_{2p} - P_{0s}}{P_{2p} - P_4} \quad (4.11)$$

$$R_2 = \frac{P_{0s} - P_{0p} + \theta(P_{2p} - P_4)}{P_{0s} - P_4} \quad (4.12)$$

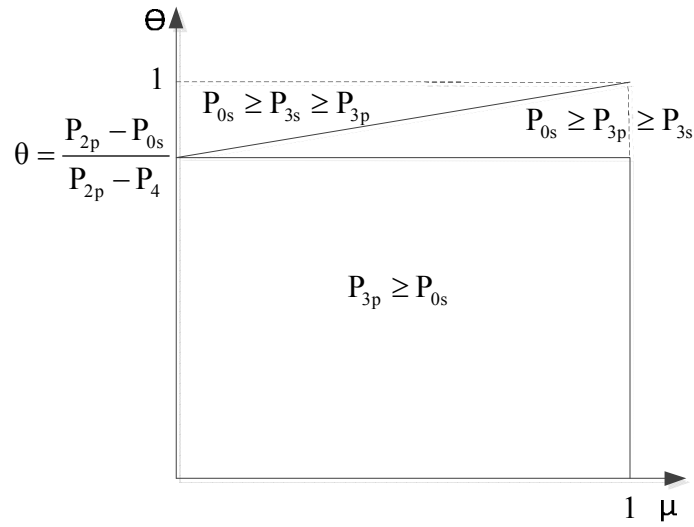


Figure 4.5 : Zone des valeurs possibles de μ et Θ

c. Les propriétés du fluide primaire à la section 1p

Les caractéristiques thermodynamiques à l'état 1p peuvent être calculées à l'aide des équations (4.13)-(4.15). On considère également que $A_{1p} = A_{3p}$. Le rendement isentropique de la détente du primaire est déterminé par (4.16).

$$h_{0p} = h_1 + \frac{V_1^2}{2} \quad (4.13)$$

$$\rho_1 = f(P_1, h_1) \quad (4.14)$$

$$\dot{m}_p = \rho_1 V_1 A_1 \quad (4.15)$$

$$\eta_{is,p} = \frac{h_{0p} - h_{4p}}{h_{0p} - h_{0p,is}} \quad (4.16)$$

La méthode de résolution de ces équations est la même que celle décrite dans la section « Détermination des propriétés à la section 4p ». Les propriétés du fluide à cet état correspondent à celles permettant d'avoir une section telle que $A_{1p} = A_{3p}$.

L'organigramme de la Figure 4.6 résume les différentes étapes qui permettent de déterminer les propriétés du fluide primaire aux différents états mentionnés plus haut (1p, 2p, 3p, 4p).

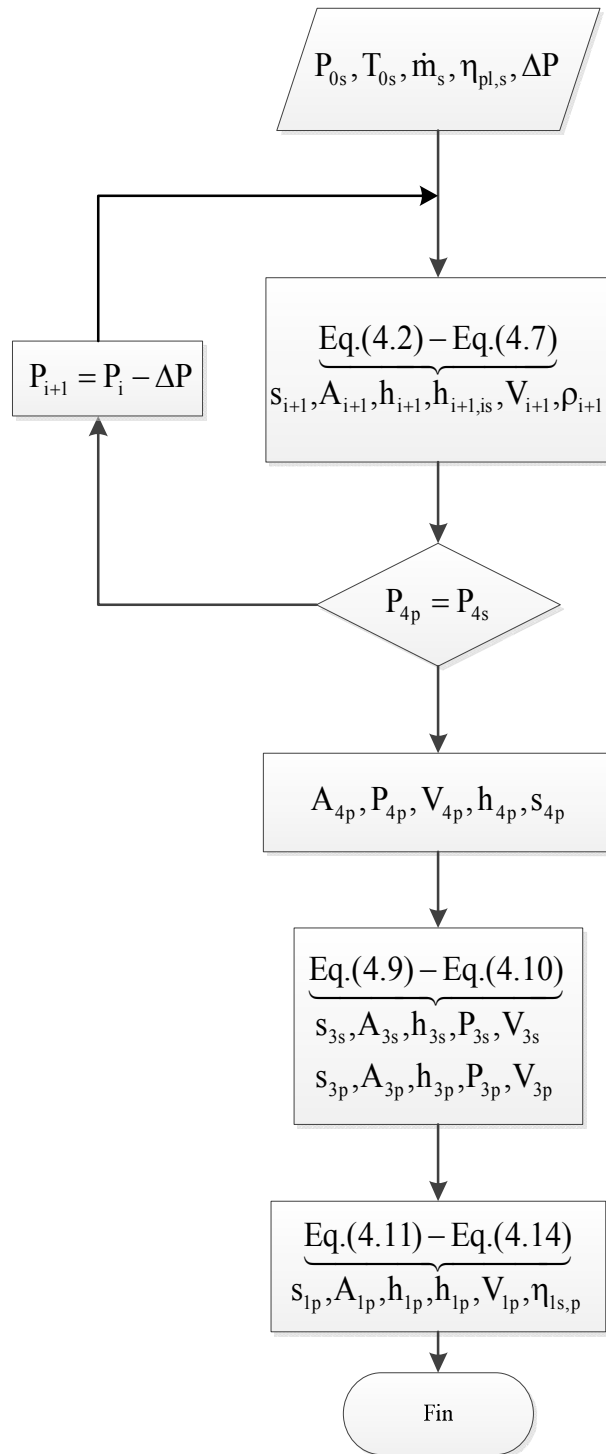


Figure 4.6 : Organigramme du modèle d'écoulement du fluide primaire

4.4.1 La section de mélange

Le calcul de la section et des propriétés thermodynamiques au niveau de la conduite cylindrique de l'état 5 à 6, dépend des caractéristiques des fluides à l'état 4 qui sont déterminées selon les méthodes décrites plus haut. Ainsi, pour un volume de contrôle compris entre 4 et 6 les équations de base sont celles de la conservation de l'énergie (4.17) de l'équation d'état du fluide en 6 (4.18) de l'équation de continuité (4.19) et de la quantité de mouvement qui tient compte des frottements au niveau de la paroi (4.20).

$$m_p \left(h_{4p} + \frac{V_{4p}^2}{2} \right) + m_s \left(h_{4s} + \frac{V_{4s}^2}{2} \right) = (m_s + m_p) \left(h_6 + \frac{V_6^2}{2} \right) \quad (4.17)$$

$$\rho_6 = f(P_6, h_6) \quad (4.18)$$

$$\rho_6 V_6 A_6 = \dot{m}_s + \dot{m}_p \quad (4.19)$$

$$P_{4s} A_{4s} + m_s V_{4s} + P_{4p} A_{4p} + m_p V_{4p} - F = P_6 A_6 + m_6 V_6 \quad (4.20)$$

F désigne la force qui agit sur le fluide entre les états 4 et 6 de l'éjecteur (elle englobe à la fois la contribution de la pression sur la partie convergente entre 4 et 5 et celle de la friction entre 4 et 6). Cependant, d'après (Liu & Groll 2013) la quantité de mouvement peut également s'écrire par (4.21).

$$P_{4s} A_{4s} + P_{4p} A_{4p} + \eta_{\text{mix}} (m_p V_{4p} + m_s V_{4s}) = P_6 A_6 + m_6 V_6 \quad (4.21)$$

En comparant (4.20) et (4.21) on déduit l'expression de la force F, (4.22). L'équation dépend du rendement de mélange qui varie généralement entre 0.6 et 0.9 (Liu & Groll 2013)

$$F = (1 - \eta_{\text{mix}}) (m_s V_{4s} + m_p V_{4p}) \quad (4.22)$$

Ces équations sont couplées avec celles de la section suivante pour obtenir la solution

4.4.2 Les propriétés du mélange dans le diffuseur

La décélération subsonique et l'augmentation de la pression qui ont lieu dans le diffuseur (de 6 à 7) sont analogues à celles d'un compresseur. Ainsi on considère que la compression s'obtient par une augmentation progressive de la pression P_6 jusqu'à ce que la vitesse en 7

devienne nulle, le pas de pression est ΔP . La méthode se base sur les équations de continuité, de conservation de l'énergie et des équations d'état du fluide.

$$P_{i+1} = P_i + \Delta P \quad (4.23)$$

$$S_{i+1,i} = S_i \quad (4.24)$$

$$h_{i+1,is} = f(P_{i+1}, S_{i+1,is}) \quad (4.25)$$

$$h_{i+1} = h_i + \frac{(h_i - h_{i+1,is})}{\eta_{pl,d}} \quad (4.26)$$

$$h_{i+1} + \frac{V_{i+1}^2}{2} = h_i + \frac{V_i^2}{2} \quad (4.27)$$

$$\rho_{i+1} = f(P_{i+1}, h_{i+1}) \quad (4.28)$$

$$\rho_{i+1} V_{i+1} A_{i+1} = \dot{m}_s + \dot{m}_p \quad (4.29)$$

Pour atteindre les conditions de conception fixées à la sortie, on fait varier la section A_{i+1} dont la valeur maximale est $A_{4s} + A_{4p}$. Une fois la pression de conception en 7 atteinte, le rendement isentropique de la compression dans le diffuseur s'exprime tel que :

$$\eta_{is,d} = \frac{h_6 - h_{6,is}}{h_6 - h_7} \quad (4.30)$$

La Figure 4.7 décrit les étapes de résolution des équations qui gouvernent le fonctionnement des fluides depuis la section 4 jusqu' à la sortie du diffuseur état 7.

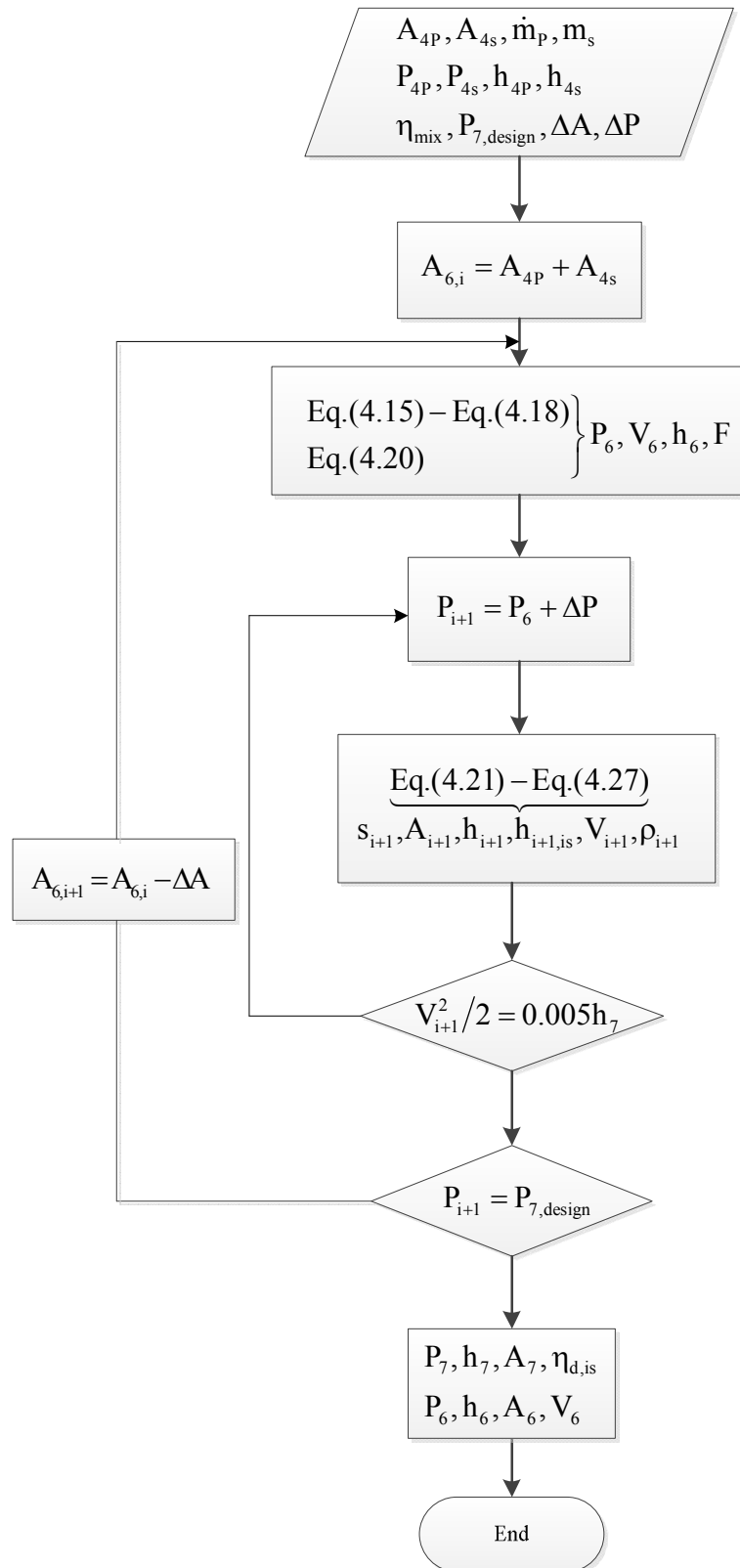


Figure 4.7 : Organigramme du modèle d'écoulement de la section constante et du diffuseur

4.4.3 Les longueurs des parties divergentes et convergentes de l'éjecteur

Connaissant les propriétés thermodynamiques et les diamètres des états 1p, 2p, 3p, 3s, 4p, 4s, 6 et 7, les longueurs : L_1 , L_2 , L_3 , L_4 et L_6 peuvent être déterminées grâce aux équations (4.31)-(4.35). On suppose également que la variation des diamètres est linéaire comme dans les travaux de (Yu et al. 2007), et γ_1 et γ_2 représentent respectivement les angles des sections convergentes et divergentes.

$$L_1 = \frac{D_1 - D_2}{2 \tan \gamma_{1p}} \quad (4.31)$$

$$L_2 = \frac{D_{3p} - D_2}{2 \tan \gamma_{2p}} \quad (4.32)$$

$$L_3 = \frac{D_4 - D_3}{2 \tan \gamma_{1m}} \quad (4.33)$$

$$L_4 = \frac{D_6 - D_4}{2 \tan \gamma_{1m}} \quad (4.34)$$

$$L_6 = \frac{D_7 - D_6}{2 \tan \gamma_{2d}} \quad (4.35)$$

4.4.4 Les propriétés thermodynamiques et géométriques des états intermédiaires compris entre 4 et 6

Les états intermédiaires sont : (voir Figure 4.2)

- l'état de mélange complet des deux fluides ou état m. En effet, on considère que le primaire et le secondaire se détendent jusqu'à la section 4 où les pressions sont égales. Les propriétés des deux fluides restent distinctes jusqu'à l'état m où le mélange devient homogène avec des propriétés thermodynamiques uniformes.
- dans la section constante, il se produit une onde de choc normale dont 'u' désigne l'état avant choc et 'd' l'après-choc.

Afin de déterminer les propriétés à chacun de ces trois états, on applique les équations de conservation de l'énergie, de continuité, d'état du fluide et de quantité de mouvement. Puisque la section est constante entre 5 et 6 on a $A_6 = A_d = A_u = A_5$.

Pour un volume de contrôle compris entre 4 et 5 les équations (4.17)-(4.20) sont conservées et l'indice 6 est remplacé par 5 dans toutes les équations. La force de frottement entre les

sections 4 et 5 est notée F_{45} . Pour différents volumes de contrôle compris entre les états 5 et 6 on peut les modéliser selon les équations ci-dessous :

Pour le volume de contrôle entre 5 et u, on a:

$$\left(h_u + \frac{V_u^2}{2} \right) = \left(h_5 + \frac{V_5^2}{2} \right) \quad (4.36)$$

$$\rho_u = f(P_u, h_u) \quad (4.37)$$

$$\rho_u V_u A_u = \dot{m}_s + \dot{m}_p \quad (4.38)$$

$$P_5 A_5 + (m_s + m_p) V_5 - F_{5u} = P_u A_u + (m_s + m_p) V_u \quad (4.39)$$

F_{5u} désigne les forces de frottements entre les sections 5 et u. La force de frottement au niveau de l'onde de choc est nulle cependant, les équations de modélisation pour déterminer les caractéristiques thermodynamiques en d s'expriment par :

$$\left(h_d + \frac{V_d^2}{2} \right) = \left(h_u + \frac{V_u^2}{2} \right) \quad (4.40)$$

$$\rho_u = f(P_u, h_u) \quad (4.41)$$

$$\rho_u V_u A_u = \dot{m}_s + \dot{m}_p \quad (4.42)$$

$$P_d A_d + (m_s + m_p) V_d = P_u A_u + (m_s + m_p) V_u \quad (4.43)$$

Pour le volume de contrôle compris entre d et 6 les équations sont :

$$\left(h_6 + \frac{V_6^2}{2} \right) = \left(h_d + \frac{V_d^2}{2} \right) \quad (4.44)$$

$$\rho_d = f(P_d, h_d) \quad (4.45)$$

$$\rho_d V_d A_d = \dot{m}_s + \dot{m}_p \quad (4.46)$$

$$P_d A_d + (m_s + m_p) V_d - F_{d6} = P_6 A_6 + (m_s + m_p) V_6 \quad (4.47)$$

En additionnant les équations de quantité de mouvement des différents volumes de contrôles entre 4 et 6, la force globale F s'exprime également par :

$$F = F_{45} + F_{5u} + F_{d6} \quad (4.48)$$

On introduit les rapports

$$\alpha \equiv F_{45}/F \quad (4.49)$$

$$\beta \equiv F_{d6}/F \quad (4.50)$$

Les valeurs de α et β sont comprises entre 0 et 1. La valeur de β permet de choisir la position de l'onde de choc ; ainsi pour $\beta = 1$ elle se produit à la section 6 alors que pour $\beta = 0$ elle coïncide avec la section 4.

En plus des équations au niveau des différents volumes de contrôles décrites plus haut, les considérations ci-après permettent de déterminer les propriétés géométriques et thermodynamiques aux sections : 5, u, et d.

Première étape : Elle consiste à choisir les valeurs de α et β .

Deuxième étape : Pour une valeur de α donnée et en résolvant les équations du volume de contrôle « 4-5 », les propriétés thermodynamiques à la section 5 peuvent être déterminées. Puisque α est connu une première valeur de F_{45} se calcule par (4.49). Sachant que la force F_{45} est la somme des forces de frottement et de pression sur la partie convergente de l'éjecteur elle peut également s'exprimer selon (4.51). Grâce à cette équation, on détermine L_{45} .

$$F_{45} = P_m (A_4 - A_6) + \frac{f_{45} L_{45} (m_s + m_p) V_{45}}{2D} \quad (4.51)$$

Troisième étape : Elle consiste à comparer L_{45} à la valeur L_4 déterminée à partir de la relation (4.34) ; les deux étapes précédentes sont répétées jusqu'à ce que l'on ait $L_{45} = L_4$.

Quatrième étape : les équations du volume de contrôle « d-6 » sont résolues et à partir de la relation (4.52), on détermine la longueur L_{d6} , car l'emplacement de l'onde de choc a déjà été choisi dans la première étape.

$$L_{d6} = \frac{2D_6 F_{d6}}{f_{d6} (m_s + m_p) V_{d6}} \quad (4.52)$$

La dernière étape consiste à résoudre les équations du volume de contrôle « 5-u » et grâce aux expressions (4.48) et (4.53) on calcule L_{5u} .

$$L_{5u} = \frac{2D_6 F_{5u}}{f_{5u} (m_s + m_p) V_{5u}} \quad (4.53)$$

V_{45} , V_{5u} et V_{d6} désignent respectivement les vitesses moyennes des volumes de contrôle suivants : « 4-5 », « 5-u ». et « d-6 ». En considérant une conduite lisse entre les états 4 et 6, les différents coefficients de friction f_{45} , f_{5u} et f_{d6} peuvent être déterminés avec la corrélation de Haaland (4.54) (Haaland 1983). Elle donne une très bonne approximation de l'équation de Colebrook pour les conduites ayant une certaine rugosité

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \text{Log} \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{\text{Re}} \right] \quad (4.54)$$

Le nombre de Reynolds dans l'équation (4.54) dépend non seulement du diamètre et de la vitesse d'écoulement dans la conduite, mais également de la viscosité. Cette dernière est une fonction d'état en monophasique donc facilement calculable. Par contre pour déterminer la viscosité en diphasique la corrélation (4.55) de (McAdams et al. 1942), rapportée par (Awad & Muzychka 2008) permet d'obtenir une meilleure approximation de la viscosité.

$$v = \left(\frac{(1-x)}{v_l} + \frac{x}{v_g} \right)^{-1} \quad (4.55)$$

v_l et v_g étant respectivement la viscosité du liquide saturé et celle de la vapeur saturée, x est le titre de la vapeur.

Le présent modèle est plus détaillé que celui utilisé par (Eames et al. 1995) et (Selvaraju & Mani 2004) qui supposent que l'onde de choc a lieu à l'entrée du diffuseur. Il est également plus consistant que les travaux de (Huang et al. 1999) qui considère que le mouvement du fluide entre « d- 6 » est isentropique, ce qui correspond à $F_{d6}=0$. La Figure 4.8 résume les

étapes de résolution pour déterminer les caractéristiques des fluides au niveau des états intermédiaires.

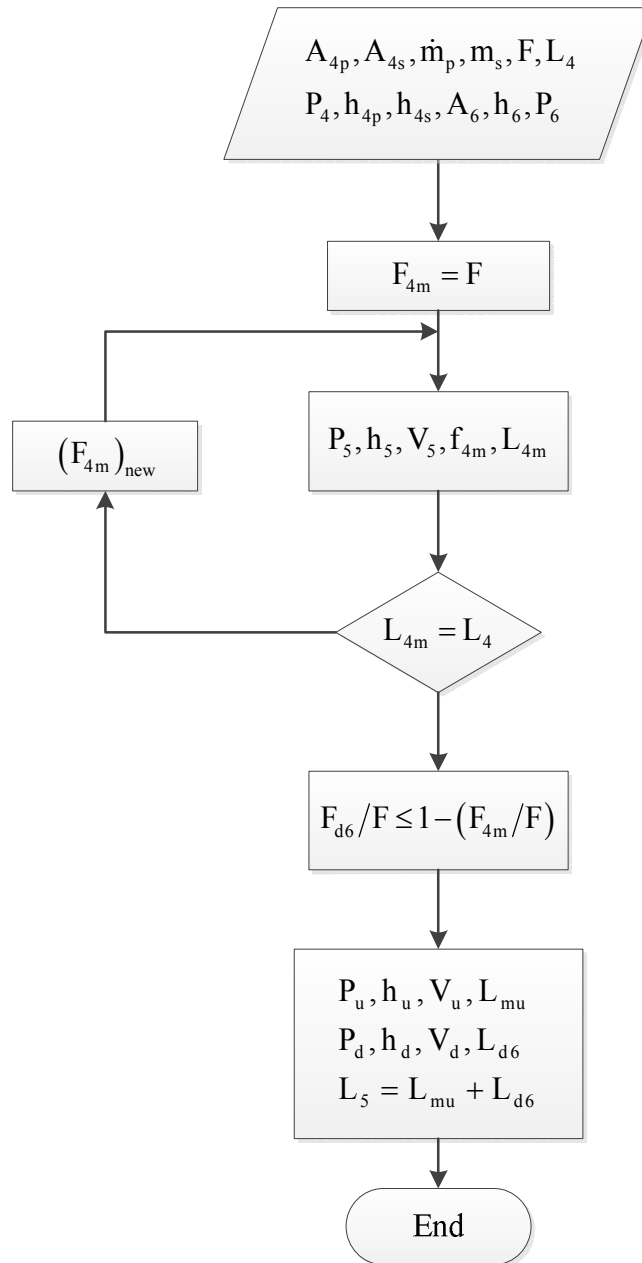


Figure 4.8 : Les étapes de détermination des longueurs : L_{5u} , L_{d6} et propriétés thermodynamiques

4.4.5 Autres caractéristiques des différentes sections.

Parmi les autres propriétés déterminées par ce modèle on notera l'exergie disponible à un état donné et également le nombre de Mach. En se basant sur les hypothèses mentionnées plus

haut, les exergies spécifiques disponibles aux différentes entrées de l'éjecteur et à la sortie se calculent selon l'expression(4.56). Par contre pour un état quelconque dans l'éjecteur, l'équation (4.57) représente l'expression de l'exergie spécifique disponible, car l'énergie cinétique ne peut être négligée.

$$e_x = (h_x - h_0) - T_0(s_x - s_0) \quad (4.56)$$

$$e_y = (h_y - h_0) - T_0(s_y - s_0) + \frac{V_y^2}{2} \quad (4.57)$$

L'expression générale du nombre de Mach (4.58) dépend de la vitesse et aussi de la célérité à l'état correspondant. Tout comme la viscosité, en monophasique la célérité est généralement exprimée comme une fonction d'état permettant une détermination facile. Par contre en diphasique on a recours à des relations empiriques qui permettent de calculer la célérité. Parmi les corrélations on note surtout l'approximation de Wood en diphasique qui s'exprime par (4.59) et est utilisée dans les travaux de (Cardemil & Colle 2011).

$$Ma = \frac{V}{C} \quad (4.58)$$

$$C = \left[\rho \left(\frac{(1-\chi)}{\rho_l c_l^2} + \frac{\chi}{\rho_v c_v^2} \right) \right]^{1/2} \quad (4.59)$$

4.5 Comparaison du modèle avec des résultats publiés

La validation du présent modèle se base sur des travaux de la littérature qui portent sur la conception et l'étude des performances des éjecteurs utilisés dans le domaine du dessalement. Parmi ceux-là on trouve (Park 2009) qui par la CFD et en se basant sur la méthode des volumes finis a analysé les paramètres de conception qui affectent les performances de l'éjecteur. De même (Sharifi & Boroomand 2013a) ont développé un algorithme basé sur des relations empiriques afin de déterminer la longueur de la section constante de l'éjecteur. Cette méthode a été ensuite validée par la CFD. L'analyse comparative est complétée avec les données de (Power 1994) qui a développé une méthode permettant de déterminer certains diamètres de l'éjecteur dont les deux fluides (primaire et secondaire) sont l'air. Les diamètres

pouvant être déterminés graphiquement selon la procédure sont : celui de l'entrée du fluide secondaire D_{0s} et la sortie du diffuseur D_7 . Certaines autres dimensions sont calculées à partir de relations empiriques développés dans ses travaux. Bien que cette méthode soit intéressante, elle ne permet pas par contre de déterminer toutes les dimensions de l'éjecteur. L'autre particularité de la méthode de (Power 1994) est la possibilité de connaître les caractéristiques équivalentes de la vapeur d'eau de manière graphique.

Puisque les différents travaux ne spécifient ni le modèle d'éjecteur (pression ou section constante) ni la prise en compte des frottements, les valeurs de Θ , μ et η_{mix} sont choisies comme le montre le Tableau 4.1, pour aboutir aux résultats du Tableau 4.2. Ces derniers sont obtenus en simulant dans les mêmes conditions que les travaux mentionnés plus haut. En ne tenant pas compte des équations de base propres à chaque modèle (CFD, modèle 1D), les variables généralement fixées dans chaque étude se résument aux conditions de stagnation des fluides primaire et secondaire (P_{0p} , P_{0s} , m_s , m_p , T_{0s} , T_{0p}) et également aux caractéristiques du mélange à la sortie de l'éjecteur P_7 . Les résultats du Tableau 4.2 sont regroupés en trois cas comme suit :

- cas 1 : résultats selon (Park 2009), (Power 1994) et le modèle présent
- cas 2 : résultats selon (Sharifi & Boroomand 2013a), (Power 1994) et le modèle présent
- cas 3 : résultats selon (Sharifi & Boroomand 2013b), (Power 1994) et le modèle présent

Tableau 4.1 : Les paramètres fixés et calculés pour la comparaison

Paramètres	Cas 1	Cas 2	Cas 3
Θ	0.95	0.98	0.98
μ	0.052	0.11	0.38
B	0.01	0.01	0.01
E	25 μm	25 μm	25 μm
$\eta_{pl,s}$	0.95	0.95	0.95
$\eta_{pl,p}$	0.95	0.95	0.95
$\eta_{pl,d}$	0.95	0.95	0.95

η_{mix}	0.87	0.935	0.799
--------------	------	-------	-------

La plupart des diamètres prédits par le modèle trouvent un très bon accord avec ceux de la littérature à l'exception de D_7 et D_6 , respectivement dans les cas 1 et 2. Les valeurs calculées par le présent modèle sont légèrement supérieures et les écarts sont de 4 % pour D_7 et 12 % pour D_6 . La longueur L_5 est pratiquement la même que celles des modèles de comparaison même si une légère augmentation est à noter dans le cas 1. Cette situation est peut-être due à un rendement de mélange élevé. Dans le cas 3, la distance L_6 déterminée par le modèle ne peut être comparée, alors que les valeurs dans le cas 1 concordent parfaitement. Par contre la longueur L_6 du cas 2 prédite par le présent modèle est largement inférieure à celle de (Sharifi & Boroomand 2013a) du fait de l'écart important entre D_6 et D_7 . Malgré quelques différences négligeables entre le présent modèle et ceux de la littérature, celui-ci peut être utilisé pour la conception des éjecteurs.

Tableau 4.2: Les résultats de la comparaison avec des valeurs publiées

DONNÉES	Cas 1			Cas 2			Cas 3		
P_{1p} (kPa)	800			1600			1600		
P_{1s} (kPa)	10			10			10		
P_7 (kPa)	25			30			30		
T_{1p}	-			474			220		
T_{1s}	-			46			49		
m_p	0.146			13.38			6.8		
m_s	0.09			12.91			5.98		
RÉSULTATS	(Park 2009)	(Power 1994)	Modèle	(Sharifi & Boroomand 2013a)	(Power 1994)	Modèle	(Sharifi & Boroomand 2013b)	(Power 1994)	Modèle
D_{2p} (cm)	0.97	1.24	1.28	6	8.56	9.0	6.4	6.1	6.2
D_{3p} (cm)	3	3.49	2.93	35	27.4	28.3	-	19.5	19.8
D_3 (cm)	15	-	15.1	150	-	150.6	79.7	-	79.8
D_6 (cm)	7.5	9.96	10.02	62	91.8	102.3	63	64.5	63.7
D_7 (cm)	15.4	14.8	17.2	132	142.6	148.9	-	99.4	96.1
L_5 (cm)	30	-	47.1	189	-	188.4	523	-	523.8
L_6 (cm)	58	-	58.9	720	-	533.7	-	-	371.1

4.6 Résultats

Les résultats présentés dans cette section se basent sur deux groupes de paramètres. Le premier groupe porte sur les variables de conception de l'éjecteur, elles sont constantes et identiques pour tous les résultats qui vont suivre. Ce sont les caractéristiques de la vapeur d'eau aux deux entrées de l'éjecteur et du mélange à sa sortie, déterminées dans le 3^e chapitre. Ainsi on a ($P_{0p}=2500$ kPa, $P_{0s}=6.77$ kPa; $P_7=27.1$ kPa; $m_s=1.44$ kg/s; $m_p=4.08$ kg/s; $T_{0s}=40$; $T_{0p}=234$; $T_7=141.2$; $V_{0s}=V_{0p}=V_7=0$).

Le deuxième groupe concerne les paramètres qu'on peut caractériser de semi-fixes. Ils peuvent être fixés ou variables dans un intervalle afin d'analyser leurs influences sur les caractéristiques thermodynamiques et géométriques de l'éjecteur. Ce sont : les rendements polytropiques du primaire $\eta_{pl,p}$, du secondaire $\eta_{pl,s}$ et du diffuseur $\eta_{pl,d}$ ainsi que le rendement du mélange η_{mix} . Il y'a aussi les angles des parties convergente γ_1 et divergente de l'éjecteur γ_2 , les coefficients μ , Θ qui déterminent la position de la tuyère et enfin l'emplacement de l'onde de choc à travers β .

4.6.1 Étude d'un cas de base

Les résultats de cette section sont obtenus dans les conditions suivantes : $\eta_{mix}=0.85$, $\mu=0.15$, $\Theta=0.95$, $\gamma_{2d} = \gamma_{2p} = 3.5^\circ$, $\gamma_{1p} = 10^\circ$, $\gamma_{1m} = 4.5^\circ$ et $\beta=0.01$. Les rendements polytropiques sont identiques pour les processus de détente et de compression dans l'éjecteur ($\eta_{pl,s} = \eta_{pl,p} = \eta_{pl,d} = 0.95$).

Le Tableau 4.3 présente les différents états au niveau de l'éjecteur ainsi que leurs propriétés thermodynamiques, géométriques et les exergies détruites entre deux sections consécutives. La Figure 4.9 quant à elle illustre l'évolution axiale de la pression dans l'éjecteur.

- **L'analyse des propriétés**

Le fluide primaire est caractérisé par un régime subsonique entre les états $0p$ et $2p$ avec des pressions de plus en plus faibles, des vitesses croissantes et des nombres de Mach inférieurs à l'unité tout au long de la détente.

Les conditions soniques lors d'une détente sont généralement considérées atteintes lorsque le rapport m/A est maximal, ce qui coïncide à un Mach égal à l'unité. Or les résultats du Tableau 4.3 montrent que le nombre de Mach à la section 2 est inférieur à l'unité. C'est-à-dire que la section minimale ne correspond pas à un Mach égale à un. Ce phénomène peut s'expliquer grâce aux équations; logarithmique de la conservation de masse (4.60), de conservation de l'énergie d'un procédé (4.61), de l'expression de la seconde loi, de la célérité (4.62) et de celle du nombre de Mach (4.58).

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dV}{V} + \frac{dA}{A} = 0 \quad (4.60)$$

$$dh + VdV = 0 \quad (4.61)$$

$$Tds = dh - vdP \geq 0 \quad (4.62)$$

$$C^2 = \left(\frac{dP}{d\rho} \right)_s \quad (4.63)$$

En substituant (4.61) dans (4.62) on en déduit que :

$$VdV + \frac{dP}{\rho} \leq 0 \quad (4.64)$$

La substitution de (4.60), (4.63) et (4.58) dans (4.64) donne :

$$\frac{dV}{V} (Ma^2 - 1) \leq \frac{dA}{A} \quad (4.65)$$

L'équation (4.65) montre que dans un procédé réversible, tel que dV positif correspondant à une accélération, les conditions d'un $M=1$ coïncident effectivement à la section minimale c'est à dire $dA=0$. Par contre dans un procédé irréversible, M doit être plus petit qu'un à la section minimale. Elle démontre également que la condition $M=1$ se produit dans la partie divergente de la tuyère.

Après l'état 2p, la détente du primaire devient supersonique jusqu'à la section 4p. Cela est également mis en évidence par une augmentation de la vitesse, une baisse de pression et des nombres de Mach plus grands que l'unité comme le montrent les résultats du Tableau 4.3 aux états 3p et 4p. Contrairement au fluide primaire, la détente du secondaire est caractérisée par un seul régime d'écoulement à savoir le subsonique, car les nombres de Mach sont inférieurs à

l'unité notamment à l'état 3s. Il devient ensuite sonique à 4s avec un nombre de Mach s'approchant de l'unité. Il faut par ailleurs souligner que lors des détente des fluides primaire et secondaire il se produit une condensation due aux frottements, entraînant une diminution de la qualité de la vapeur aux états 2p, 3p, 4p et 4 s. Bien que les deux fluides aient une pression et une température identiques à la section 4, ils s'écoulent distinctement. Car le secondaire est subsonique alors que le fluide primaire est supersonique à cet état, en outre le titre du fluide secondaire est supérieur à celui du primaire. On constate aussi que le mélange à l'entrée du diffuseur, correspondant à l'état 6, est subsonique, et cela jusqu'à la sortie à l'état 7.

La Figure 4.9 met en évidence trois zones de compression comprises dans le volume de contrôle «4-7». La première zone de compression est comprise entre «5-u» avec un taux de compression noté P_u/P_5 . Cette augmentation de la pression est due aux forces de frottement. Car l'écoulement des fluides dans le volume de contrôle « 5-6 » s'apparente à celui de Fanno (écoulement d'un fluide compressible dans une conduite cylindrique avec friction). Et puisque le régime du fluide est supersonique entre 5 et u, les frictions entraînent une diminution de la vitesse et du nombre de Mach et par conséquent une augmentation de la pression dans ce volume de contrôle. Par contre lorsque le régime est subsonique comme entre les états d et 6, la vitesse du fluide ainsi que le nombre de Mach croît pour ainsi entraîner une baisse de la pression à l'état 6 (voir Tableau 4.3).

La seconde compression (P_d/P_u) se fait entre les états u et d, celle-ci correspond à l'onde de choc. La dernière compression (P_7/P_6) a lieu dans le diffuseur entre 6 et 7.

A partir du Tableau 4.3, les différents taux de compression se présentent tels que $(P_u/P_5)=1.3$, $(P_d/P_u)=6.6$ et $P_7/P_6=1.1$. On constate que la compression du fluide due à l'onde de choc est la plus importante suivie de celle due aux frottements et enfin celle du diffuseur. Les deux zones de compression «u-d» et «6-7» sont les seules répertoriées dans la littérature. La compression entre «5-u» n'est encore mentionnée dans aucune étude d'éjecteur de modèle 1D.

Il est également important de préciser que l'évolution axiale de la pression présentée sur la Figure 4.9 est différente de celles généralement notées dans les modèles thermodynamiques 1D. Car ces derniers se basent sur l'hypothèse d'une pression constante dans le volume de contrôle « 4-u » et également après le choc entre « d » et « 6 ». Un profil similaire est par contre obtenu dans les modèles résolus par la méthode CFD où un régime transitoire et

croissant peut être noté comme dans les travaux de (Sharifi & Boroomand 2013b; Park et al. 2005). Le profil de pression présenté dans ces travaux est caractérisé par une fluctuation à amplitude variables de la pression après la détente avec une pression moyenne croissante.

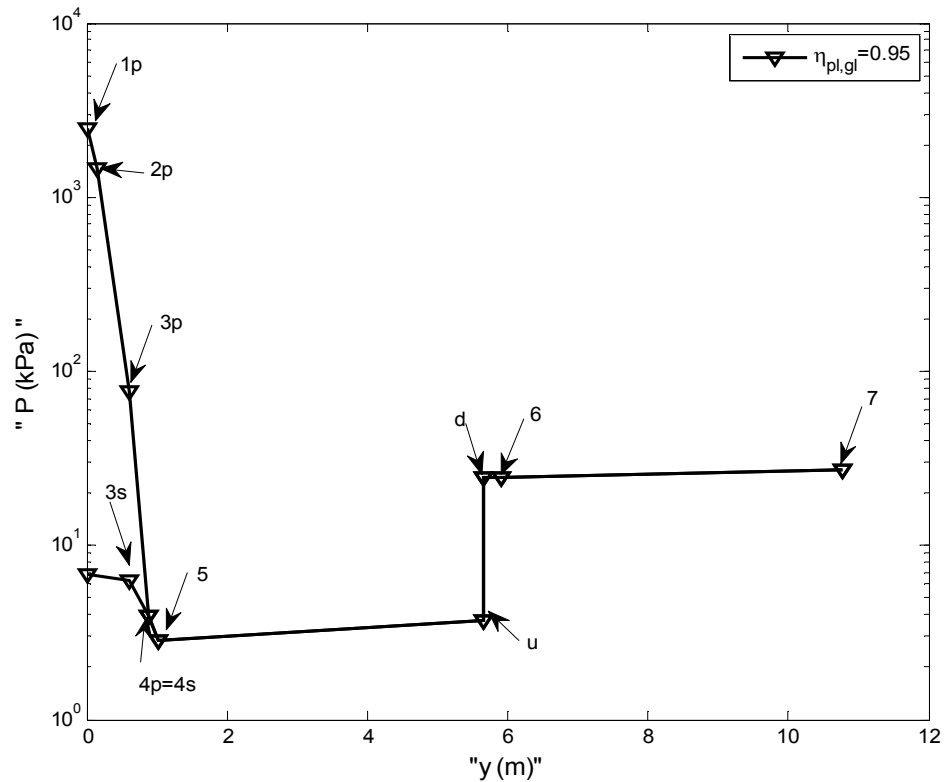


Figure 4.9 : L'évolution axiale de la pression

Tableau 4.3 : Les caractéristiques thermodynamiques aux différents états du cas de base

Etats	P(kPa)	h(kJ/kg)	V (m/s)	A(cm ²)	D (cm)	T (C)	s(kj/kg.K)	C (m/s)	M	Qualite	Ė (kW)	ΔĖ (kW)
0p	2500	2834.3	0	#	#	234.00	6.32	515.5	0	vap sur	10528.7	#
0s	6.77	2573.8	0	#	#	40.00	8.30	436.9	0	vap sat	3269.7	#
1p	2473.27	2833.3	45.6	69.82	9.43	233.17	6.32	513.4	0.09	vap sur	10528.4	0.24
2p	1454.16	2731.9	452.5	11.87	3.89	196.83	6.33	496.1	0.91	0.97	10527.6	0.79
3p	76.35	2275.4	1057.3	69.82	9.43	92.23	6.39	426.5	2.48	0.83	10521.7	5.93
3s	6.35	2564.8	134.0	2414.4	#	37.20	8.30	434.5	0.31	vap sat	3269.7	0.02
4p	3.96	1938.9	1338.2	800.4	31.92	28.79	6.44	371.1	3.61	0.75	10516.2	5.46
4s	3.96	2502.3	378.1	1309.5	#	28.79	8.31	424.7	0.89	0.98	3269.3	0.39
5≡m	2.87	2134.9	1123.7	1943.7	49.75	23.36	7.21	388.3	2.89	0.83	13746.1	39.36
u	3.71	2318.0	946.9	1943.7	49.75	27.67	7.72	407.4	2.32	0.90	13675.7	70.47
d	24.49	2743.2	215.1	1943.7	49.75	129.88	8.18	494.7	0.43	vap sur	13612.8	62.84
6	24.43	2743.1	215.6	1943.7	49.75	129.82	8.18	494.7	0.44	vap sur	13612.7	0.12
7	27.1	2763.9	69.4	5589.5	84.36	140.74	8.18	501.2	0.14	vap sur	13612.3	0.46

- **La destruction d'exergie**

Lorsque le primaire se détend, les pertes exergetiques dans les volumes de contrôle augmentent et elles sont surtout importantes entre les états 3p et 4p (voir Tableau 4.3). Idem pour le fluide secondaire dont les pertes exergetiques sont plus grandes entre 3s et 4 s. Cependant il faut souligner que l'exergie détruite par le primaire est supérieure à celle due à la détente du secondaire à cause de l'écart de température énorme entre l'état de stagnation et 4p. Après l'état 4, les pertes augmentent jusqu'à la section « u » puis diminuent jusqu'à la sortie de l'éjecteur.

Trois grandes pertes sont mises en exergue dans l'éjecteur (Tableau 4.3). Les plus grandes pertes ont lieu entre les sections 5 et u, suivie des pertes d'exergie au niveau de l'onde de choc et en fin celles dans le volume de contrôle « 4-5 ». Les causes de ces destructions exergetiques sont différentes. En effet la destruction d'exergie dans le volume de contrôle « 5-u » est surtout attribuable à la création d'entropie due aux frottements plus particulièrement à F_{5u} alors que l'entropie générée par l'onde de choc entre les sections « u » et « d » entraîne une destruction d'exergie considérable. Les pertes exergetiques au niveau de « 4-5 » sont à la fois dues aux frottements, mais aussi aux forces de pression de la paroi.

- **Analyse des longueurs et rendements globaux**

En connaissant les diamètres aux différents états de l'éjecteur et les angles, il est possible de déterminer les différentes longueurs telles que présentées dans le Tableau 4.4. La longueur totale de l'éjecteur est la somme de L_1 , L_2 , L_3 , L_4 , L_5 et L_6 . Les éjecteurs utilisés en dessalement se caractérisent par leurs très grandes dimensions comparées à celles de la réfrigération.

Tableau 4.4 : Les longueurs de l'éjecteur du cas de base

L_1 (cm)	L_2 (cm)	L_3 (cm)	L_4 (cm)	L_{5u} (cm)	L_{d6} (cm)	L_5 (cm)	L_6 (cm)
15.7	45.3	28.0	13.2	463.3	24.7	488.0	283.0

Le Tableau 4.5 spécifie les valeurs des rendements isentropiques des procédés de détente et de compression des fluides. Ces résultats montrent que lors d'une compression, le rendement isentropique est plus petit que celui du polytropique, alors que lors des détentes il est supérieur

au rendement polytropique correspondant. Ceci est conforme aux résultats de la littérature (Shepherd 1956).

Tableau 4.5 : Les rendements isentropiques cas de base

η_s	η_p	η_d
95.4 %	96.1 %	92.9 %

4.6.2 Les effets de la variation des angles

Il est évident que lorsque les angles diminuent les dimensions L_1 , L_2 , L_3 , L_4 et L_6 augmentent selon les équations (4.31)-(4.35) car les diamètres sont indépendants des inclinaisons.

Ainsi en diminuant γ_{2d} la longueur du diffuseur augmente. Cependant d'après (Alexis 2004), (Huang et al. 1999) et (Valle et al. 2014) le rapport L_6/D_6 est compris entre 4-12 et la valeur pratique de ce rapport est généralement de 5. En se basant sur ces conditions, les résultats du Tableau 4.6 montrent que $\gamma_{2d} = \gamma_{2p} = 3.5^\circ$ est une valeur raisonnable pour déterminer les distances L_2 et L_6 .

Tableau 4.6 : Effets de γ_{2d} sur la longueur du diffuseur

γ_{2d}	1.5°	2°	2.5°	3°	3.5°	4°	4.5°
L_6	660.9	495.6	396.4	330.2	283.0	247.5	219.9
L_6/D_6	13.29	9.96	7.97	6.64	5.69	4.98	4.42

Les valeurs de γ_{1p} comprises entre 10 et 23° adoptés dans les travaux de (Chaiwongsa, Praiton Wongwises 2008) (Banasiak, Krzysztof et al. 2014) et (Huang et al. 1999) montrent que la pente du convergent de la tuyère est généralement importante par rapport aux autres angles. Par conséquent le choix de $\gamma_{1p}=10^\circ$ pour le modèle et le reste des résultats semble correct. Il faut également souligner que les angles γ_{1p} , γ_{2d} et γ_{2p} n'ont aucun effet sur les caractéristiques thermodynamiques des différents états.

L'angle γ_{1m} permet de définir la position de la tuyère par rapport à l'entrée de la section constante. En diminuant γ_{1m} , la tuyère s'éloigne de la section 5, car L_4 et L_3 augmentent. Selon (Huang et al. 1999) la position optimale de la tuyère est telle que $0.5 < (L_3+L_4)/D_6 < 1.5$. Contrairement à γ_{1p} , γ_{2d} et γ_{2p} qui n'affectent pas les propriétés thermodynamiques, γ_{1m} permet

la variation des propriétés à l'état 5, et les résultats de la variation sont présentés dans le Tableau 4.7. La relation entre γ_{1m} et les propriétés à l'état 5 peut s'expliquer à travers l'équation (4.51) qui dépend de $L_{45}=L_4$. Les résultats numériques montrent que P_5 a une tendance croissante lorsque γ_{1m} diminue, correspondant également à une augmentation de la distance L_4 . Cela entraîne aussi des frottements F_{45} élevés. En adoptant une pente assez forte, les pertes exergétiques peuvent être réduites dans le volume de contrôle 4-5, car l'exergie disponible à l'état 5 est croissante (Tableau 4.7). Il est évident que l'exergie à l'état 4 est constante puisque les propriétés à cette section ne dépendent pas de γ_{1m} . Le constat précédent n'a été mentionné dans aucune étude, car jusqu'ici la position optimale de la tuyère est basée sur le rapport d'entraînement optimal (Huang et al. 1999) et non sur la destruction d'exergie entre la sortie de la tuyère et l'entrée de la section à diamètre constant. Compte tenu de ces explications $\gamma_{1m}=4.5^\circ$ sera choisi pour le reste de la simulation.

Tableau 4.7 : Les effets de la variation de γ_{1m}

γ_{1m}	1.5°	2.5°	3.5°	4.5°
L_3 (cm)	84.2	50.2	36.1	28.0
L_4 (cm)	39.8	23.9	17.0	13.2
$(L_3+L_4)/D_6$ (cm)	2.49	1.49	1.07	0.82
F_{4-5}	118.89	89.16	84.66	79.26
P_5 (kPa)	2.912	2.885	2.881	2.876
V_5 (m/s)	1115.03	1121.37	1122.32	1123.48
C_5 (m/s)	389.36	388.62	388.51	388.37
M (cm)	2.864	2.886	2.889	2.893
h (kJ/kg)	2144.7	2137.6	2136.5	2135.2
\dot{E} (kW)	13 742.3	13 745.1	13 745.5	13 746.1

4.6.3 Variation des coefficients μ et Θ

Le Tableau 4.8 illustre les effets de la pression P_{3p} par rapport à P_{0s} sur les dimensions de la tuyère dans les deux cas mentionnés à la section 4.4 à savoir ($P_{3p} \geq P_{0s}$ et $P_{3p} \leq P_{0s}$). Les résultats sont obtenus en considérant que $\mu=0.15$ est constant dans les deux cas. Lorsque $P_{3p} \leq P_{0s}$ la valeur de $\Theta=0.9987$, alors que $\Theta=0.95$ pour le cas $P_{3p} \geq P_{0s}$. D'après les résultats du Tableau 4.8, si P_{3p} est plus petite que P_{0s} la longueur de la tuyère (L_2+L_1) devient importante. Cela est dû à l'augmentation de D_{3p} alors que D_{2p} est constant. L'effet inverse est noté quand $P_{3p} \geq P_{0s}$ c'est-à-dire (L_2+L_1) et D_{3p} diminuent.

Tableau 4.8 : Comparaison de P_{4p} par rapport à P_{0s}

	L_1 (cm)	L_2 (cm)	L_3 (cm)	L_4 (cm)	D_3 (cm)	D_{3p} (cm)
$P_{3p} \geq P_{0s}$	15.7	45.3	28.0	13.2	56.2	9.4
$P_{3p} \leq P_{0s}$	62.5	180.0	59.5	13.2	61.2	26.1

Compte tenu des résultats ci-dessus le design de la tuyère doit se baser sur la condition $P_{3p} \geq P_{0s} \geq P_{3s}$, car la pression motrice est assez importante par rapport à celle du secondaire et le fluide secondaire est entraîné par la vitesse du primaire. Cela permet d'analyser les effets des coefficients sur les dimensions des différentes parties de l'éjecteur dont les résultats numériques sont illustrés dans le Tableau 4.9.

La détente du fluide primaire après l'état 2p (conditions soniques du primaire) continue dans un divergent. Ainsi lorsque la pression P_{3p} diminue en augmentant Θ alors que μ est maintenu constant, $D_{3p}=D_{1p}$ et D_3 augmentent, puisque le diamètre du col et D_{3s} sont constants quelque soient les caractéristiques aux états 3p et 1p. Les longueurs L_1 , L_2 et L_3 augmentent aussi. Par contre en fixant Θ alors que μ varie, D_{3s} et D_3 diminuent, car D_{3p} est constant et dépend plutôt de Θ (l'écoulement du secondaire se fait dans un convergent, de ce fait les faibles pressions correspondent aux plus petits diamètres). Cela entraîne également la diminution de la longueur L_3 . Les coefficients Θ et μ agissent inversement sur les dimensions, en effet un μ grand permet de réduire uniquement L_3 alors que Θ entraîne une augmentation de L_1 , L_2 et L_3 .

Les précédents résultats concernent également le cas exceptionnel ou $\Theta=\mu=1$ qui conduit au résultat ($P_{3p}=P_{4p}$). Il correspond aussi aux valeurs maximales de L_1 , L_2 et à la valeur minimale de L_3 qui est zéro.

Par ailleurs il est important de préciser que les couples Θ et μ du Tableau 4.9 vérifient la condition $A_3 \geq A_4$. Par contre lorsque $\Theta=0.95$ et μ est plus grand que 0.222, elle n'est plus vérifiée. La combinaison $\Theta=0.95$ et $\mu=0.222$ donne $A_3 = A_4=2110.8 \text{ cm}^2$.

Tableau 4.9 : Les effets de μ et Θ sur les dimensions de la tuyère et sa position par rapport au col aérodynamique

Θ	1	0.95	0.9	0.8	0.95	0.95
μ	1	0.15	0.15	0.15	0.05	0.2
P_{3p} (kPa)	3.96	76.46	148.97	293.99	76.46	76.46
P_{3s} (kPa)	3.96	6.34	6.34	6.34	6.62	6.20
V_{3p} (m/s)	1338.19	1057.26	967.69	858.79	1057.26	1057.26
V_{3s} (m/s)	378.13	133.98	133.98	133.98	77.49	154.87
$D_{1p}=D_{3p}$ (cm)	31.92	9.42	7.31	5.74	9.42	9.42
D_3 (cm)	51.83	56.24	55.92	55.74	72.15	52.93
L_1 (cm)	79.50	15.71	9.72	5.25	15.71	15.71
L_2 (cm)	229.19	45.29	28.03	15.14	45.29	45.29
L_3 (cm)	0	28.02	26.02	24.85	129.14	7.02

4.6.4 La variation de la position de l'onde de choc β

La valeur de β détermine la position de l'onde de choc dans la conduite cylindrique entre les sections 5 et 6. Ainsi lorsque $\beta=0$, l'onde de choc se produit à l'entrée du diffuseur à la section 6 alors qu'un $\beta=1$ correspond à un choc ayant lieu à la section 5. D'après l'équation (4.50) F_{d6} augmente lorsque β augmente. Cela se traduit par une diminution de F_{5u} et L_{5u} puisque F et F_{45} sont constantes alors que L_{d6} augmente (voir les équations (4.53) et (4.52)). Ces développements sont illustrés dans le Tableau 4.10. Il présente également les effets de la variation de la position de l'onde de choc sur les caractéristiques aux états qui dépendent de la valeur de β : u et d . Lorsque l'onde de choc se déplace vers la section 5 son taux de compression noté P_d/P_u augmente, car la pression P_u baisse alors que P_d augmente. Ces phénomènes sont dus à la variation des frottements F_{5u} et F_{d6} . En outre la longueur L_{d6} de $\beta=$

0.3 correspond pratiquement au triple de L_{d6} pour $\beta = 0.1$ alors que L_{d6} est divisée par 10 pour $\beta = 0.01$. L'augmentation de β entraîne également celle de la longueur de la conduite cylindrique et des pertes exergetiques entre les états d et 6 alors que les dégradations d'exergie entre 5 et u diminuent.

Tableau 4.10 : Les dimensions en fonction de la position de l'onde de choc

		$\beta = 0.01$		$\beta = 0.1$		$\beta = 0.3$	
États	5	u	d	u	d	u	d
P (kPa)	2.87	3.71	24.5	3.61	25.0	3.39	26.2
h (kJ/kg)	2134.9	2318.0	2473.2	2300.5	2744.1	2260.9	2746.0
V (m/s)	1123.7	946.9	215.1	965.2	210.7	1005.4	201.7
\dot{A} (cm ²)	1943.7	1943.7	1943.7	1943.7	1943.7	1943.7	1943.7
D (cm)	49.74	49.75	49.75	49.75	49.75	49.75	49.75
T (°C)	23.4	27.7	129.9	27.2	130.4	26.1	131.4
s (kJ/kgK)	7.21	7.72	8.18	7.68	8.17	7.57	8.16
Qualité	mélange x = 0.83	mélange x=0.90	vapeur surchauffée	mélange x=0.90	vapeur surchauffée	mélange x=0.88	vapeur surchauffée
M	2.89	2.32	0.43	2.38	0.43	2.50	0.41
\dot{E} (kW)	13 746.1	13 675.7	13 612.8	13 682.1	13 613.9	13 696.9	13 616.2
$\Delta\dot{E}$ (kW)		70.4	62.9	64.0	68.2	49.2	80.7
L_{5u} (cm)		463.3		413.5		305.9	
L_{d6} (cm)		24.7		249.2		763.8	
L_5 (cm)		488.0		662.7		1069.7	

4.6.5 Analyse des rendements polytropiques

Il est important de préciser que le choix des trois rendements polytropiques (primaire, secondaire et diffuseur) est fait de façon à couvrir la plage de rendements isentropiques répertoriés dans la littérature par (Liu & Groll 2013).

a. Variation du rendement isentropique du primaire

L'écoulement du fluide primaire est assimilé à un phénomène de détente ainsi, il est accompagnée d'une diminution de l'enthalpie et d'une augmentation de la vitesse. En outre, le choix d'un rendement polytropique revient à définir la quantité d'énergie à convertir en vitesse. Partant d'un état de stagnation, la vitesse maximale et l'enthalpie minimale sont atteintes par le fluide lorsque la détente est isentropique. Et puisque le débit est fixé pour les conditions de design, le diamètre à un état donné lors d'une détente de rendement polytropique inférieur à 100 % est plus grand que celui d'une détente dont le rendement égale 100 %. De ce fait D_{2p} , $D_{3p}=D_1$, D_{4p} et également D_4 deviennent plus petits lorsque le rendement polytropique augmente. Cela a pour conséquence la diminution des longueurs L_1 , et L_2 . Les résultats numériques du Tableau 4.11 confirment cette déduction et montrent que lorsque $\eta_{pl,p}$ augmente L_3 augmente alors que L_4 diminue. L'augmentation de L_3 est surtout due à une différence ($D_3 - D_4$) croissante. Ce qui permet de dire que la variation de D_3 en fonction de $\eta_{pl,p}$ est pratiquement négligeable comparée à celle de D_4 . L'autre conséquence de la variation de $\eta_{pl,p}$ est l'augmentation de V_{4p} lorsque la détente tend vers l'unité, entraînant ainsi des forces F , F_{5u} et F_{d6} qui augmentent aussi. Dans ces conditions, les longueurs L_{d6} et L_{5u} de même que la longueur de la conduite cylindrique L_5 deviennent plus importantes. La diminution de L_6 présentée dans le Tableau 4.11 s'explique par un diamètre D_6 croissant, car celle de D_7 est pratiquement négligeable. En outre quand L_4 diminue F_{45} diminue alors que F_{5u} et F_{d6} augmentent à cause de D_6 . La longueur globale de l'éjecteur ($L_1+L_2+L_3+L_4+L_5+L_6$) quant à elle montre une tendance croissante lorsque le rendement augmente. Cela peut être dû à l'augmentation importante de L_5 par rapport aux diminutions de L_1 , L_2 , L_4 et L_6 .

Tableau 4.11 : Effets du rendement polytropique du primaire sur les longueurs

$\eta_{pl,p}$	L ₁ (cm)	L ₂ (cm)	L ₃ (cm)	L ₄ (cm)	L _{5u} (cm)	L _{d6} (cm)	L ₅ (cm)	L ₆ (cm)
0.65	17.93	51.68	9.69	53.18	254.01	16.59	270.60	320.61
0.75	17.02	49.07	16.78	37.88	351.04	19.36	370.40	308.48
0.85	16.41	47.31	22.85	24.73	413.89	22.05	435.94	295.26
0.95	15.71	45.29	28.02	13.23	463.36	24.67	488.03	282.96
1	15.39	44.37	30.35	8.00	485.84	25.95	511.79	276.53

La Figure 4.10 montre la pression en fonction de la distance pour différentes valeurs de $\eta_{pl,p}$. Les pressions aux différents états changent avec le rendement polytropique du primaire. Les variations aux états 1p, 2p, 3p, 3s et 4s semblent négligeables alors qu'aux états 5, u et d les pressions diminuent lorsque $\eta_{pl,p}$ augmente. Ceci entraîne une variation des compressions dues aux frottements, à l'onde de choc, mais aussi au niveau du diffuseur. Ainsi, les taux de compression P_d/P_u et P_5/P_u augmentent quand $\eta_{pl,p}$ augmente même si la dernière compression est faible sur la figure. Ces compressions s'expliquent par des frottements de plus en plus importants quand la détente tend vers l'isentropie (Tableau 4.12). Mais elles correspondent à la réduction de F_{45} , car la distance L_4 diminue. Une autre zone de compression est mise en évidence, c'est celle entre 4 et 5 lorsque le rendement polytropique est égal à 65 %. Dans ce volume de contrôle P_5/P_4 augmente, car les frottements F_{45} deviennent importants avec P_4 constante et $P_5 > P_4$. La Figure 4.12 montre également que lorsque la détente du primaire tend vers un procédé isentropique plus l'onde de choc se déplace vers l'entrée du diffuseur.

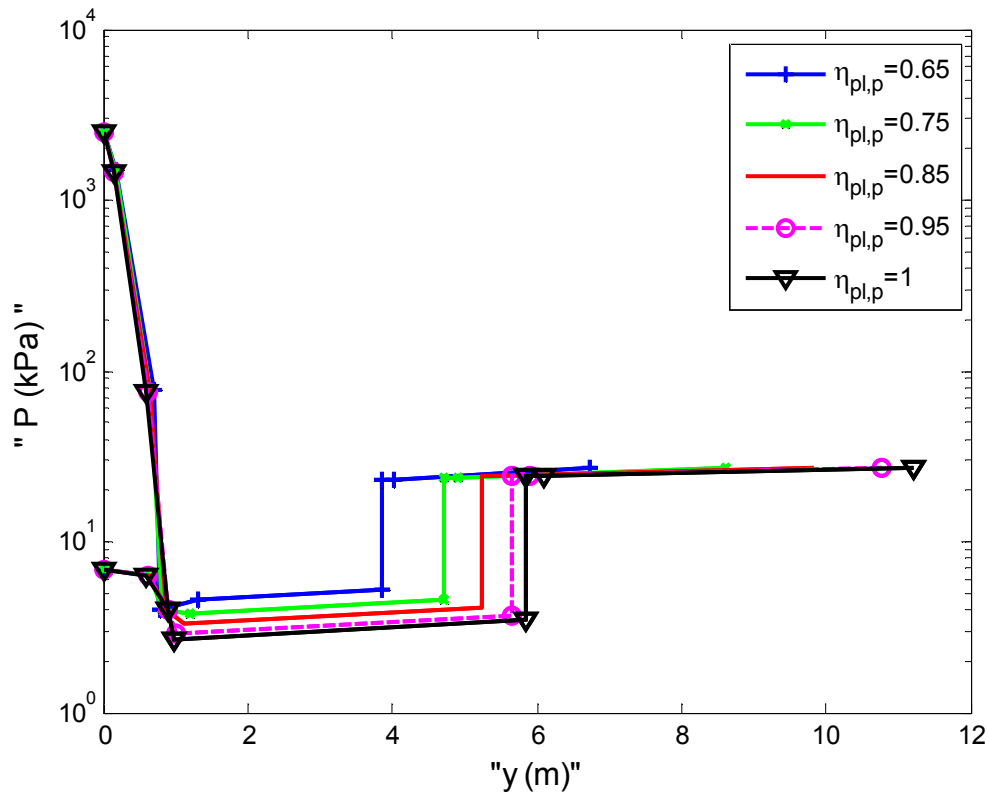


Figure 4.10: Effets de la variation de $\eta_{pl,p}$ sur les profils de pression dans l'éjecteur

Tableau 4.12 : Effets de la variation de $\eta_{pl,p}$ sur V_{4s} , V_{4p} et F

$\eta_{pl,p}$	V_{4p} (m/s)	V_{4s} (m/s)	F (N)
0.65	1144.29	378.14	781.98
0.75	1215.41	378.14	825.51
0.85	1279.68	378.14	864.84
0.95	1338.20	378.14	900.65
1	1365.57	378.14	917.41

Les procédés de détente sont souvent caractérisés par la création d'entropie entraînant des pertes exergétiques. Ainsi pour réduire l'exergie détruite, ils doivent s'approcher de l'isentropie comme le montrent les résultats numériques de la Figure 4.11. Lorsque le rendement polytropique tend vers 100 %, les pertes exergétiques diminuent dans les volumes contrôle : « 1p-2p », « 2p-3p » et « 3p-4p ». Il est important de noter que même si la détente du primaire est isentropique les pertes exergétiques dans l'éjecteur ne sont pas nulles à cause de

la variation de l'énergie cinétique et également les pertes exergetiques dues à la détente du secondaire entre les différentes sections mentionnées précédemment.

Les dégradations d'exergie aux niveaux des volumes de contrôle « 4-5 », « 5-u », et « u-d » augmentent lorsque $\eta_{pl,p}$ augmente et les plus grandes pertes ont lieu entre les sections 5 et u. Les explications à ces phénomènes sont les mêmes que celles données au niveau de la section 4.5.1. Dans ces nouvelles conditions, les frottements varient en fonction de V_{4p} qui augmente pour des valeurs de $\eta_{pl,p}$ de plus en plus grandes alors que V_{4s} est constante.

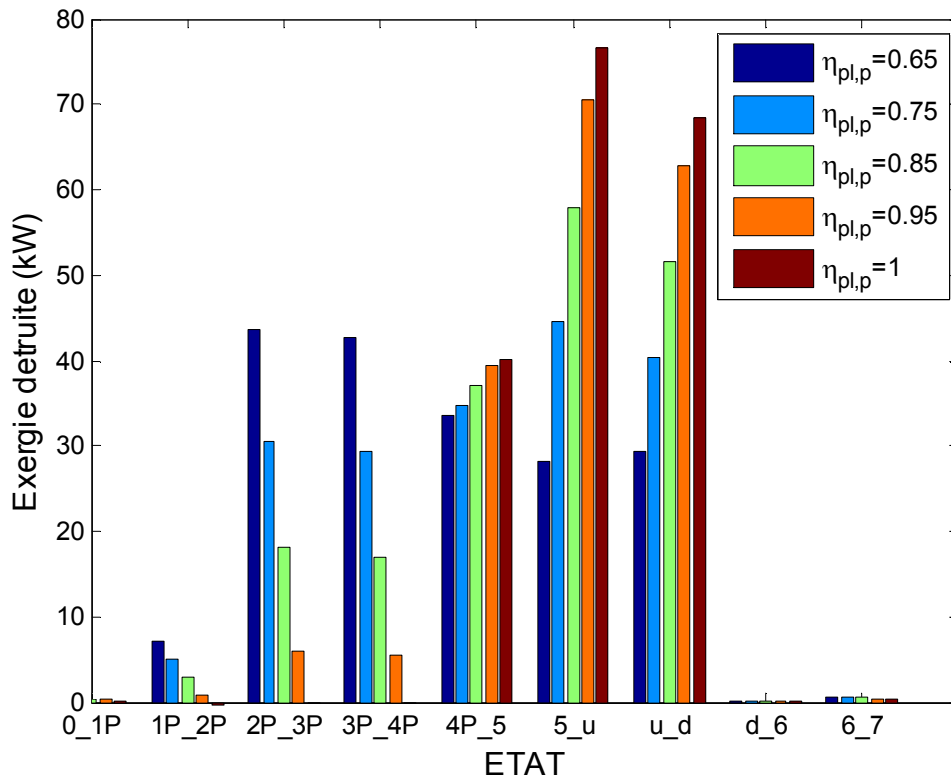


Figure 4.11 : Effets de la variation de $\eta_{p,pl}$ sur les pertes exergetiques dans l'éjecteur

b. Variation du rendement polytropique du secondaire

Les Figure 4.12 et Figure 4.13 ainsi que le Tableau 4.13 synthétisent les résultats relatifs aux effets du rendement polytropique du secondaire qui varie entre 65 et 100 %.

La détente du secondaire se fait de manière convergente donc les faibles pressions correspondent aux petits diamètres. Lorsque le rendement polytropique tend vers 100 %, la section diminue davantage. Ce qui entraîne également la réduction de A_{3s} et A_{4s} . Par contre,

les sections A_{4p} et A_{3p} deviennent plus grandes, car la détente du primaire après l'état 2p se fait de façon divergente et les faibles pressions correspondent aux plus grandes sections. Cependant, selon le degré de variation des sections A_{3s} , A_{3p} , A_{4s} et A_{4p} les aires A_3 et A_4 augmentent ou diminuent. D'après les résultats numériques, elles décroissent lorsque le rendement polytropique du secondaire croît. Ainsi (D_3-D_4) , diminue quand $\eta_{pl,s}$ tend vers 100 % entraînant la réduction de la longueur L_3 (Tableau 4.13). La réduction de D_4 a pour conséquence des longueurs L_4 qui diminuent lorsque $\eta_{pl,s}$ augmente.

Il est évident que la variation du rendement polytropique du secondaire n'affecte pas la longueur de la tuyère à savoir les distances L_1 et L_2 tel qu'illustré dans le Tableau 4.13.

Lorsque le secondaire se détend, V_{4s} et V_{4p} augmentent et les valeurs maximales sont atteintes pour une détente de rendement polytropique 100 % entraînant également une force de frottement F plus grande (voir Tableau 4.14). Cela se traduit par des longueurs L_{5u} , L_{d6} et L_5 plus importantes, car la position de l'onde de choc est fixée et que F_{45} dépend plutôt de L_4 . La longueur du diffuseur L_6 baisse quand $\eta_{pl,s}$ croît, car la différence (D_7-D_6) diminue. En effet D_7 diminue alors que D_6 a une tendance croissante lorsque la détente du secondaire tend vers un procédé isentropique. L'augmentation de $\eta_{pl,s}$ entraîne également celle de la longueur totale de l'éjecteur due principalement à l'augmentation de L_5 .

Tableau 4.13 : Effets du rendement polytropique du secondaire sur les longueurs

$\eta_{pl,s}$	L_1 (cm)	L_2 (cm)	L_3 (cm)	L_4 (cm)	L_{5u} (cm)	L_{d6} (cm)	L_5 (cm)	L_6 (cm)
0.65	15.71	45.28	39.82	33.13	388.15	24.59	412.73	276.29
0.75	15.71	45.29	35.55	25.42	419.38	24.57	443.96	282.61
0.85	15.71	45.29	31.53	18.90	443.13	24.60	467.74	282.61
0.95	15.71	45.29	28.02	13.23	463.36	24.67	488.03	282.96
1	15.71	45.30	26.27	10.71	472.54	24.72	497.26	283.35

Sur la Figure 4.12 sont présentées les pressions aux différents états lorsque le rendement polytropique du secondaire varie. Le premier constat est qu'elle affiche globalement un profil similaire à celui de la Figure 4.11. La désignation profil fait surtout référence aux différentes parties généralement mises en évidence pour tout éjecteur. Ce sont les zones de détente, la section constante, l'onde de choc et la partie du diffuseur. Contrairement au rendement polytropique du primaire qui affiche quatre niveaux de compression, la Figure 4.12 met en exergue trois zones de compression lorsque $\eta_{pl,s}$ varie. La compression due aux frottements

entre « 5-u », celle de l'onde de choc « u-d » et enfin dans le diffuseur « 6-7 ». Entre « 4-5 » la pression du mélange P_5 est inférieure à celle de l'état 4 quel que soit $\eta_{pl,s}$. La variation de $\eta_{pl,s}$ entraîne une évolution des taux de compression, P_u/P_5 , P_d/P_u et P_7/P_6 quand la détente du secondaire s'éloigne d'un procédé isentropique. En effet, le taux de compression de l'onde de choc augmente, car les frottements ont diminués à cause des vitesses V_{4s} et V_{4p} entraînant une baisse de P_u . Cela revient à dire qu'en diminuant le taux de compression P_u/P_5 le fluide va se comprimer davantage au niveau de l'onde de choc. Il faut également souligner que lorsque $\eta_{pl,s}$ tend vers 100 % l'onde de choc se déplace également vers l'entrée du diffuseur.

Tableau 4.14 : Effets de la variation de $\eta_{pl,s}$ sur V_{4s} , V_{4p} et F

$\eta_{pl,s}$	V_{4p} (m/s)	V_{4s} (m/s)	F (N)
0.65	1337.64	311.76	885.98
0.75	1337.82	335.18	891.15
0.85	1338.01	357.26	896.03
0.95	1338.20	378.14	900.65
1	1338.38	388.66	903.04

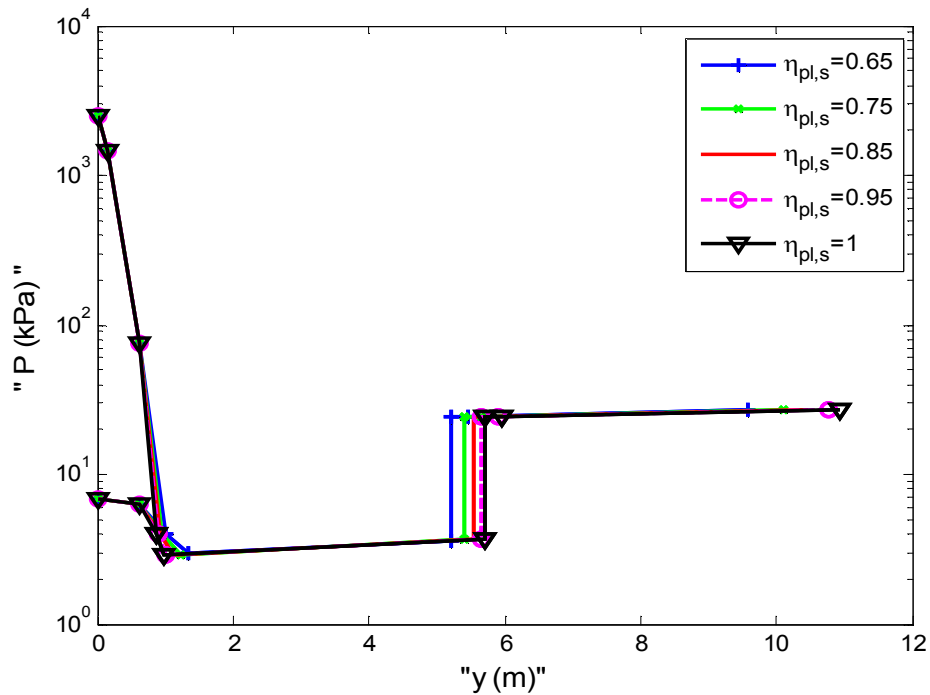


Figure 4.12: Effets de la variation de $\eta_{pl,s}$ sur les pressions dans l'éjecteur

Tout comme la détente du primaire, d'après la Figure 4.13 celle du secondaire entraîne également une destruction d'exergie qui diminue pour des rendements polytropiques élevés. La Figure 4.13 montre que les pertes d'exergie sont presque constantes lorsque $\eta_{pl,s}$ augmente ceci s'explique par le fait que ces pertes sont négligeables comparées à celles dues à la détente du primaire dont le rendement est constant. Par ailleurs dans les volumes de contrôle « 4-5 » et « u-d », pour diminuer les pertes d'exergie, il faut que la détente du secondaire soit isentropique. En effet lorsque le rendement polytropique augmente les forces de frottement globales F aussi évoluent dans le même sens, car les vitesses V_{4s} et V_{4p} deviennent plus grandes (voir Tableau 4.14) alors que F_{45} diminue avec le rendement polytropique. Cela s'explique par une réduction de la longueur L_4 suite à un D_6 plus grand et un diamètre D_4 qui diminue. Cette diminution est à l'origine de la réduction des pertes exergétiques entre les états 4 et 5. L'augmentation de F se traduit également par une croissance des pertes exergétiques dans le volume de contrôle « 5-u » comme le montrent les résultats numériques de la Figure 4.13. Les pertes exergétiques diminuent au niveau de l'onde de choc lorsque le rendement tend vers 100 %, car son taux de compression est réduit pour des rendements polytropiques élevés.

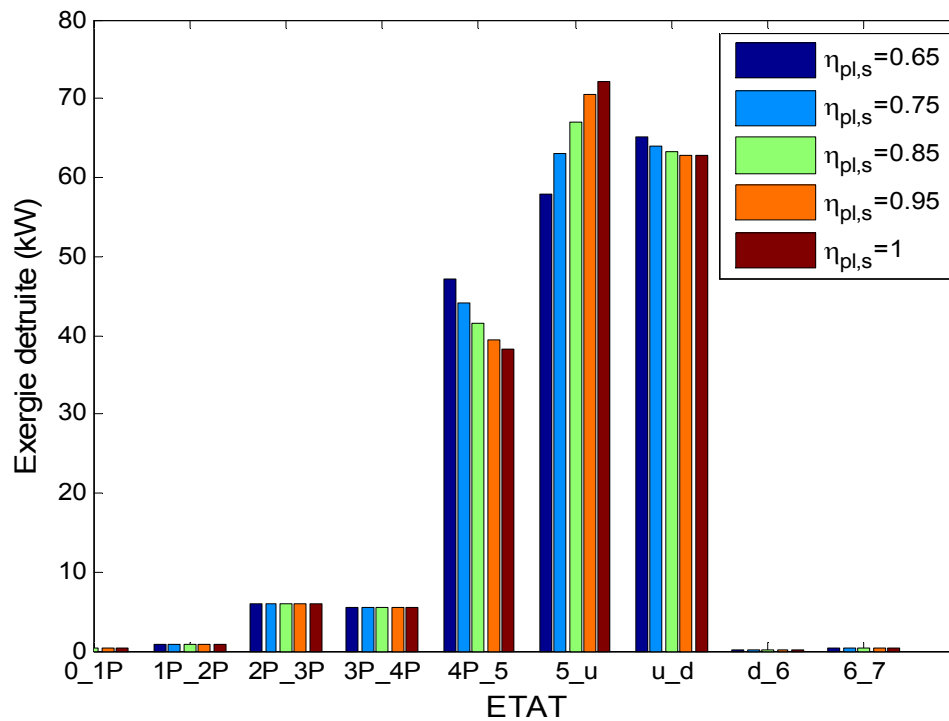


Figure 4.13 : Les effets de la variation de $\eta_{pl,s}$ sur les pertes exergétique dans l'éjecteur

c. Variation du rendement de mélange

Les résultats des effets de la variation du rendement de mélange η_{mix} entre 0.65 et 0.9 sont présentés aux Figure 4.14-Figure 4.15 et au Tableau 4.15.

Tout d'abord, il faut préciser que la variation de η_{mix} affecte uniquement les paramètres thermodynamiques et géométriques en aval de l'état 4. Ce sont les états compris dans le volume de contrôle « 4-7 », car il n'existe aucune relation entre les états en amont de 4 et le rendement de mélange. Ensuite il faut mentionner que le rendement de mélange intervient uniquement dans l'expression de la force F (voir équation(4.22)). En se basant sur cette expression, diminuer ou augmenter le rendement de mélange revient respectivement à accroître ou à réduire les frottements dans l'éjecteur. Car le deuxième terme entre parenthèses est constant et dépend uniquement des propriétés des fluides à l'état 4. Ainsi lorsque F est élevée, les frottements F_{5u} et F_{d6} augmentent aussi entraînant des longueurs L_{5u} et L_{d6} plus grandes. Ce comportement est confirmé par les résultats numériques du Tableau 4.15 qui montre que ces longueurs diminuent lorsque η_{mix} augmente. La réduction de la longueur L_4 est due à une augmentation du diamètre D_6 alors que D_4 est constant. L'augmentation de D_6 suite à celle de η_{mix} est également à l'origine des diffuseurs de plus en plus petits lorsque le rendement de mélange augmente (voir Tableau 4.15).

Tel que précisé plus haut, l'augmentation du rendement de mélange entraîne un diamètre D_6 plus grand.

Tableau 4.15 : Effets du rendement de mélange sur les longueurs

η_{mix}	L_1 (cm)	L_2 (cm)	L_3 (cm)	L_4 (cm)	L_{5u} (cm)	L_{d6} (cm)	L_5 (cm)	L_6 (cm)
0.65	15.71	45.29	28.02	60.30	943.08	29.48	972.56	394.88
0.75	15.71	45.29	28.02	34.69	720.99	31.38	752.36	322.55
0.85	15.71	45.29	28.02	13.23	463.36	24.67	488.03	282.96
0.95	15.71	45.29	28.02	3.44	327.99	18.41	346.40	262.34

La Figure 4.14 montre l'évolution des pressions au niveau des quatre principales parties qui constituent l'éjecteur lorsque le rendement de mélange varie. La variation du rendement de mélange présente quatre niveaux de compression. La première a lieu dans le volume de contrôle « 4-5 », la seconde au niveau de la section constante, la troisième est due à l'onde de choc et enfin la dernière se déroule dans le diffuseur. On constate une variation des taux de compression dans ces différentes régions en fonction du rendement. Ainsi pour des

rendements faibles, la compression due aux frottements P_u/P_5 devient de plus en plus importante et le taux de compression de l'onde de choc P_d/P_u diminue, alors que celui du diffuseur P_7/P_6 augmente. La contribution des frottements à la compression du fluide entre les sections 5 et « u » s'explique par le régime d'écoulement du fluide qui est supersonique. Par contre entre les états « d » et 6 les frottements entraînent une diminution de la pression. Cela se traduit par une augmentation du taux de compression au niveau du diffuseur dont la pression de sortie est constante.

Pour un rendement égal à 0.65, la pression de mélange à l'état 5 est supérieure aux pressions des fluides primaire et secondaire à l'état 4 ($P_{4s}=P_{4p}=P_4$). Par contre si le rendement est plus grand ou égal à 0.75, la pression P_5 devient inférieure à P_4 . Ce qui met en exergue l'existence d'un rendement de mélange compris entre 0.65 et 0.75 tel que $P_4=P_5$. Cette conclusion est en accord avec l'hypothèse d'un modèle d'éjecteur à pression constante, l'une des hypothèses généralement retenue dans la littérature portant sur la modélisation des éjecteurs à pression constante.

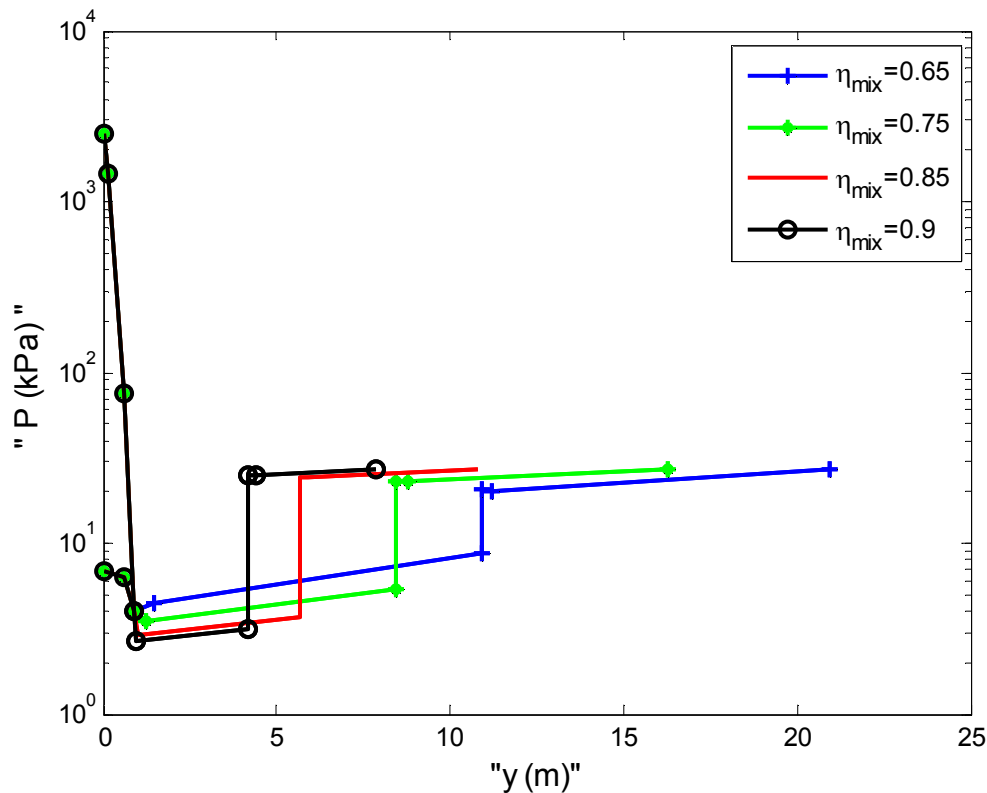


Figure 4.14: Les effets de la variation de η_{mix} sur les pressions dans l'éjecteur

Lorsque l'on augmente le rendement de mélange, la force de frottement globale F ainsi que la compression due à cette dernière diminuent. Cela permet de réduire les pertes exergetiques dans les volumes de contrôles suivants : « 4-5 », « 5-u » (voir Figure 4.15). En diminuant la compression du fluide entre ces états par des η_{mix} élevés, le fluide se comprime davantage au niveau de l'onde de choc et par conséquent, son taux de compression augmente. Ainsi sachant que la compression n'est pas isentropique à ce niveau, la dégradation de l'exergie ne peut qu'être importante lorsque les frottements diminuent. Ces résultats sont confirmés au niveau de la Figure 4.15. De plus la variation du rendement de mélange n'influe pas sur les pertes exergetiques des volumes de contrôles en amont de l'état 4 et en aval de l'état 6. Elles restent constantes quelques soient les valeurs prises par le rendement.

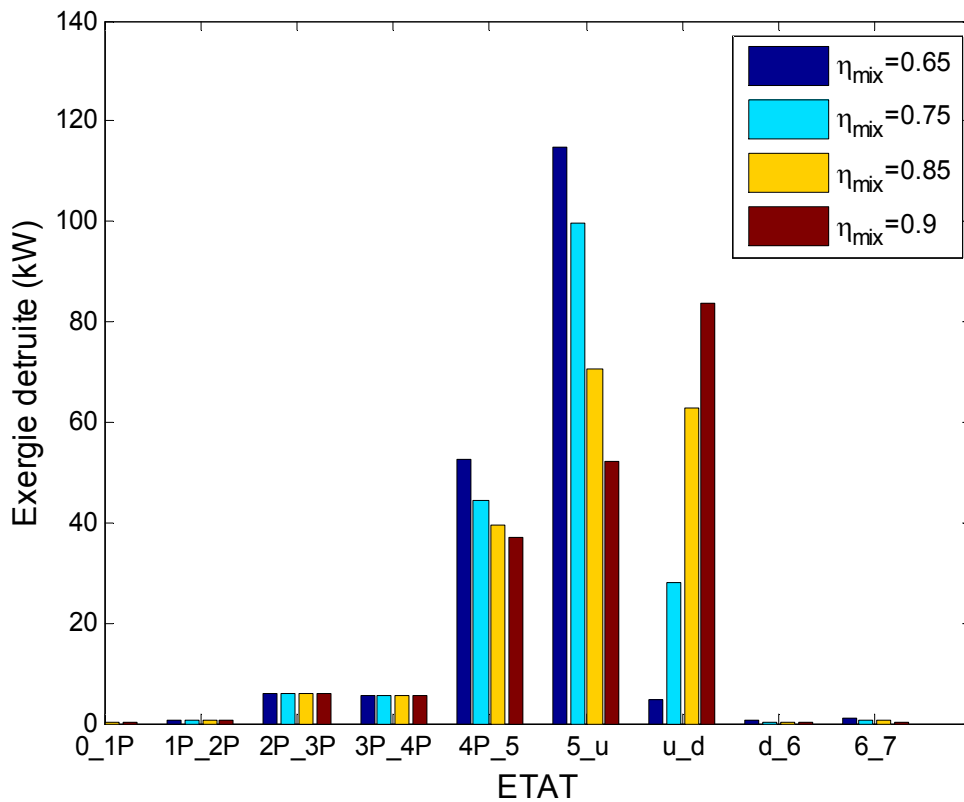


Figure 4.15: Les effets de la variation de η_{mix} sur les pertes exergetiques dans l'éjecteur

d. Variation du rendement polytropique du diffuseur

Contrairement aux phénomènes de détente dans l'éjecteur, la compression du fluide au niveau du diffuseur permet d'augmenter la pression à la sortie. Ainsi, le fait de choisir un rendement polytropique revient à fixer la quantité d'énergie cinétique à convertir en pression. Les

résultats du Tableau 4.16 montrent que la variation du rendement polytropique est sans effet majeur sur L_1 , L_2 , L_3 . Par contre en augmentant $\eta_{pl,d}$, L_4 et L_6 diminuent tandis que les longueurs L_{d6} , L_{5u} et L_5 deviennent plus importantes (voir les équations 4.51-4.52). Lorsque la compression tend vers un procédé isentropique, la longueur totale de l'éjecteur augmente à cause de la variation importante de L_5 par rapport à celles de L_4 et L_6 .

Tableau 4.16 : Effets du rendement $\eta_{pl,d}$ sur les longueurs

$\eta_{pl,s}$	L_1 (cm)	L_2 (cm)	L_3 (cm)	L_4 (cm)	L_{5u} (cm)	L_{d6} (cm)	L_5 (cm)	L_6 (cm)
0.65	15.71	45.29	28.02	18.51	436.35	24.13	460.48	280.90
0.75	15.71	45.29	28.02	16.71	446.14	24.32	470.45	288.57
0.85	15.71	45.29	28.02	15.02	453.92	24.49	478.41	281.40
0.95	15.71	45.29	28.02	13.23	463.36	24.67	488.03	282.96
1.00	15.71	45.29	28.02	12.39	468.24	24.75	492.99	278.43

La variation des pressions en fonction de la distance pour différentes valeurs de $\eta_{pl,d}$ est quasiment négligeable (voir Figure 4.16). Bien que les effets de $\eta_{pl,d}$ sur les dégradations d'exergie dans l'éjecteur ne sont pas importants, il faut tout de même noter que, lorsque le rendement du procédé est inférieur à 100 %, l'entropie augmente ce qui entraîne une augmentation des pertes exergétiques dans le diffuseur, ce phénomène est confirmé par les résultats de la Figure 4.17.

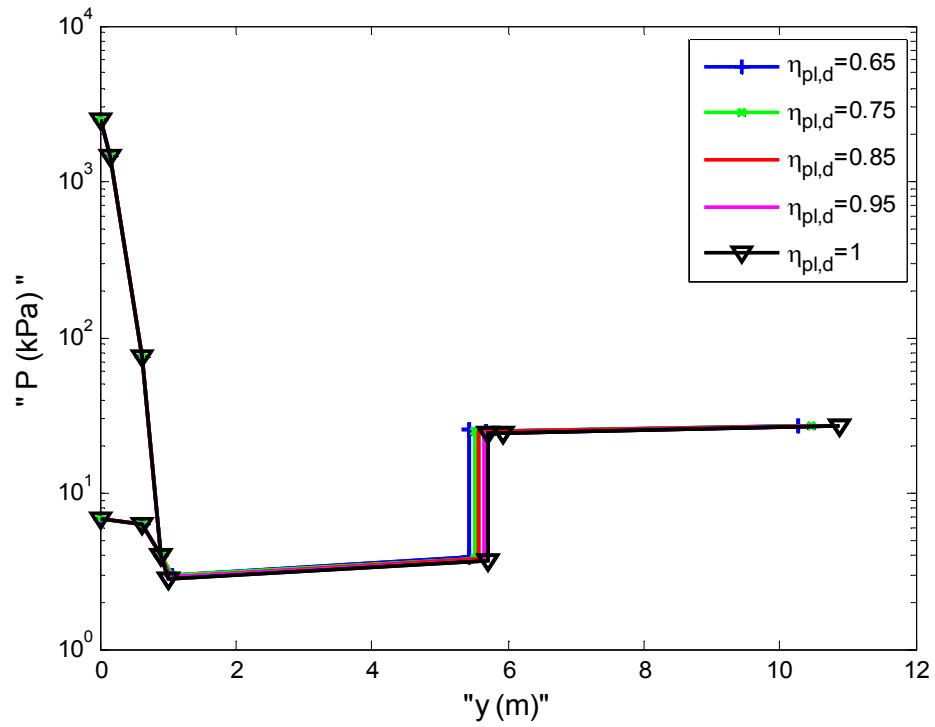


Figure 4.16 : Les effets de la variation de $\eta_{pl,d}$ sur les pressions dans l'éjecteur

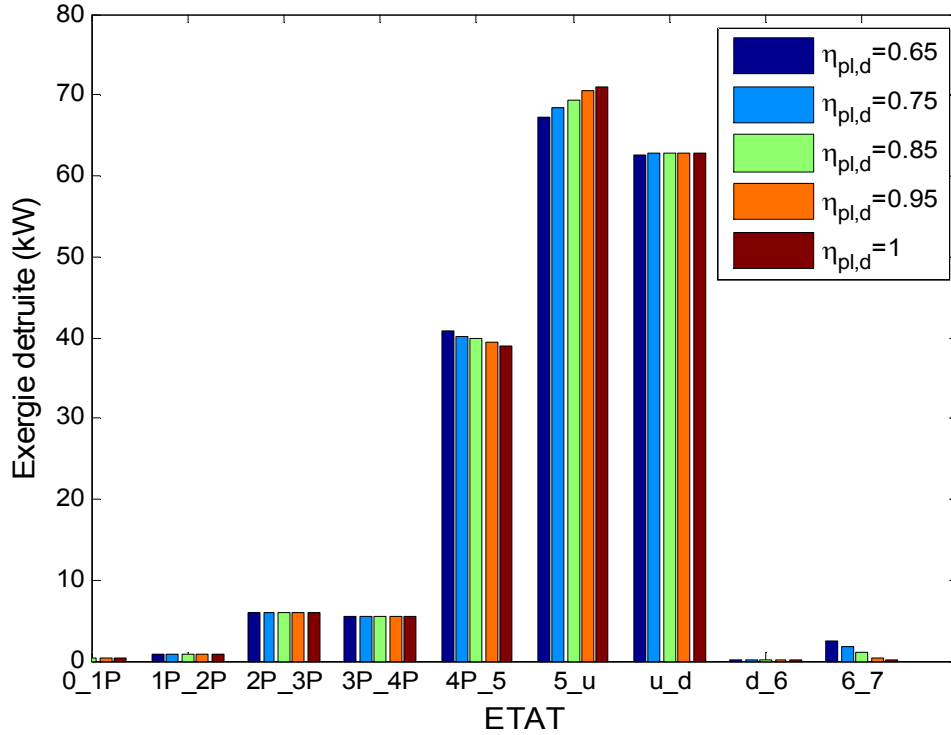


Figure 4.17 : Les effets de la variation de $\eta_{pl,d}$ sur les pertes exergétiques dans l'éjecteur

4.7 Conclusion

L'étude théorique dans ce chapitre se subdivise comme suit :

Premièrement, une revue de littérature a été effectuée afin de mettre en évidence l'insuffisance d'informations relatives à la conception des éjecteurs utilisés dans le dessalement. L'analyse de travaux portant sur les éjecteurs utilisés en dessalement ou bien dans la réfrigération a permis de relever les déficits liés aux modèles thermodynamiques.

Ensuite, un modèle beaucoup plus général d'éjecteur a été proposé afin d'analyser les paramètres de conception, mais aussi de déterminer toutes les dimensions dudit dispositif. Ce modèle se démarque de tous les modèles d'éjecteurs courants qui considèrent que le mélange se produit à pression constante ou à section constante. Hormis les hypothèses de base qu'adoptent généralement toutes les études, le présent modèle ne s'appuie sur aucune des hypothèses spécifiques concernant le mélange. Ces particularités ont été mises en évidence par l'adoption de nouvelles hypothèses qui s'appuient sur des travaux similaires, mais également vérifiées à travers des résultats numériques. On notera entre autres : les pressions des fluides primaire et secondaire à la sortie de la tuyère et également les forces de frottement dans la section constante de l'éjecteur.

En s'inspirant de la méthode de détermination du rendement isentropique des turbomachines, la notion de rendement polytropique a été utilisée afin de calculer le rendement réel des procédés de détente et de compressions qui ont lieu dans l'éjecteur. Le constat général est que le rendement isentropique est toujours supérieur au rendement polytropique de détente alors que celui de la compression reste inférieur.

L'analyse paramétrique faite avec ce modèle vient appuyer les travaux qui mettent en évidence la dépendance entre les rendements polytropiques et la géométrie des différentes parties de l'éjecteur. Il a également été montré que quel que soit le rendement des procédés, la destruction d'exergie est plus importante au niveau de la section constante. Il faut par ailleurs préciser qu'ils ne créaient ni ne réduits les pertes globales d'exergie une fois que les caractéristiques des fluides aux entrées et à la sortie sont fixées comme dans la présente étude.

CHAPITRE 5

ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU DISTILLATEUR À MULTIPLES EFFETS

5.1 Introduction

Le modèle boîte noire développé dans le chapitre trois a permis de déterminer les conditions de conception et de fonctionnement de l'ensemble du système de dessalement. Ce modèle quoique donnant des résultats satisfaisants ne définit pas le nombre d'effets nécessaires pour atteindre les objectifs fixés. Il ne définit pas non plus la configuration et les caractéristiques thermodynamiques et thermiques des différents effets qui composent le MEE (Multiple effets). De plus l'analyse exergétique dans le chapitre trois avait aussi montré qu'après l'éjecteur, le MEE est le deuxième composant où la destruction d'exergie est la plus importante. Cette dernière est croissante avec la pression motrice. Ainsi, l'objectif premier de ce chapitre est d'apporter une réponse à la compréhension des phénomènes physiques qui se déroulent au niveau des effets.

5.2 Différentes configurations des effets

Une unité de distillation à multiples effets est composée de plusieurs cellules, effets ou étages. Le principe de fonctionnement se résume à une évaporation suivie d'une condensation du produit évaporé. L'ensemble des condensats obtenus au niveau de chaque effet constitue la production totale d'eau potable du MEE.

Dans la littérature, on note généralement quatre configurations de distillation à multiples effets avec des objectifs spécifiques pour chaque type. Les différences entre les configurations résident particulièrement dans le mode d'alimentation du système en eau de mer. La fourniture de l'énergie constitue également un aspect de différenciation. À celle-là s'ajoutent des différences qualifiables plutôt optionnelles, telles que l'existence d'un système de

préchauffage entre les effets et aussi la présence d'une boîte de flash à la sortie du condensat au niveau de chaque effet comme dans les travaux de (Shakouri et al. 2010; Mistry et al. 2013; Shakib et al. 2012). Ces différentes dispositions influent surtout sur les critères de performance (production spécifique, surface d'échange spécifique) pouvant être retenus lors d'une analyse du système global. Parmi les configurations possibles, on a :

- Une alimentation de type suiveur ou (forward feed)
- Une alimentation en arrière ou (backward feed)
- Une alimentation parallèle simple
- Une alimentation parallèle croisée

5.2.1 L'alimentation type suiveur (forward feed) (Figure 5.1)

La numérotation des effets d'un MEE est basée sur la pression, le premier effet est celui avec la plus haute pression et le dernier celui avec la plus faible pression. Dans un tel système, le premier effet reçoit l'eau de mer et l'énergie externe (mélange à la sortie de l'éjecteur dans le cas de la présente thèse) pour permettre ainsi l'évaporation. La saumure et la vapeur obtenues aux sorties de cet effet alimentent en eau et en énergie l'effet qui suit. Cette procédure se poursuit tout au long des différents effets qui composent le système de dessalement. Il n'existe qu'une seule entrée pour l'eau de mer à savoir celle au premier effet. La vapeur et l'eau salée circulent dans le même sens durant le processus de dessalement et le distillat est recueilli au niveau de chaque effet.

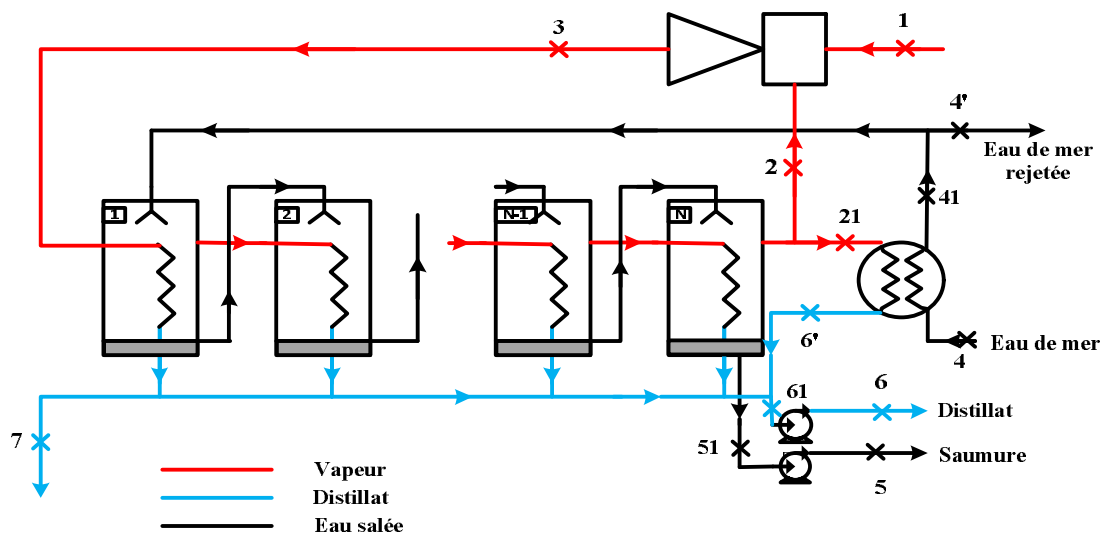


Figure 5.1 : Configuration de type suiveur

5.2.2 L'alimentation en arrière (backward feed) (Figure 5.2)

Cette configuration est caractérisée par l'alimentation du dernier effet en eau de mer alors que, l'énergie (la vapeur) est fournie au premier effet. Le principe de fonctionnement est le même que dans le suiveur. Par contre l'eau de mer circule du dernier effet vers le premier alors que la vapeur circule en sens inverse (du premier effet vers le dernier).

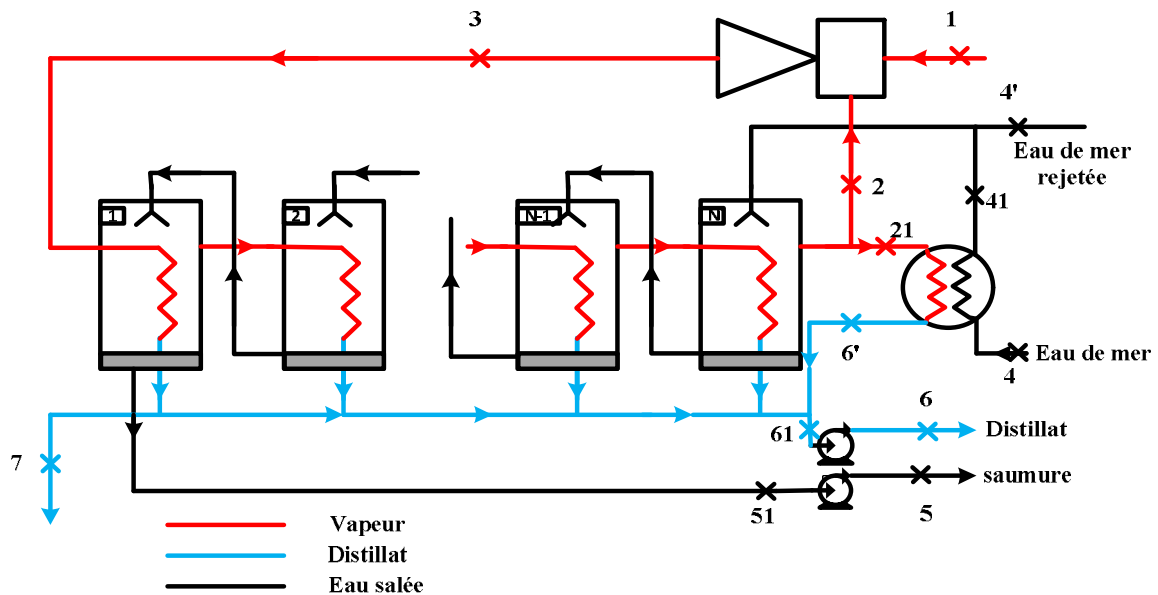


Figure 5.2 : Configuration type alimentation en arrière

5.2.3 L'alimentation parallèle (Figure 5.3)

Les effets sont alimentés simultanément en eau de mer alors que l'énergie est fournie au premier effet. La vapeur à la sortie de celui-ci sert de source d'énergie à l'effet suivant. Le procédé se répète tout au long des effets du système entier. Dans cette configuration, le distillat et la saumure sont récupérés à la sortie de chaque effet. Les entrées de l'eau de mer sont égales aux nombres d'effets qui constituent le système.

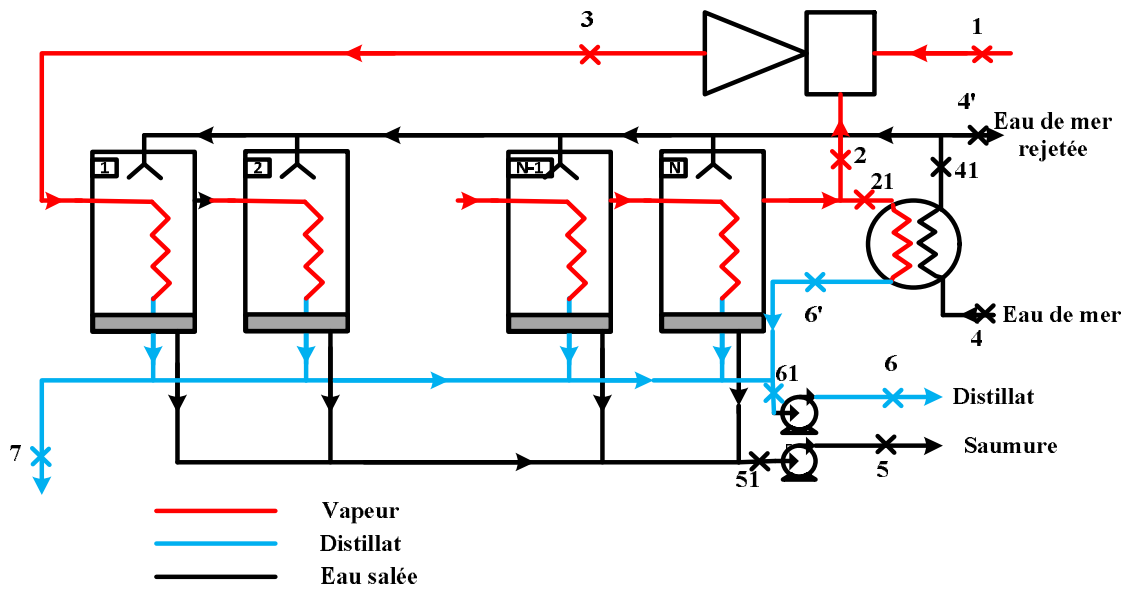


Figure 5.3 : Configuration type alimentation en parallèle

5.2.4 L'alimentation parallèle croisée (Figure 5.4)

Elle présente un principe de fonctionnement similaire que le système à alimentation parallèle simple. La différence réside dans le devenir de la saumure à la sortie de chaque effet. Dans cette configuration, au lieu de récupérer la saumure à la sortie comme illustrée à la (Figure 5.3), elle est plutôt utilisée par l'effet suivant. Hormis le premier effet, chaque effet possède deux entrées d'eau salée : l'alimentation principale et la saumure de l'effet qui précède.

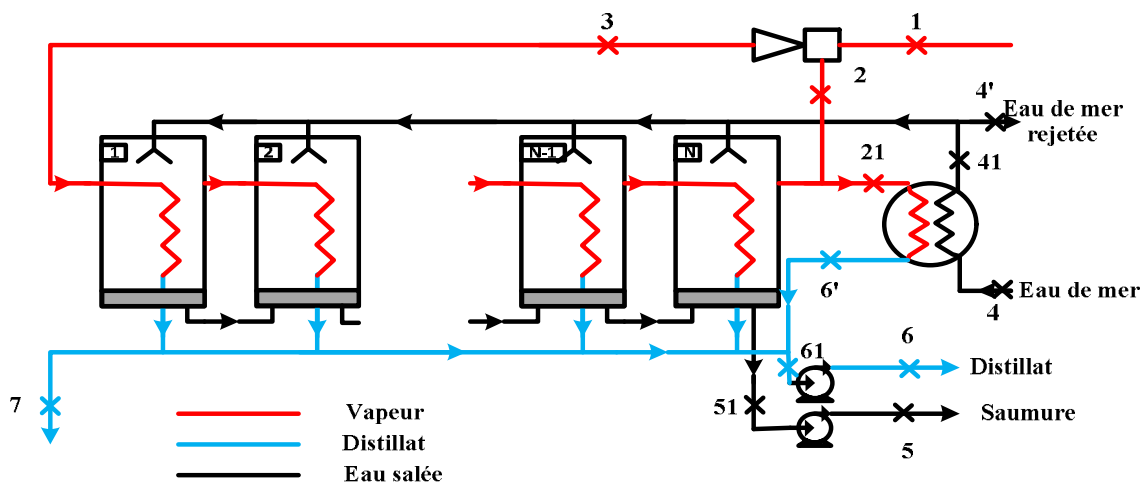


Figure 5.4 : Configuration type alimentation parallèle croisée

5.2.5 Choix de modèles d'alimentation

Il faut noter que chaque configuration possède des avantages et des inconvénients. Ces derniers se basent généralement sur un certain nombre de critères de performance, qui visent une production spécifique élevée et une surface d'échange spécifique faible.

(Darwish & Abdulrahim 2008) ont réalisé une analyse comparative des quatre configurations basée sur les critères ci-dessus. Les principaux résultats de ses travaux montrent que l'augmentation du nombre d'effets entraîne une production spécifique plus importante pour chaque configuration. En outre, la production spécifique du type alimentation par arrière est la plus élevée. Elle présente également la plus faible surface d'échange spécifique. Bien que cette configuration soit intéressante selon ces critères, elle présente par contre un inconvénient qui limite son utilisation sur le plan pratique. Spécifiquement, le type alimentation par arrière nécessite une consommation d'énergie supplémentaire. Car il faut ajouter des pompes entre les effets afin de permettre la circulation de l'eau de mer vers des pressions de plus en plus élevées. De plus sa modélisation est généralement d'ordre académique afin de se familiariser avec les unités de dessalement.

(Hisham T El-Dessouky et al. 2000) ont effectué une analyse similaire dans laquelle les types parallèles simple et croisé sont comparés. De ce fait, ils ont développé pour chaque configuration un modèle mathématique. Les résultats de leurs travaux démontrent que le parallèle croisé est plus performant que le type parallèle simple. Cependant les deux configurations présentent les mêmes avantages à haute température du fait de la réduction considérable de la surface d'échange. Dans la même étude, ils comparent également les performances du type suiveur à ceux du parallèle simple et croisé. Dans cet objectif, les données de comparaison du type suiveur ont été extraites des travaux de (El-Dessouky et al. 1998). Cette comparaison leur a permis d'affirmer que la configuration type suiveur est le plus performant des systèmes de dessalement par distillation. Cela s'explique par une réduction de la surface d'échange et de la consommation d'énergie spécifique.

Compte tenu de ces résultats et remarques présentés ci-haut, la présente étude se limite à deux configurations que sont :

- l'alimentation type suiveur
- l'alimentation type parallèle croisé

5.3 Modélisation

5.3.1 Différents modèles d'effet

Selon (Mistry et al. 2013) l'analyse des phénomènes physiques qui se produisent dans les systèmes de dessalement par distillation est en grande partie basée sur quatre modèles. Parmi ces modèles on trouve celui de (Spiegler & El-Sayed 2001), de (Darwish et al. 2006), le modèle de base de (El-Dessouky & Ettouney 2002) et enfin le modèle amélioré de (El-Dessouky et al. 1998). Il faut également souligner que les modèles de (El-Dessouky & Ettouney 2002), (El-Dessouky et al. 1998) et de (Darwish et al. 2006) considèrent l'eau de mer comme étant mélange idéal de chlorure de sodium d'eau. Par contre, dans les travaux de (Spiegler & El-Sayed 2001) l'eau de mer est une solution aqueuse de chlorure de sodium. On peut y ajouter un cinquième modèle décrit au chapitre trois qui se base sur des relations du logiciel EES (Engineering Equation Solver) pour calculer les propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau et de l'eau de mer.

(Spiegler & El-Sayed 2001), ont appliqué leur modèle à un multiple effet de type suiveur. Ce modèle intègre des échangeurs de préchauffage et des boîtes de flash entre les effets. Dans leurs travaux, ils ont également supposé que la chaleur latente et le point d'ébullition (BPE) sont constants et identiques dans tous les effets. De plus, l'eau de mer d'alimentation est assimilée à une solution idéale et également tous les fluides sont censés avoir la même capacité calorifique.

(Darwish et al. 2006) ont développé un modèle mathématique de type suiveur. Ils ont considéré qu'une même quantité de vapeur est produite dans chaque effet. Le modèle s'appuie également sur un écart de température identique entre les effets. Malgré une différence de température entre les effets, ils supposent que la chaleur latente est la même dans tous les

effets. En outre, une capacité calorifique identique est utilisée pour l'eau de mer, la saumure, et la vapeur produite.

Le modèle de base de (El-Dessouky & Ettouney 2002) utilise une alimentation type suiveur pour déterminer la concentration de la saumure, la vapeur et la surface d'échange. Selon (Mistry et al. 2013) ce modèle, n'intègre pas les systèmes de préchauffage et de flash entre les effets. Leurs travaux estiment également que l'énergie reçue par chaque effet est la même. Ils utilisent une capacité calorifique constante et identique pour tous les fluides présents dans le procédé (vapeur d'eau, eau de mer, saumure, etc.).

Le modèle amélioré de (El-Dessouky et al. 1998) utilise la même configuration des effets que (Darwish et al. 2006), avec les échangeurs de préchauffage et des boîtes de flash. Ce modèle s'appuie sur une surface d'échange identique pour tous les effets, mais aussi une même capacité calorifique pour tous les fluides dans le procédé.

Le cinquième modèle qui s'appuie sur des relations développées dans EES pour déterminer les propriétés de la vapeur et de l'eau de mer a été utilisé dans (Samaké et al. 2014) et également par (Mistry et al. 2013). Contrairement aux travaux de (Samaké et al. 2014) qui se basent sur modèle boîte noire, (Mistry et al. 2013) ont développé un modèle mathématique dont l'alimentation est de type suiveur. Leur modèle intègre les systèmes de préchauffage et les boîtes de flash entre les effets. Les résultats de leurs travaux sont comparés à ceux des quatre modèles cités ci-dessus. Il faut préciser que les propriétés des fluides présents (distillat, vapeur, eau de mer, saumure) dans un procédé de dessalement varient avec la pression, la température et la salinité ; elles sont différentes d'un effet à l'autre. Ainsi ce cinquième modèle est une importante amélioration par rapport aux quatre modèles précédents qui simplifient considérablement les calculs.

L'analyse paramétrique réalisée par (Mistry et al. 2013) sur les cinq modèles mentionnés ci-dessus montre que la production spécifique augmente avec le nombre d'effets quel que soit le modèle adopté. Cependant, les modèles de base de (El-Dessouky & Ettouney 2002) et de (Darwish et al. 2006) prédisent une production spécifique largement supérieure aux trois

autres modèles. Le modèle amélioré de (El-Dessouky et al. 1998) donne le plus faible PR des cinq. En outre, l'augmentation du nombre d'effets augmente aussi de manière exponentielle la surface d'échange spécifique au niveau des modèles. Ils ont également noté que les modèles de (Darwish et al. 2006) et (Spiegler & El-Sayed 2001) surestiment la valeur de la surface d'échange spécifique. D'après (Mistry et al. 2013) la production spécifique diminue lorsque la température de la vapeur augmente pour tous les modèles excepté celui de (El-Dessouky & Ettouney 2002) qui prédit une PR constante.

Les quatre modèles les plus couramment utilisés dans la littérature ont en commun une résolution assez complexe des équations sur lesquelles ils se basent. Les équations ne sont pas linéaires et nécessitent davantage d'hypothèses contrairement au modèle qui s'appuie sur les propriétés thermodynamiques des fluides. En outre l'étude comparative de (Mistry et al. 2013) montre que les modèles de (El-Dessouky & Ettouney 2002) et de (El-Dessouky et al. 1998) qui sont largement utilisés respectivement surestime et sous-estime les performances d'une unité de dessalement.

5.3.2 Modélisation du type suiveur et parallèle croisé

Le principe de fonctionnement est identique au niveau d'un effet quelle que soit la configuration. On distingue globalement deux phénomènes ; évaporation de l'eau liquide et condensation de la vapeur. L'évaporation au niveau d'un effet est le résultat de la condensation de la vapeur d'eau de l'effet qui précède. Même si le processus global reste identique, il existe par contre quelques différences selon la configuration. Un effet est également caractérisé par la température de l'enceinte notée T_e . Les procédés thermodynamiques dans un effet se déroulent à cette température.

La Figure 5.5 présente les phénomènes thermodynamiques dans un effet configuré en type suiveur. Le premier est la condensation de la vapeur $\dot{m}_{v,i-1}$ dans COND, suite à laquelle le distillat $\dot{m}_{d,i}$ est récupéré à la sortie de l'effet. Par ailleurs, la saumure provenant de l'effet précédent correspondant à $\dot{m}_{b,i-1}$ subit une détente, ou flash dans FL1, qui est causée par la différence de pression entre les effets. Dans certains modèles comme ceux qui ont été développés par (Hisham T El-Dessouky et al. 2000), (Darwish et al. 2006) et (Sow 2004), cette détente est négligée. Contrairement à (Mistry et al. 2013) qui considèrent que l'eau de

mer entrant dans un effet subit une détente et une évaporation de manière simultanée, le présent modèle de suiveur s'appuie sur un procédé séquentiel. C'est-à-dire que la détente de la saumure se produit dans FL1 avec une légère augmentation de la concentration en sel. Elle est suivie de l'évaporation dans EV qui se produit par échange de chaleur. Le modèle proposé met donc en évidence deux zones de production de vapeur dans un effet : FL1 et EV.

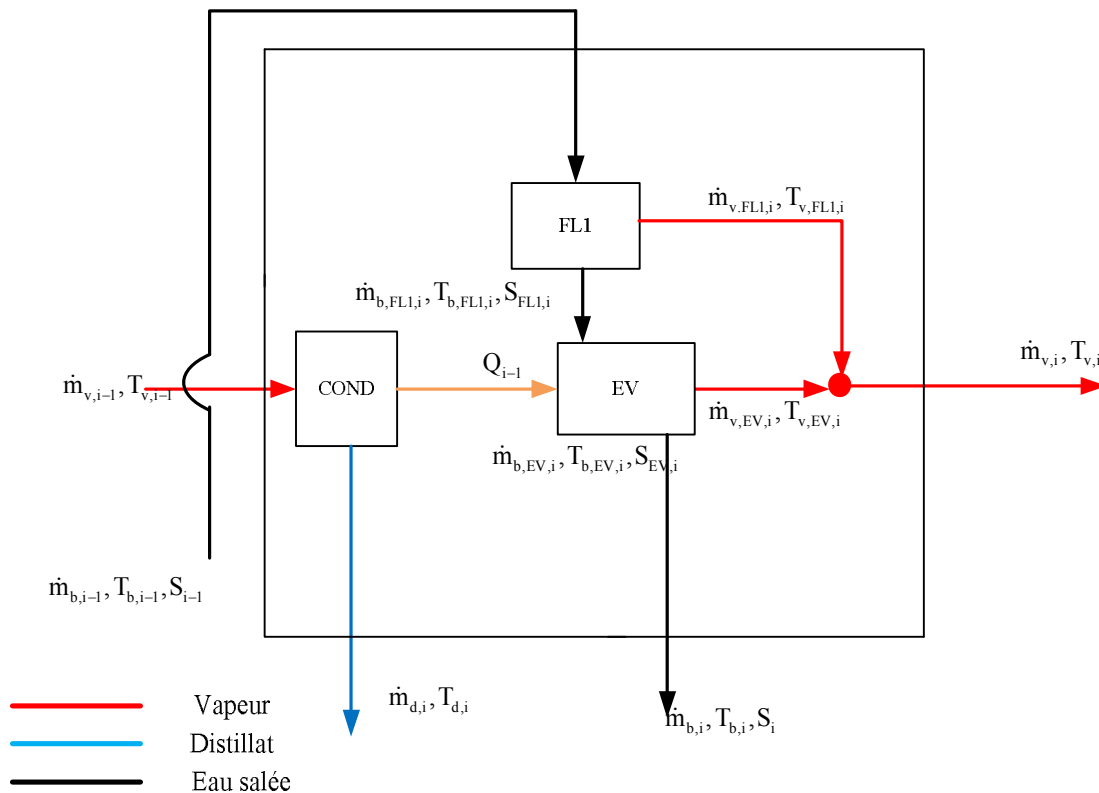


Figure 5.5 : Modèle d'un effet suiveur

La Figure 5.6 présente l'effet d'une configuration de type parallèle croisé. Il reçoit simultanément un débit d'eau de mer F_i et la saumure de l'effet qui précède $\dot{m}_{b,i-1}$. La quantité d'eau de mer F_i s'évapore dans EV après avoir reçu l'énergie issue de la condensation de la vapeur dans COND. L'évaporation produit simultanément de la vapeur d'eau $\dot{m}_{v,EV,i}$ et de la saumure $\dot{m}_{b,EV,i}$ de salinité S_{EV} plus élevée. Alors que la saumure de l'effet qui précède soit $\dot{m}_{b,i-1}$ se détend dans FL2 pour donner de la vapeur d'eau $\dot{m}_{v,FL2,i}$ et de la saumure $\dot{m}_{b,FL2,i-1}$ de salinité S_{FL2} plus grande que S_{i-1} . Aux sorties de l'effet, sont recueillies respectivement les vapeurs et saumures issues des éléments EV et FL2. L'effet parallèle croisé présenté à la

Figure 5.6 met aussi en exergue deux zones de production de vapeur ; FL2 et EV. Contrairement à la Figure 5.5, l'effet type parallèle croisé reçoit deux entrées d'eau salée. La première étant la saumure de l'effet qui précède avec une concentration plus élevée et la deuxième de faible concentration, provient directement de la mer.

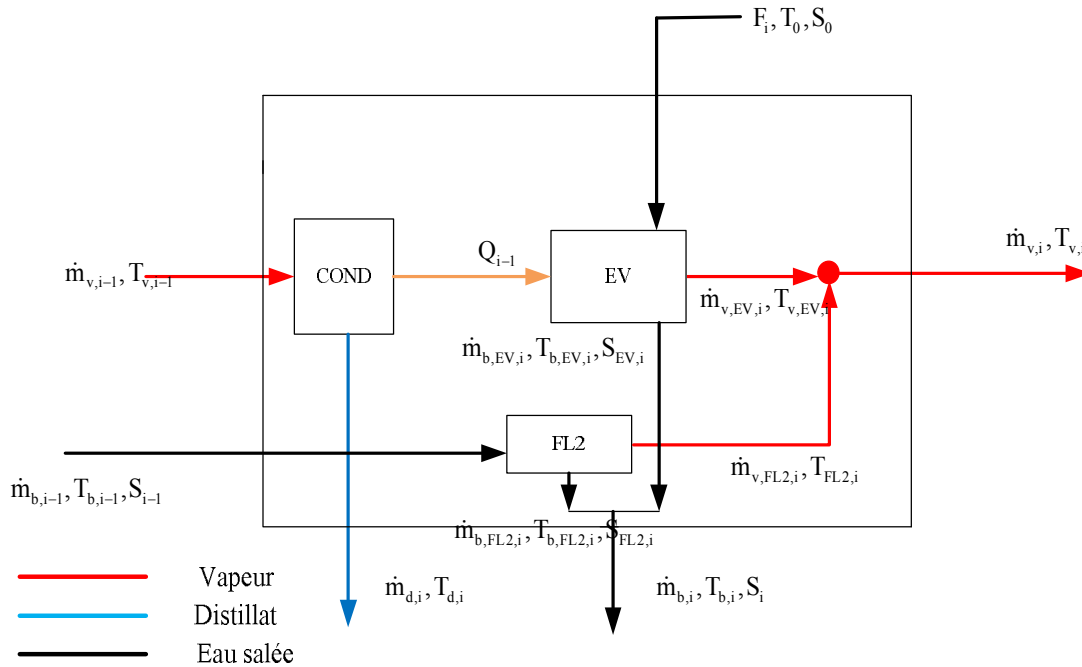


Figure 5.6 : Modèle d'un effet parallèle croisé

La modélisation mathématique de ces configurations se base sur les lois classiques (conservation de la masse, de l'énergie et les équations d'état des fluides) appliquées aux différents procédés : FL1 (détente ou flash), COND (condensation) et EV (évaporation). Pour analyser les différentes configurations, il est généralement nécessaire de développer un modèle distinct pour chacune d'entre elles, à l'exemple des travaux de (Hisham T El-Dessouky et al. 2000) et (Darwish & Abdulrahim 2008). Afin de comparer les différentes configurations, ceux-ci ont développé un modèle mathématique et des hypothèses spécifiques à chaque configuration. En termes de temps de calcul, cela s'avère fastidieux d'autant plus que la plupart des modèles mathématiques ne sont pas linéaires et les algorithmes utilisés sont souvent complexes. Il s'y ajoute une justification assez difficile du choix d'une configuration par rapport à une autre. Car sous certaines conditions de fonctionnement, deux configurations peuvent présenter des performances similaires (Darwish & Abdulrahim 2008) . La satisfaction

d'un critère de performance varie d'un type à un autre. Compte tenu de ces explications, le développement d'un modèle général est nécessaire afin de mettre en évidence les performances des configurations permettant ainsi de faciliter les choix.

5.3.3 Modèle de la superstructure

La superstructure regroupe les deux configurations citées dans la section précédente. Elle permet de simuler l'un ou l'autre des types d'alimentation. Grâce à cette superstructure, il est possible de mettre en évidence la contribution des différents composants et d'expliquer les procédés thermodynamiques qui se produisent dans un effet. Elle exclut par contre la simulation du modèle parallèle simple et du modèle d'alimentation par arrière d'après les justifications développées plus haut.

Le modèle pour tout effet de 2 à N se présente selon la figure 5.7 ci-dessous :

La superstructure englobe les deux configurations, parallèle croisé et type suiveur. Ainsi en mode parallèle croisé ($\alpha=1$; $\varphi=1$) elle fonctionne selon la Figure 5.6. Dans ce scénario, la saumure se dirige vers le flash FL2 pour se détendre alors que l'eau de mer subit une évaporation au niveau de (EV) après avoir reçu l'énergie de la condensation (COND). À la sortie du système sont recueillies la vapeur $\dot{m}_{v,i}$, et la saumure $\dot{m}_{b,i}$ qui sont issues des deux procédés. Le distillat $\dot{m}_{d,i}$ est également obtenu à la sortie de l'effet. Lorsque $\alpha = 0$ et $\varphi=0$, la superstructure fonctionne en mode suiveur. Dans ce cas, seuls les composants de la Figure 5.5 à savoir, COND, FL1 et EV, sont sollicités. La saumure se dirige vers FL1 et se détend, pour donner de la vapeur et une saumure plus concentrée en sel. Cette dernière s'évapore par la suite dans (EV) permettant ainsi d'obtenir de la vapeur et de l'eau salée. Quelle que soit la configuration choisie, l'évaporateur (EV) est toujours sollicité. La superstructure met donc en évidence la possibilité de trois points de production de vapeur dans un effet ; EV, FL1 et FL2.

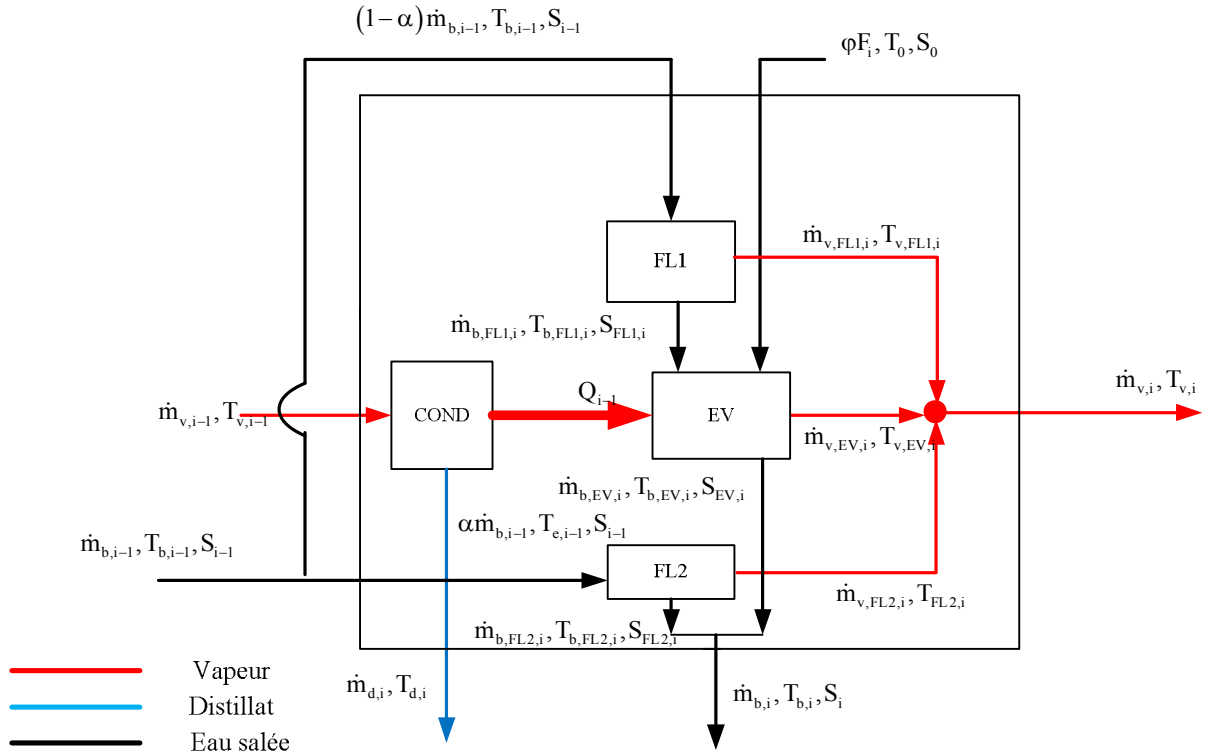


Figure 5.7 : Superstructure pour tout effet de 2 à N

Comme les modèles, précédents les relations mathématiques s'appuient sur les lois de conservation de la masse, d'énergie et aussi sur les équations d'état des fluides. En plus de ces lois classiques, la modalisation se base sur certaines hypothèses qui caractérisent le fonctionnement des effets en dessalement. Elles sont pratiquement utilisées dans tous les travaux relatifs à la distillation de l'eau de mer tels que ; (El-Sayed 2001; Shakib et al. 2012; Alasfour et al. 2005; Hisham T El-Dessouky et al. 2000). Parmi ces hypothèses on a :

- ✓ La vapeur obtenue au niveau des effets est saturée
- ✓ Régime établi et permanent ;
- ✓ Il n'y a pas d'échange de chaleur avec l'extérieur ;
- ✓ Les énergies cinétique et potentielle sont négligeables ;
- ✓ L'écart de température entre les effets ΔT_e est constant et identique, il s'exprime selon l'équation ci-après :

$$\Delta T_e = \frac{T_{e,1} - T_{e,N}}{N - 1} \quad (5.1)$$

$T_{e,1}$, et $T_{e,N}$ désignent les températures du premier et dernier effet alors que N représente le nombre d'effets. À partir d'Éq.(5.1), on démontre que la température d'un effet quelconque s'écrit grâce à l'expression (5.2). En augmentant N alors que ΔT_e et $T_{e,N}$ sont constants, la température du premier effet augmente. Par contre pour un N fixé, la température des effets augmente avec des ΔT_e élevés.

$$T_{e,i} = T_{e,N} + (N-i)\Delta T_e \quad (5.2)$$

Pour compléter les hypothèses du modèle, il faut noter que les vapeurs produites dans un effet par flash et par évaporation ont la même température ce qui s'exprime par l'équation (5.3), alors que la température d'un effet T_e est légèrement supérieure à celle de l'évaporation de l'eau contenue dans une solution salée (eau de mer, saumure, etc.). L'écart entre les deux, est appelé point d'ébullition de l'eau de mer (BPE). Quoique dépendant de la température et de la salinité dans l'effet, l'expression du BPE donnée par (H T El-Dessouky et al. 2000) est généralement prise égale à 0.8. le BPE est identique pour tous les effets tels que dans les travaux de (Alasfour et al. 2005; Shakib et al. 2012). La relation entre $T_{v,i}$ et $T_{e,i}$ est donnée par l'équation (5.4).

$$T_{v,FL1,i} = T_{v,FL2,i} = T_{v,EV,i} = T_{v,i} = T_{d,i} \quad (5.3)$$

$$BPE = T_{b,i} - T_{v,i} \quad (5.4)$$

On considère également que toutes les saumures ont la même température que celle de l'effet T_e comme l'exprime l'équation (5.5). Cette hypothèse est surtout utilisée dans les travaux de (Fiorini & Sciubba 2007).

$$T_{b,FL1,i} = T_{b,FL2,i} = T_{b,EV,i} = T_{e,i} \quad (5.5)$$

Pour simuler les deux configurations (suiveur et parallèle croisé) à partir d'un même modèle, on considère le couple $(\alpha ; \varphi)$. La valeur de α détermine si le débit entrant de la saumure $\dot{m}_{b,i-1}$ se dirige vers FL1 ou vers FL2 (voir Figure 5.7) tandis que la valeur de φ détermine si le débit de l'eau de mer alimente les effets de 2 à N ou non. Ce couple permet de définir le type de configuration, ainsi pour une combinaison $(\alpha=1 ; \varphi=1)$ le système fonctionne en mode parallèle croisé alors que le couple $(\alpha=0 ; \varphi=0)$ correspond au type suiveur. D'autres

configurations qui sont mathématiquement valables peuvent également être simulées. Parmi celles-ci on peut noter le cas où la superstructure reçoit simultanément la saumure $m_{b,i-1}$ à l'état 3 et le débit d'eau de mer qui arrive à l'état 6. Ce scénario correspond aussi au couple ($\alpha=0$; $\varphi=1$). La dernière configuration correspond au couple ($\alpha=1$; $\varphi=0$) où la saumure se dirige vers FL2 alors que EV n'est pas alimenté.

Les procédés thermodynamiques dans un effet (de 2 à N effets) sont présentés par les équations ci-après :

- Les équations de base du flash 1 (FL1) sont :

$$(1-\alpha)\dot{m}_{b,i-1} = \dot{m}_{v,FL1,i} + \dot{m}_{b,FL1,i} \quad (5.6)$$

$$(1-\alpha)\dot{m}_{b,i-1}S_{i-1} = \dot{m}_{b,FL1,i}S_{FL1,i} \quad (5.7)$$

$$(1-\alpha)\dot{m}_{b,i-1}h_{b,i-1} = \dot{m}_{v,FL1,i}h_{v,FL1,i} + \dot{m}_{b,FL1,i}h_{b,FL1,i} \quad (5.8)$$

- Les équations de base du flash 2 (FL2) sont :

$$\alpha\dot{m}_{b,i-1} = \dot{m}_{v,FL2,i} + \dot{m}_{b,FL2,i} \quad (5.9)$$

$$\alpha\dot{m}_{b,i-1}S_{i-1} = \dot{m}_{b,FL2,i}S_{FL2,i} \quad (5.10)$$

$$\alpha\dot{m}_{b,i-1}h_{b,i-1} = \dot{m}_{v,FL2,i}h_{v,FL2,i} + \dot{m}_{b,FL2,i}h_{b,FL2,i} \quad (5.11)$$

- Les équations lors de la condensation sont :

$$Q_{i-1} = \dot{m}_{v,i-1}h_{v,i-1} - \dot{m}_{d,i}h_{d,i} \quad (5.12)$$

$$\dot{m}_{v,i-1} = \dot{m}_{d,i} \quad (5.13)$$

- Les équations de base au niveau de l'évaporateur

$$\dot{m}_{b,FL1} + \varphi F_1 = \dot{m}_{v,EV,i} + \dot{m}_{b,EV,i} \quad (5.14)$$

$$\dot{m}_{b,FL1}S_{FL1,i} + S_0\varphi F_1 = \dot{m}_{b,EV,i}S_{EV,i} \quad (5.15)$$

$$Q_{i-1} + \dot{m}_{b,FL1}h_{b,FL1} + \varphi F_1 h_0 = \dot{m}_{v,EV,i}h_{v,EV,i} + \dot{m}_{b,EV,i}h_{b,EV,i} \quad (5.16)$$

- Le volume de contrôle global

$$\dot{m}_{b,i-1} S_{i-1} + S_0 \dot{F}_i = \dot{m}_{b,i} S_i \quad (5.17)$$

$$\dot{m}_{v,i} = \dot{m}_{v,FL1,i} + \dot{m}_{v,EV1,i} + \dot{m}_{v,FL2,i} \quad (5.18)$$

$$\dot{m}_{b,i} = \dot{m}_{b,FL2,i} + \dot{m}_{b,EV,i} \quad (5.19)$$

Le premier effet.

Quelle que soit la configuration, le fonctionnement du premier effet est identique et se présente selon la Figure 5.8. La vapeur fournie à l'état 1 se condense et sort à l'état 2. La chaleur ainsi dégagée est fournie à l'eau de mer entrant à l'état 6 ; une partie de celle-ci s'évapore et sort à l'état 7 (eau pure ; salinité = 0) tandis que le reste sort sous forme de liquide à l'état 8 avec une salinité S_8 plus élevée que celle de l'eau de mer S_0 .

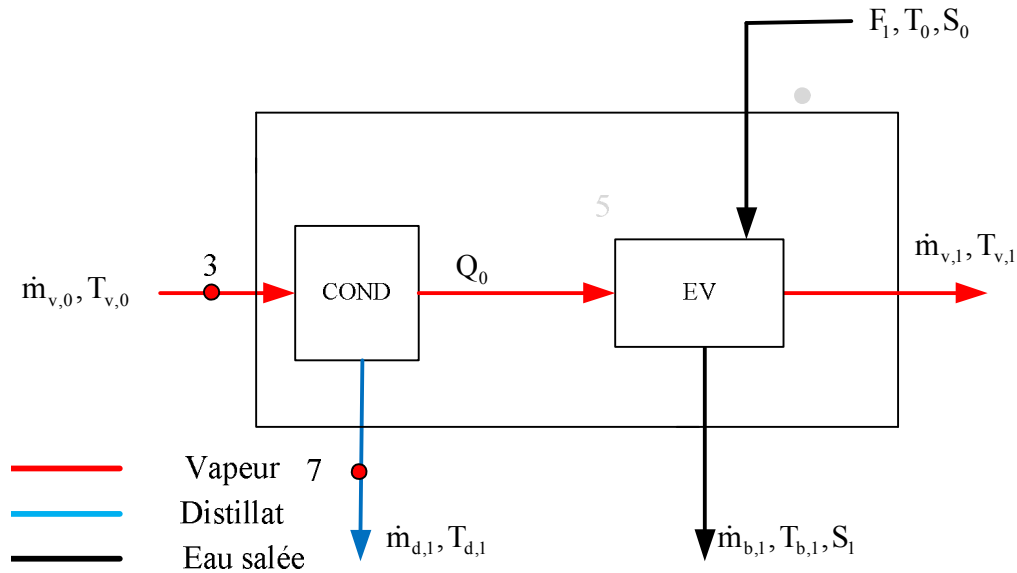


Figure 5.8 : Modèle du premier effet

- Les équations de base au niveau de l'évaporateur sont :

$$\dot{F}_1 = \dot{m}_{v,1} + \dot{m}_{b,1} \quad (5.20)$$

$$S_0 \dot{F}_1 = \dot{m}_{b,1} S_1 \quad (5.21)$$

$$Q_0 + \dot{F}_1 h_0 = \dot{m}_{v,1} h_{v,1} + \dot{m}_{b,1} h_{b,1} \quad (5.22)$$

➤ Les équations de base au niveau du condenseur

$$Q_0 = \dot{m}_{v,0} h_{v,0} - \dot{m}_{d,1} h_{d,1} \quad (5.23)$$

L'équation (5.24) exprime la conductance thermique d'un effet quelconque alors celle du premier effet se calcule grâce à l'expression (5.25) (Shakouri et al. 2010).

$$UA_i = \frac{Q_{i-1}}{\Delta T_e} \quad (5.24)$$

$$UA_1 = \frac{Q_0}{T_{v,0} - T_{e,1}} \quad (5.25)$$

Les équations (5.26) et (5.27) représentent respectivement la quantité totale d'eau potable obtenue du MEE et la quantité totale d'eau de mer fournie au MEE.

$$D = \sum_{i=1}^N \dot{m}_{v,i} \quad (5.26)$$

$$F_T = \sum_{i=1}^N F_i \quad (5.27)$$

5.3.4 Hypothèses spécifiques à la superstructure

Il est important de souligner que le modèle parallèle croisé se base également sur des hypothèses qui varient d'une étude à une autre. Par exemple (Amer 2009; Shakib et al. 2012) ont considéré un débit d'alimentation identique et constant pour tous les effets. Cette hypothèse s'écrit d'après l'équation(5.28).

$$\dot{F}_i = \frac{\sum_{i=1}^N \dot{F}_i}{N} \quad (5.28)$$

Par ailleurs afin d'éviter l'encrassement au niveau des effets, la salinité de la saumure à la sortie de chaque effet peut être supposée identique et s'exprime par la relation (5.29). Cette hypothèse est surtout utilisée dans les travaux de (Darwish & Alsairafi 2004; Alasfour et al. 2005; Darwish et al. 2006).

$$S_i = S_{i-1} \quad (5.29)$$

Contrairement aux modèles d'effets classiques de la littérature, le modèle adopté dans cette thèse permet d'utiliser les deux hypothèses (5.28) et (5.29) ainsi qu'une troisième Éq.(5.30). Celle-ci consiste à supposer que la saumure après le flash (FL2) a la même concentration en sel que celle obtenue à la suite de l'évaporation (EV) dans un effet. Cette hypothèse s'exprime par l'équation (5.30). Elle permet d'analyser le comportement du système notamment le profil de la concentration en sel à la sortie des effets, mais aussi le profil d'alimentation en eau de mer. Un tel scénario n'a jamais été abordé ou modélisé dans aucun des travaux relatifs au dessalement de l'eau de mer qui utilisent la configuration parallèle croisé.

$$S_{FL2,i} = S_{EV,i} \quad (5.30)$$

L'une des particularités du présent modèle réside également dans sa flexibilité à analyser les effets de chacune des trois hypothèses mentionnées ci-dessus.

5.3.5 Autres équations

Le modèle du système entier est complété par les équations mathématiques des composants externes au MEE, tels que, le condenseur, l'éjecteur, les pompes et le générateur (Figure 3.1). La modélisation de ces éléments a été développée dans le chapitre trois. En outre les caractéristiques thermodynamiques aux différents états ont été déterminées durant l'optimisation du système de dessalement global. À l'aide des bilans d'énergie (5.31)-(5.33) les propriétés aux états 6, 6', 6'' sont déterminées.

$$\dot{m}_{v,0}h_{v,0} + \dot{m}_4h_4 = \dot{m}_2h_{v,N} + \dot{m}_{b,N}h_N + \dot{m}_6h_6 + \dot{m}_1h_{d,1} + (\dot{m}_4 - F_T)h_{4'} \quad (5.31)$$

$$\sum_{i=1}^N \dot{m}_{d,i}h_{d,i} + (\dot{m}_{v,N} - \dot{m}_2)h_{6'} = \dot{m}_1h_{7'} + \dot{m}_6h_{61} \quad (5.32)$$

$$(\dot{m}_{v,N} - \dot{m}_2)(h_{v,N} - h_{6'}) = \dot{m}_4(h_{4'} - h_4) \quad (5.33)$$

5.3.6 L'analyse exergetique

Une fois les propriétés aux différents états déterminées, il est également possible de faire le bilan exergetique de chaque effet afin d'évaluer la dégradation de l'exergie. L'analyse

exergétique permet de mettre en évidence la destruction de l'exergie dans un effet. Pour ce fait, elle se base sur les équations (3.19)-(3.21) décrites dans la section 3.5.3. Ces équations sont appliquées à chaque procédé de l'effet. Ainsi l'exergie détruite durant l'évaporation (EV) est présentée par l'équation (5.34), celle de la condensation est illustrée par (5.35). Les équations (5.37) et (5.38) donnent respectivement les exergies détruites durant la détente de la saumure dans (FL1) et (FL2).

$$E_{\text{det,EV},i} = (E_{Q_{i-1}} + E_{F_i} + E_{b,\text{FL1},i}) - (E_{v,\text{EV},i} + E_{b,\text{EV},i}) \quad (5.34)$$

$$E_{\text{det,COND},i} = E_{v,i-1} - (E_{Q_{i-1}} + E_{c,i-1}) \quad (5.35)$$

$$E_{Q_{i-1}} = Q_{i-1} \left(1 - \frac{T_0}{T_{v,i-1}} \right) \quad (5.36)$$

$$E_{\text{det,FL1},i} = E_{b,i-1} - (E_{v,\text{FL1},i} + E_{b,\text{FL1},i}) \quad (5.37)$$

$$E_{\text{det,FL2},i} = E_{b,i-1} - (E_{v,\text{FL2},i} + E_{b,\text{FL2},i}) \quad (5.38)$$

Les exergies détruites durant le mélange de la vapeur et de la saumure sont illustrées respectivement par les équations (5.39) et (5.40).

$$E_{\text{det,melangvap},i} = (E_{v,\text{FL1},i} + E_{v,\text{FL2},i} + E_{v,\text{EV},i}) - E_{v,i} \quad (5.39)$$

$$E_{\text{det,melange,saum},i} = (E_{b,\text{FL2},i} + E_{b,\text{EV},i}) - E_{b,i} \quad (5.40)$$

Connaissant l'exergie détruite dans chaque composant, l'exergie détruite dans un effet correspond à la somme de toutes les destructions d'exergie. Elle s'écrit telle que :

$$E_{\text{det,effet},i} = \sum E_{\text{det,composant}} \quad (5.41)$$

Ainsi, ce modèle permet de comprendre et d'apporter des explications sur la destruction de l'exergie à l'intérieur d'un effet. Car la plupart des travaux portant sur l'analyse exergétique d'un effet tels que (Nafey et al. 2006a; Mabrouk et al. 2007; Shakib et al. 2012; Alasfour et al. 2005) font une analyse globale de l'effet. C'est-à-dire que le bilan exergétique dépend seulement des entrées et sorties de l'effet.

5.3.7 Conditions et étapes de résolution

Comme énoncées au niveau de la section 5.3.4, les caractéristiques de tous les composants externes du MEE sont connues. Ainsi les propriétés des fluides aux entrées et la sortie de l'éjecteur sont constantes. Les conditions de fonctionnement du générateur restent les mêmes. Les caractéristiques thermodynamiques des états fixes et à déterminer par ce modèle sont répertoriées respectivement dans le Tableau 5.1 et le Tableau 5.2. Alors que le Tableau 5.3 présente les pressions, températures et salinités fixées ainsi que les débits correspondant à calculer par ce modèle. Il est également important de préciser que la température et la pression aux états 6 et 61 sont également calculées.

Puisque la quantité de vapeur secondaire de l'éjecteur est connue, il faut que celle produite par le dernier effet du système soit toujours plus grande que celle de la configuration adoptée.

La résolution du modèle se base sur les étapes suivantes :

- la première étape de résolution consiste à fixer les variables ci-après :
 - l'écart de température entre les effets ΔT_e ;
 - le nombre d'effets N ;
 - le point d'ébullition de l'eau de mer : BPE ;

En fixant ces variables et grâce aux équations (5.1)-(5.2), on détermine toutes les températures de la superstructure telles que celles de l'effet, des vapeurs, des saumures, etc.

- La deuxième étape est le choix du type de configuration parallèle croisé ou suiveur grâce aux valeurs de $(\alpha ; \varphi)$. Selon le type de configuration, le modèle est complété par des hypothèses suivantes :
 - Si le parallèle croisé est adopté, une des hypothèses exprimées par les relations (5.28), (5.29) et (5.30) est choisie pour compléter les équations de la superstructure ;
 - Par contre, en choisissant le type suiveur, les équations de la superstructure sont complétées par la relation (5.28) et $F_1 = F_T$ car $\varphi = 0$.
- L'étape trois est celle de la résolution simultanée des équations (5.6)-(5.23) et aussi la relation de l'hypothèse complémentaire. Cela permet ainsi de déterminer tous les débits des vapeurs, des saumures, les différentes salinités et l'énergie Q_i transférée utilisée par l'effet i . Le Tableau 5.2 résume les paramètres déterminés par la superstructure.

Tableau 5.1 : Les variables fixes issues du Tableau 3.7

États	Fluides	Pression (kPa)	Température (°C)	Débits (kg/s)
Entrée source de chaleur	Gaz parfait	101	400	42.63
Pincement du générateur	Gaz parfait	101	229	42.63
Sortie source de chaleur	Gaz parfait	101	166.9	42.63
1	Eau pure $S_1 = 0$	2500	234	4.08
2	Eau pure $S_2 = 0$	6.77	38.4	1.44
3	Eau pure $S_3 = 0$	27.1	141.3	5.52
7	Eau pure $S_7 = 0$	27.1	66.8	4.08
8	Eau pure $S_8 = 0$	2500	67.0	4.08
8*	Eau pure $S_{8^*} = 0$	2500	224	4.08

Tableau 5.2 : Paramètres déterminés par la superstructure

Débits des vapeurs (kg/s)	Débits des saumures (kg/s)	Salinités (g/kg)	Les températures (°C)
$\dot{m}_{v,i}$, $\dot{m}_{v,EV,i}$, $\dot{m}_{v,FL1,i}$, $\dot{m}_{v,FL2,i}$	$\dot{m}_{b,i}$, $\dot{m}_{b,EV,i}$, $\dot{m}_{b,FL1,i}$, $\dot{m}_{b,FL2,i}$	S_i , $S_{EV,i}$, $S_{FL1,i}$, $S_{FL2,i}$	T_i , $T_{v,FL1}$, $T_{v,FL2}$ $T_{v,EV}$, $T_{v,i}$, $T_{b,FL1}$, $T_{b,FL2}$, $T_{b,EV}$

- La dernière étape est la détermination des conductances thermiques de chaque effet UA_i , le débit total d'eau produit $D=m_6$, la quantité totale d'eau de mer fournie au MEE notée F_T respectivement grâce aux équations (5.24)-(5.27). Cette étape permet également de compléter les variables du Tableau 5.3.

Tableau 5.3 : Autres variables déterminées par le modèle détaillé

États	Fluides	Pression (kPa)	Température (°C)	Débits (kg/s)
4	Eau de mer $S_4 = 35 \text{ g/kg}$	101	25	Inconnu
4'	Eau de mer $S_4 = 35 \text{ g/kg}$	101	30	Inconnu
5	Saumure $S_5 = 70 \text{ g/kg}$	101	38.4	Inconnu
6	Eau pure $S_6 = 0$	Inconnu	Inconnu	Inconnu

5.4 Résultats : Configuration parallèle croisée

5.4.1 Cas des débits d'alimentation identiques

Cas de base tel que $\Delta T_e=2$

Dans cette section on considère que la superstructure fonctionne en mode parallèle croisé correspondant également à $\alpha=1$ et $\varphi=1$. En plus des variables fixées dans le Tableau 5.1, on suppose que le point d'ébullition BPE=0.8 °C et le nombre d'effets N=8. Alors que l'écart de température $\Delta T_e=2$ °C.

Tableau 5.4 présente les résultats des conditions définies ci-dessus. Dans cette configuration la vapeur produite dans un effet, à l'exception du premier, est la somme de deux évaporations (Figure 5.10). La première a lieu dans l'évaporateur EV ; elle est le résultat de la consommation de l'énergie fournie par l'effet qui précède sous forme de vapeur. La deuxième est obtenue par détente de la saumure qui entre dans l'effet (FL2). Au niveau du premier effet, la vapeur est obtenue seulement par l'évaporation causée par l'énergie Q_0 fournie par l'éjecteur. Il faut également noter que $Q_0=14365 \text{ kW}$ et est constante quelles que soient les conditions de simulation de la superstructure. Le Tableau 5.4 montre que la plus grande production de vapeur $\dot{m}_{v,EV}$ dans EV a lieu dans le premier effet et qu'elle diminue ensuite d'un effet à un autre. Ces phénomènes s'expliquent par une diminution de l'énergie Q_i fournie d'un effet à un autre (voir Tableau 5.4). L'énergie maximale est fournie au premier effet, ce qui montre que la vapeur produite dans ce dernier soit plus importante.

La diminution de Q_i entraîne aussi celle de la conductance thermique UA_i à travers les effets, car l'écart de température entre les effets est le même. La faible conductance thermique du premier effet par rapport aux autres est due à un écart de température élevé entre le premier effet et la vapeur à la sortie de l'éjecteur (Tableau 5.5). Contrairement, à $\dot{m}_{v,EV}$, le débit $\dot{m}_{v,FL2}$ produit par détente au niveau de (FL2) augmente d'un effet à un autre. Cela est dû à des pressions de plus en plus faibles à travers les effets. Cette augmentation semble négligeable par rapport à la diminution de $\dot{m}_{v,EV}$, car la vapeur totale m_v produite par un effet diminue du premier au dernier effet. Les résultats du tableau montrent également que la salinité de la saumure décroît d'un effet à un autre avec une concentration maximale dans le premier effet. Ce phénomène peut s'expliquer en se basant sur les équations (5.42) et (5.43). Elles représentent respectivement, les expressions de la vapeur produite par le premier effet et celle d'un effet quelconque. La relation (5.42) est obtenue en combinant les équations (5.20) et (5.21). Cette expression montre que la production de vapeur dans cet effet ne peut avoir lieu que si la salinité S_1 est plus grande que S_0 . L'équation (5.43) est une combinaison des relations (5.17)-(5.19). Les résultats numériques des débits du Tableau 5.4 peuvent être vérifiés par l'équation (5.40) ce qui confirme ainsi que la salinité décroît d'un effet à un autre.

$$\dot{m}_{v,1} = \dot{F}_1 \left(1 - \frac{S_0}{S_1} \right) \quad (5.42)$$

$$\dot{m}_{v,i} = \dot{F}_i \left[\left(1 - \frac{S_0}{S_i} \right) + (i-1) S_0 \left(\frac{1}{S_{i-1}} - \frac{1}{S_i} \right) \right] \quad (5.43)$$

Tableau 5.4 : Les propriétés thermodynamiques des effets pour un même débit d'alimentation dans tous les effets

EFFET[i]	F[i]' (kg/s)	T[i]' (°C)	Tv[i]' (°C)	P[i]' (kPa)	'Q[i]' (kW)	mb[i]' (kg/s)	mv_EV[i]' ' (kg/s)	mv_FL2[i]' ' (kg/s)	mv[i]' (kg/s)	S[i]' (g/kg)	UA[i]' (kW/K)
1	9.67	53.2	52.4	14.44	14365	3.99	5.67		5.67	85	158
2	9.67	51.2	50.4	13.10	13483	8.32	5.32	0.012	5.33	81	6742
3	9.67	49.2	48.4	11.86	12709	12.95	5.02	0.026	5.04	78	6355
4	9.67	47.2	46.4	10.73	12045	17.81	4.76	0.041	4.80	76	6023
5	9.67	45.2	44.4	9.68	11494	22.86	4.55	0.057	4.61	74	5747
6	9.67	43.2	42.4	8.73	11057	28.05	4.40	0.073	4.47	72	5529
7	9.67	41.2	40.4	7.86	10737	33.34	4.29	0.089	4.38	71	5368
8	9.67	39.2	38.4	7.07	10534	38.68	4.23	0.106	4.33	70	5267
TOTAL	77.36					38.68			38.63		

Le Tableau 5.5 met en évidence l'exergie aux différents états et celle détruite au niveau des composants d'un effet. Il présente également l'évolution de l'exergie totale détruite dans un effet à un autre. L'exergie détruite dans le MEE décroît du premier au dernier effet. Cela est dû principalement à la réduction de l'exergie détruite durant le procédé d'évaporation (EV) d'un effet à un autre. L'exergie détruite dans ce composant correspond à environ 88% de l'exergie totale détruite dans un effet et le reste est partagé par les procédés de condensation, de détente de la saumure (FL2), et de mélange des saumures de (EV) et (FL2). La diminution de la destruction d'exergie dans (EV) d'un effet à un autre est due à la réduction de Q_i , et du facteur de Carnot $(1-T_0/T_{v,i})$, car $T_{v,i}$ diminue. Il faut également souligner que l'exergie disponible aux différentes sorties de (EV) diminue. Tous ces facteurs réunis contribuent à une baisse de l'exergie détruite durant l'évaporation dans (EV) (voir Éq.(5.34)).

Bien que la destruction d'exergie lors du flash (FL2) soit faible par rapport à celle de (EV) (Tableau 5.5), elle montre cependant une tendance croissante à travers les effets. Ce phénomène résulte d'une part de l'augmentation de l'exergie de la saumure à la sortie d'un effet. Et d'autre part, on a l'augmentation des exergies $E_{b,FL2}$ et $E_{v,FL2}$ qui est négligeable devant celle $E_{b,i-1}$ d'un effet à un autre (Tableau 5.5).

Tableau 5.5 : Les états exergetiques et l'exergie détruite dans chaque composant d'un effet

EFFET[i]	E_{Fi}' (kW)	E_{bi}' (kW)	E_{vi}' (kW)	$E_{vc,i}'$ (kW)	$E_{b,FL2i}'$ (kW)	$E_{v,FL2i}'$ (kW)	$E_{b,EVi}'$ (kW)	$E_{v,EVi}'$ (kW)	E_{Qi}' (kW)	$E_{det,FL2i}'$ (kW)	$E_{det,EVi}'$ (kW)	$E_{det,COND}'$ (kW)	$E_{det,msi}'$ (kW)	$E_{det,effet}'$ (kW)
1	1.39	27.51	1169	27.98			27.51	1169	1135		571.9	161.1		733.1
2	1.39	50.16	1026	22.66	24.93	2.462	25.27	1024	998.2	0.11	87.65	11.01	0.05	98.82
3	1.39	67.92	900.4	18.22	45.15	4.765	22.86	895.6	877	0.24	81.08	9.876	0.10	91.29
4	1.39	80.93	789.6	14.51	60.71	6.827	20.35	782.8	770.1	0.38	75.19	8.913	0.14	84.62
5	1.39	89.47	692.2	11.44	71.82	8.573	17.82	683.6	675.8	0.53	70.05	8.108	0.17	78.87
6	1.39	94.02	606	8.89	78.84	9.939	15.36	596.1	592.3	0.69	65.75	7.454	0.19	74.08
7	1.39	95.17	529.2	6.77	82.31	10.87	13.05	518.3	517.6	0.84	62.34	6.939	0.19	70.31
8	1.39	93.66	459.5	5.01	82.87	11.31	10.96	448.2	449.7	0.99	59.86	6.551	0.18	67.58

Effets de l'écart de température ΔT_e

La Figure 5.9 et la Figure 5.13 présentent l'évolution de la quantité d'énergie, de la vapeur produite, de la salinité, de la conductance thermique ainsi que de l'exergie totale détruite à travers les effets en fonction de l'écart de température. Les conditions de simulation définies dans le cas de base ci-dessus restent les mêmes excepté que ΔT_e varie entre 1 et 5. Le Tableau 5.6 illustre les effets d'une variation de l'écart de température sur la production totale, la quantité d'eau de mer fournie et les variables mentionnées dans le Tableau 5.3.

La Figure 5.9 montre que l'augmentation de ΔT_e entraîne la diminution de la vapeur totale produite dans un effet. Ce constat est le résultat de deux phénomènes, le premier est la diminution de l'énergie Q_i fournie par chaque effet (Figure 5.10). Le deuxième est l'augmentation de l'énergie sensible nécessaire à l'échauffement de l'eau de mer entrant dans le système avant son évaporation, mais aussi la diminution de l'énergie latente. En effet lorsque ΔT_e augmente, la température de l'effet croît (voir équation (5.1)) et par conséquent l'écart de température $T_{v,i}-T_0$, augmente. Donc il faut plus d'énergie pour élever la température de l'eau de mer de T_0 jusqu'à $T_{v,i}$. Ce qui a pour conséquence une réduction de l'énergie latente, car une bonne partie de Q_i est transformée en chaleur sensible. Cependant Il est important de préciser que les conditions de fonctionnement du dernier effet restent inchangées car sa température et sa salinité sont fixées quelle que soit la valeur de ΔT_e . Ainsi une bonne partie de l'énergie Q_i est transformée en vapeur car la chaleur latente et l'énergie sensible restent constantes. Cela explique également que pour $\Delta T_e=5$, la vapeur produite dans le dernier effet soit plus importante que celle de l'effet qui le précède (Figure 5.9).

Sachant que la production de vapeur dans un effet est réduite quand ΔT_e croît, il est évident que la production totale $D=\dot{m}_6$ diminue aussi comme le montrent les résultats du Tableau 5.6. Ceci permet de conclure que pour obtenir une quantité d'eau potable assez importante ΔT_e doit être réduit. Il est aussi intéressant de noter que la quantité totale d'eau de mer $F_T=\Sigma F_i$ qui alimente le système de dessalement est plus importante pour des écarts de température ΔT_e plus faibles (Tableau 5.6).

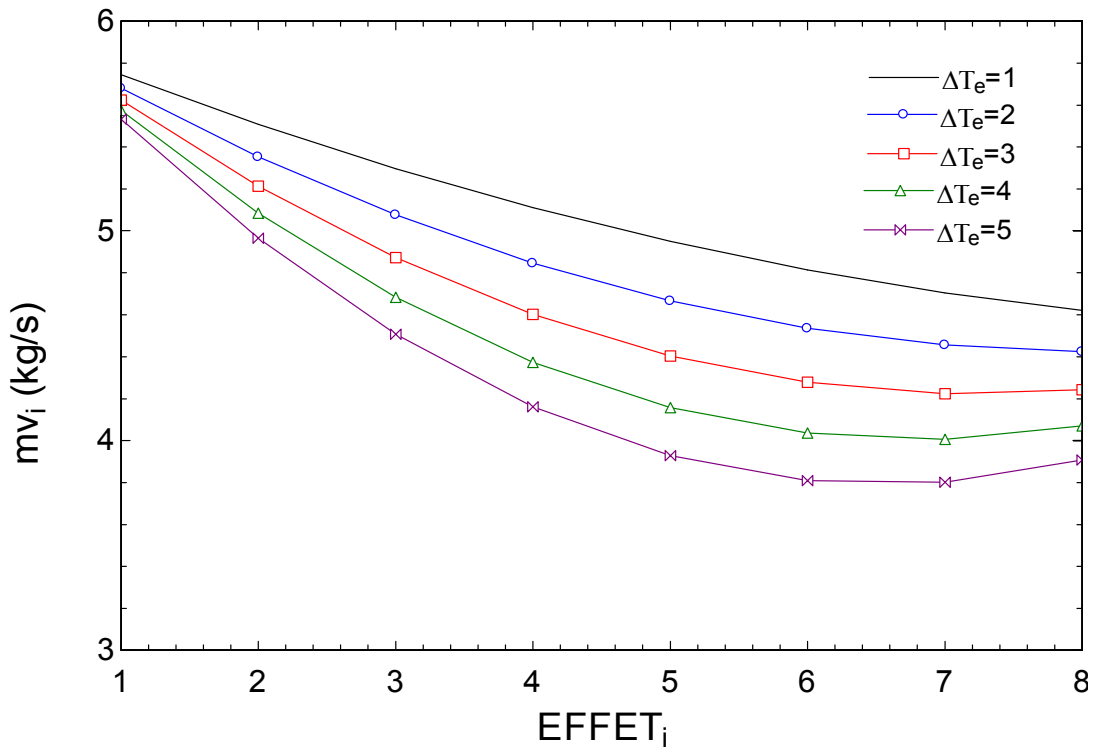


Figure 5.9 : Le débit de vapeur produit dans chaque effet pour différentes valeurs de ΔT_e et des débits d'alimentation identiques

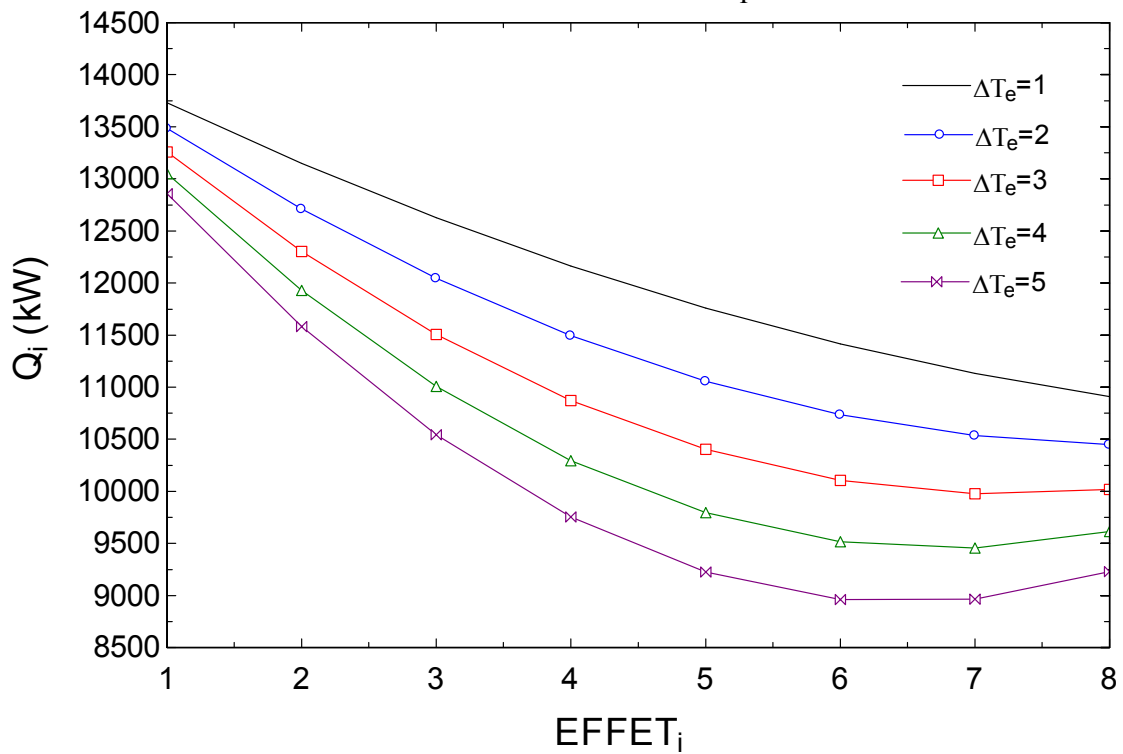


Figure 5.10 : La variation de l'énergie fournie d'un effet à un autre en fonction de ΔT_e type parallèle croisé

Tableau 5.6 : Production totale d'eau potable et d'eau de mer consommée en fonction de ΔT_e .

ΔT_e (°C)	m_4 (kg/s)	m_4' (kg/s)	m_5 (kg/s)	m_6 (kg/s)	FT (kg/s)	D (kg/s)
1	89.68	8.97	40.35	40.35	80.71	40.35
2	85.95	8.6	38.68	38.68	77.35	38.68
3	82.48	8.24	37.12	37.12	74.24	37.12
4	79.26	7.92	35.67	35.67	71.34	35.67
5	76.26	7.63	34.32	34.32	68.63	34.32

Lorsque le système fonctionne avec des débits identiques, la Figure 5.11 montre que la saumure à la sortie d'un effet contient de moins en moins de sel quand l'écart de température entre les effets diminue. Cela s'explique par une consommation d'eau de mer F_i plus importante quand ΔT_e diminue (Tableau 5.6). La saumure du premier effet reste toujours la plus concentrée.

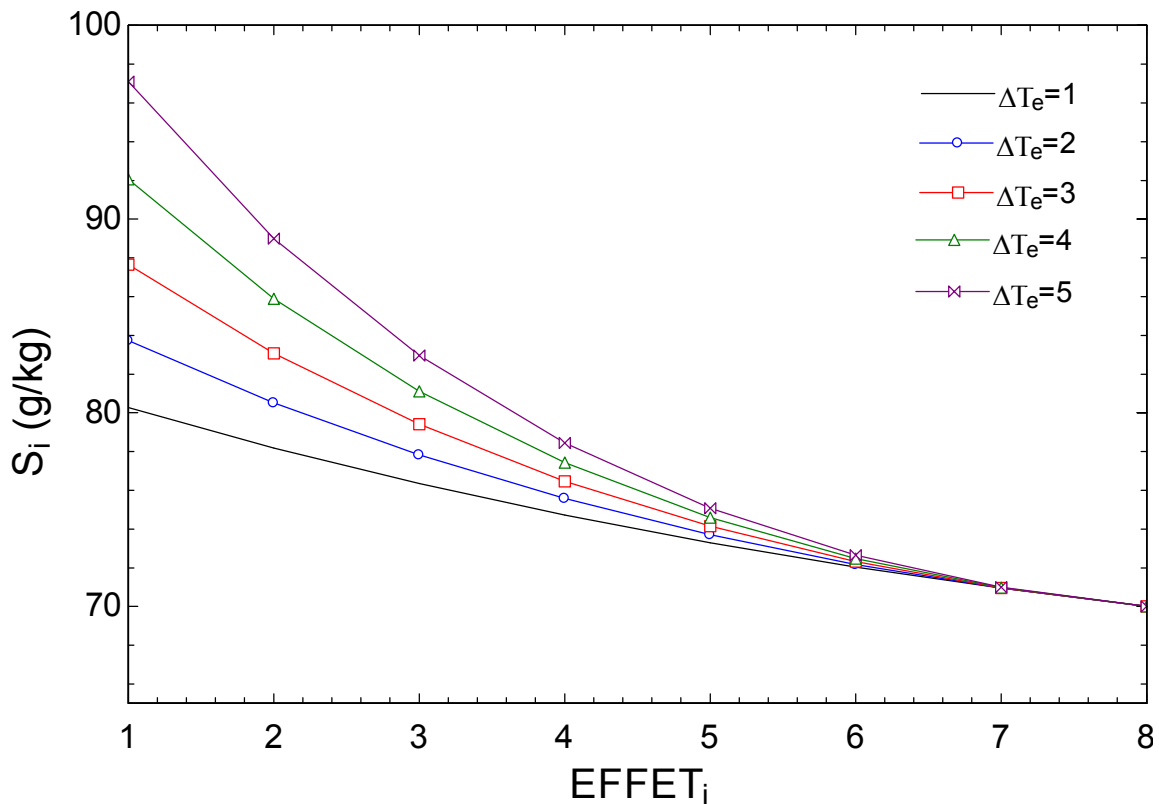


Figure 5.11 : Évolution de la salinité à la sortie des effets pour différentes valeurs de ΔT_e et des débits d'alimentation identiques

Selon les résultats du Tableau 5.4, en fixant ΔT_e , la production de vapeur d'un effet à un autre est décroissante. De plus en se basant sur le fait que la vapeur produite par le dernier effet doit être toujours plus grande que celle aspirée par l'éjecteur. Il est donc évident qu'il existe un nombre maximal d'effets pour tout ΔT_e car \dot{m}_2 est constant quelles que soient les conditions de simulation. Cela résulte également sur une production d'eau potable maximale D_{\max} . Ainsi dans les conditions de simulation telles que BPE=0.8 °C, on obtient le Tableau 5.7 qui présente les valeurs maximales lorsque ΔT_e varie entre 1 et 5. Les résultats montrent que N_{\max} diminue quand ΔT_e devient de plus en plus grand. Cela est dû à diminution de la production totale d'eau potable lorsque ΔT_e augmente. Le Tableau 5.8 met évidence la diminution de la vapeur produite par le dernier effet lorsque le N augmente pour BPE=0.8 °C $\Delta T_e=2$

Tableau 5.7 : N_{\max} et D_{\max} pour différents ΔT_e pour des débits d'alimentation identiques.

ΔT_e	N_{\max}	D_{\max} (kg/s)
1	16	66.3
2	13	52.63
3	11	44.81
4	10	40.3
5	9	36.58

Tableau 5.8 : Vapeur produite par le dernier effet quand N varie

N	$m_{v,N}$ (kg/s)	D (kg/s)
2	5.61	11.38
4	5.21	21.77
6	4.78	30.91
8	4.33	38.68
10	3.89	45.02
12	3.45	49.98

La Figure 5.12 illustre la variation de la conductance thermique des effets sous l'influence de l'écart de température entre les effets ΔT_e . Pour des valeurs de ΔT_e élevées, la conductance thermique diminue, car celle de Q_i est négligeable devant l'augmentation de ΔT_e .

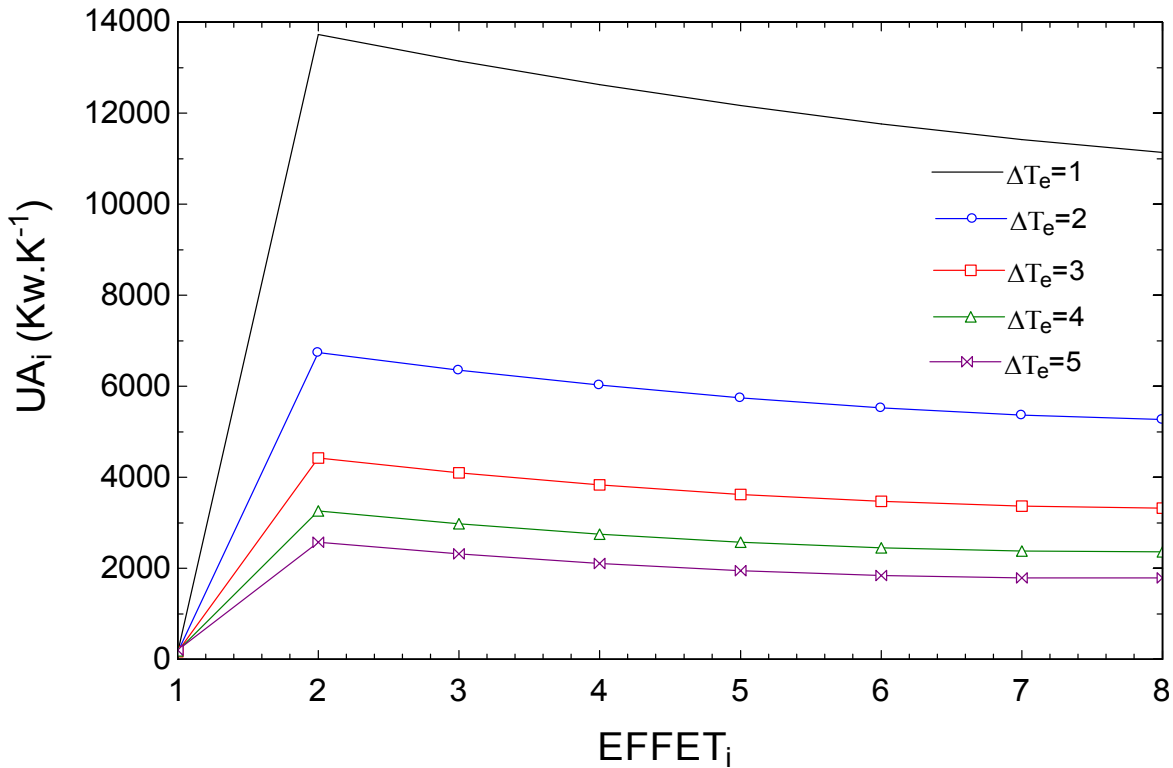


Figure 5.12 : La conductance thermique par effet pour différentes valeurs de ΔT_e et des débits d'alimentation identiques

Les résultats de l'analyse exergetique des effets qui visent à comprendre la dégradation de l'exergie à travers les effets de même que l'influence de ΔT_e sont présentés sur la Figure 5.13. La variation de ΔT_e entraîne d'une part la réduction de l'exergie détruite lorsque ΔT_e diminue. Ce phénomène n'est pas valable pour tous les effets, car l'exergie détruite dans le premier effet devient plus faible si ΔT_e est grand. La destruction d'exergie augmente pour ΔT_e grand, car, la température de l'effet augmente et par conséquent $T_{v,i}$ aussi devient élevée. Comme mentionné plus haut, la destruction de l'exergie dans un effet est due à grande partie à celle dans EV. Ainsi en augmentant ΔT_e , Q_i diminue, mais cela entraîne un facteur de Carnot plus élevé. Étant donné que la variation de ce dernier est plus importante donc E_{Q_i} augmente. Bien que les exergies aux sorties de EV soient également croissantes, les résultats numériques montrent que leur variation est négligeable devant celle de E_{Q_i} . Donc dans un même effet, lorsqu'on augmente la température, la destruction d'exergie augmente (voir Éq.(5.34)).

D'autre part pour une valeur $\Delta T_e = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ la destruction importante d'exergie ne se fait plus au niveau du premier effet, mais plutôt dans le second effet. La principale raison à ce phénomène est qu'en augmentant ΔT_e , on réduit l'écart de température entre le premier effet et la vapeur à la sortie de l'éjecteur c'est à dire $(T_3 - T_{v1})$. Ceci a pour conséquence la diminution de l'exergie détruite dans cet effet.

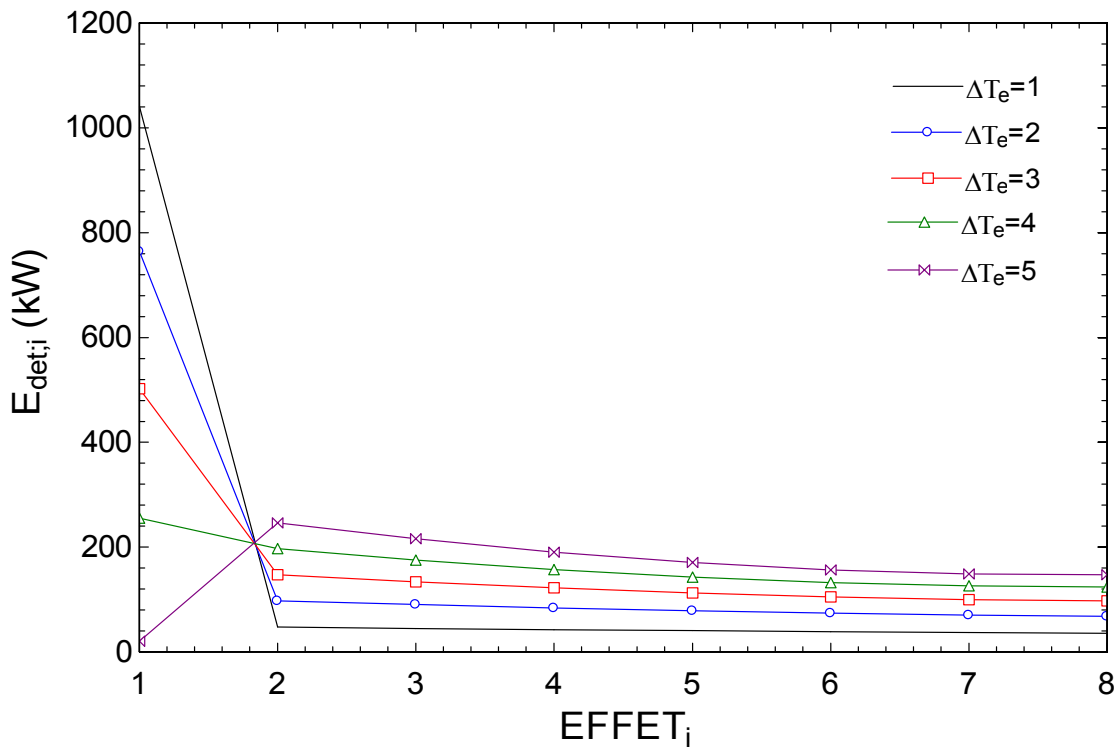


Figure 5.13 : Dégradation de l'exergie à travers les effets et en fonction de ΔT_e pour des débits identiques

5.4.2 Cas d'une salinité identique au niveau des effets

Dans ce cas présent, les conditions de simulation restent les mêmes que lorsque les débits sont identiques. En lieu et place d'une hypothèse de débit identique, on considère que la salinité de la saumure à la sortie de chaque effet est la même. Les résultats du Tableau 5.9 sont obtenus en considérant que $\Delta T_e = 2 \text{ }^\circ\text{C}$. On note les mêmes constats que dans le cas de débits identiques où la production d'eau potable, Q_i , et la conductance thermique UA_i diminuent d'un effet à un autre. Par contre le débit d'alimentation en eau de mer décroît du premier au dernier effet. En adoptant la même méthode décrite pour déterminer les équations (5.42) et (5.43), excepté le

premier effet on démontre que la vapeur produite dans un effet s'écrit grâce à l'équation (5.44). La vapeur dans le premier effet s'exprime toujours par (5.43)

$$\dot{m}_{v,1} = \dot{F}_1 \left(1 - \frac{S_0}{S_1} \right) \quad (5.44)$$

Selon la relation (5.44) la production d'eau potable dans un effet est proportionnelle au débit d'eau de mer fourni. Puisque $\dot{m}_{v,i}$ diminue et que le terme entre parenthèses est constant quel que soit l'effet, il est donc évident que F_i diminue aussi d'un effet à un autre comme en attestent les résultats numériques du Tableau 5.9.

Tableau 5.9 : Les propriétés thermodynamiques des effets pour une même salinité dans tous les effets

EFFET [i]	F [i]' (kg/s)	T [i]' (°C)	Tv [i]' (°C)	P [i]' (kPa)	'Q [i]' (kW)	mb [i]' (kg/s)	mv_EV [i]' ' (kg/s)	mv_FL2 [i]' ' (kg/s)	mv [i]' (kg/s)	S [i]' (g/kg)	UA [i]' (kW/K)
1	11.23	53.2	52.4	14.44	14365	5.61	5.67		5.61	70	158
2	10.51	51.2	50.4	13.10	13338	10.87	5.32	0.012	5.25	70	6669
3	9.93	49.2	48.4	11.86	12506	15.83	5.02	0.026	4.96	70	6253
4	9.48	47.2	46.4	10.73	11842	20.57	4.76	0.041	4.74	70	5921
5	9.14	45.2	44.4	9.68	11327	25.14	4.55	0.057	4.57	70	5663
6	8.90	43.2	42.4	8.73	10945	29.59	4.40	0.073	4.45	70	5472
7	8.76	41.2	40.4	7.86	10683	33.97	4.29	0.089	4.38	70	5342
8	8.71	39.2	38.4	7.07	10533	38.32	4.23	0.106	4.35	70	5267
TOTAL	76.65					38.32			38.32		

La Figure 5.14 présente le profil de distribution de l'eau d'alimentation pour différents écarts de température entre les effets. Pour un nombre d'effets N, le débit de l'eau de mer reçu est décroissant à travers les cellules et la distribution n'est pas non plus linéaire. Lorsqu'on augmente ΔT_e , le débit F_i d'un même effet diminue. Cette diminution est largement due à celle de $\dot{m}_{v,i}$. Ce dernier dépend également de Q_i qui décroît dans un même effet pour différentes valeurs de ΔT_e croissantes (Figure 5.10).

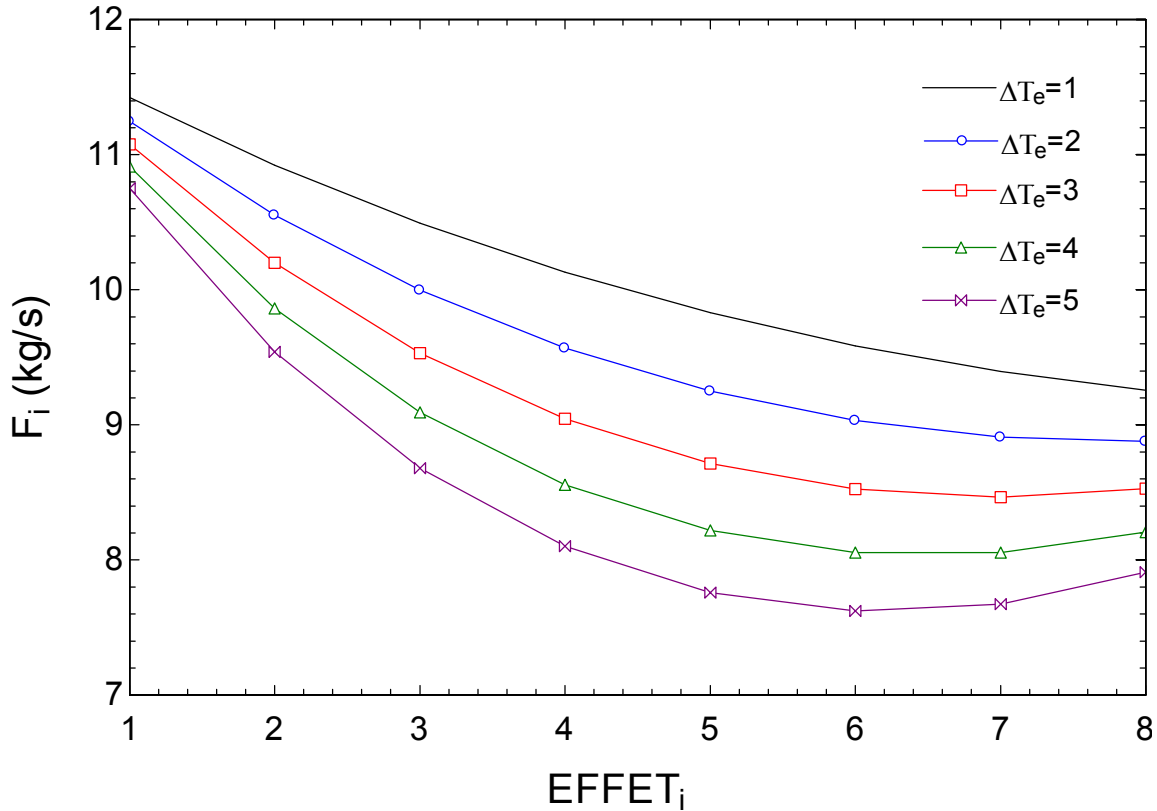


Figure 5.14 : L'évolution du débit d'alimentation F_i à salinité identique en fonction de ΔT_e

5.4.3 Cas où les débits et les salinités ne sont pas identiques

Cette hypothèse ne tient compte ni de la salinité à la sortie ni de la façon dont les différents effets sont alimentés. Elle s'appuie par contre sur le fait que la saumure après l'évaporation (EV) et celle après flash (FL2) ont la même concentration en sel. Il faut aussi souligner que les différentes remarques par rapport à la quantité de vapeur produite, à la conductance thermique et les pertes exergetiques des effets de ΔT_e et N restent également valables. Dans ces conditions, les effets doivent être alimentés de manière décroissante du premier au dernier effet (voir Figure 5.15). De plus si la salinité du dernier effet est fixée comme dans le chapitre trois, les concentrations des saumures augmentent du premier au dernier effet (Figure 5.16). Comme les configurations précédentes, la vapeur produite dans un effet peut s'exprimer grâce à l'équation (5.45).

$$\dot{m}_{v,i} = \dot{F}_i \left(1 - \frac{S_0}{S_i} \right) + S_0 \sum_{k=1}^{i-1} \dot{F}_k \left(\frac{1}{S_k} - \frac{1}{S_i} \right) \quad (5.45)$$

Tableau 5.10 : Les propriétés thermodynamiques des effets pour une salinité et un débit d'alimentation quelconque

EFFET[i] '	F[i]' (kg/s)	T[i]' (°C)	Tv[i]' (°C)	P[i]' (kPa)	'Q[i]' (kW)	mb[i]' (kg/s)	mv_EV[i]' ' (kg/s)	mv_FL2[i]' ' (kg/s)	mv[i]' (kg/s)	S[i]' (g/kg)	UA[i]' (kW/K)
1	11.490	53.2	52.4	14.44	14365	5.88			5.61	68.4	156
2	10.700	51.2	50.4	13.10	13351	11.31	5.24	0.019	5.26	68.7	6675
3	10.060	49.2	48.4	11.86	12539	16.39	4.95	0.037	4.98	68.9	6269
4	9.561	47.2	46.4	10.73	11901	21.17	4.72	0.053	4.77	69.1	5950
5	9.183	45.2	44.4	9.68	11415	25.74	4.55	0.068	4.62	69.3	5708
6	8.914	43.2	42.4	8.73	11065	30.14	4.43	0.083	4.51	69.6	5532
7	8.742	41.2	40.4	7.86	10836	34.43	4.36	0.097	4.45	69.8	5418
8	8.661	39.2	38.4	7.07	10720	38.65	4.33	0.110	4.44	70.0	5360
TOTAL	77.31					38.65			38.65		

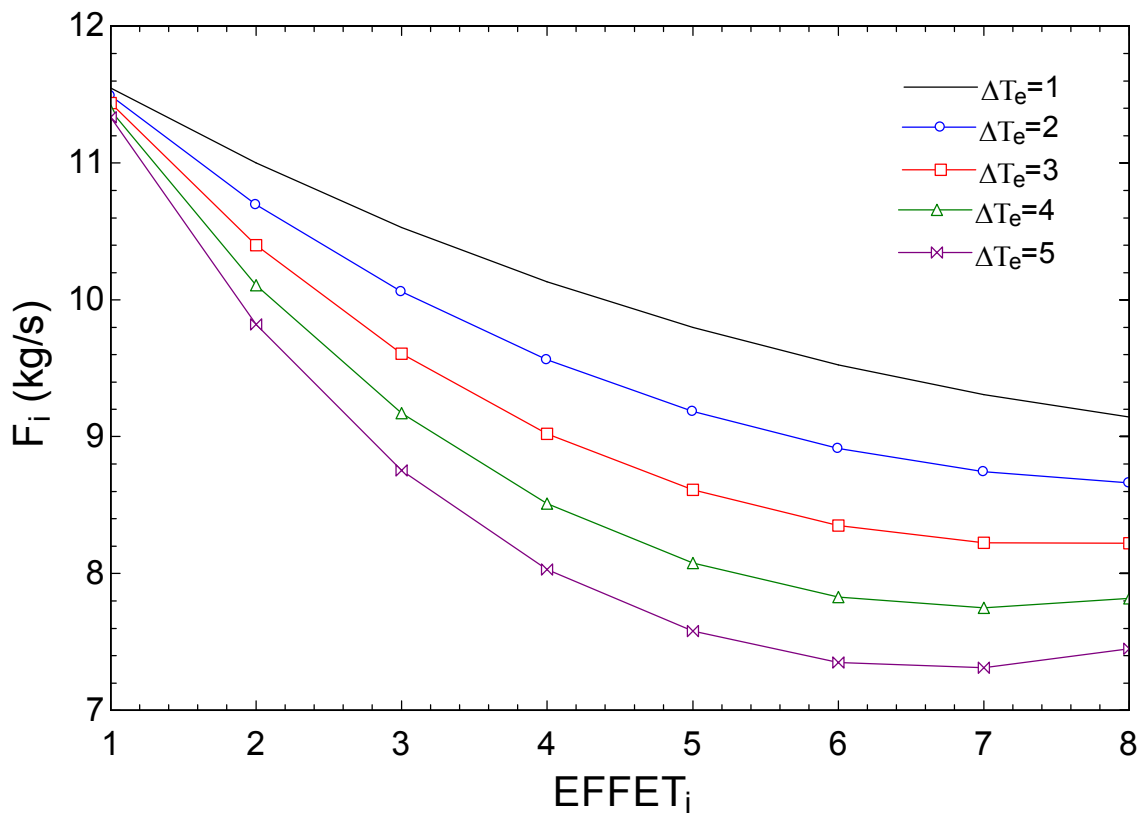


Figure 5.15 : L'évolution du débit d'alimentation F_i en fonction de ΔT_e

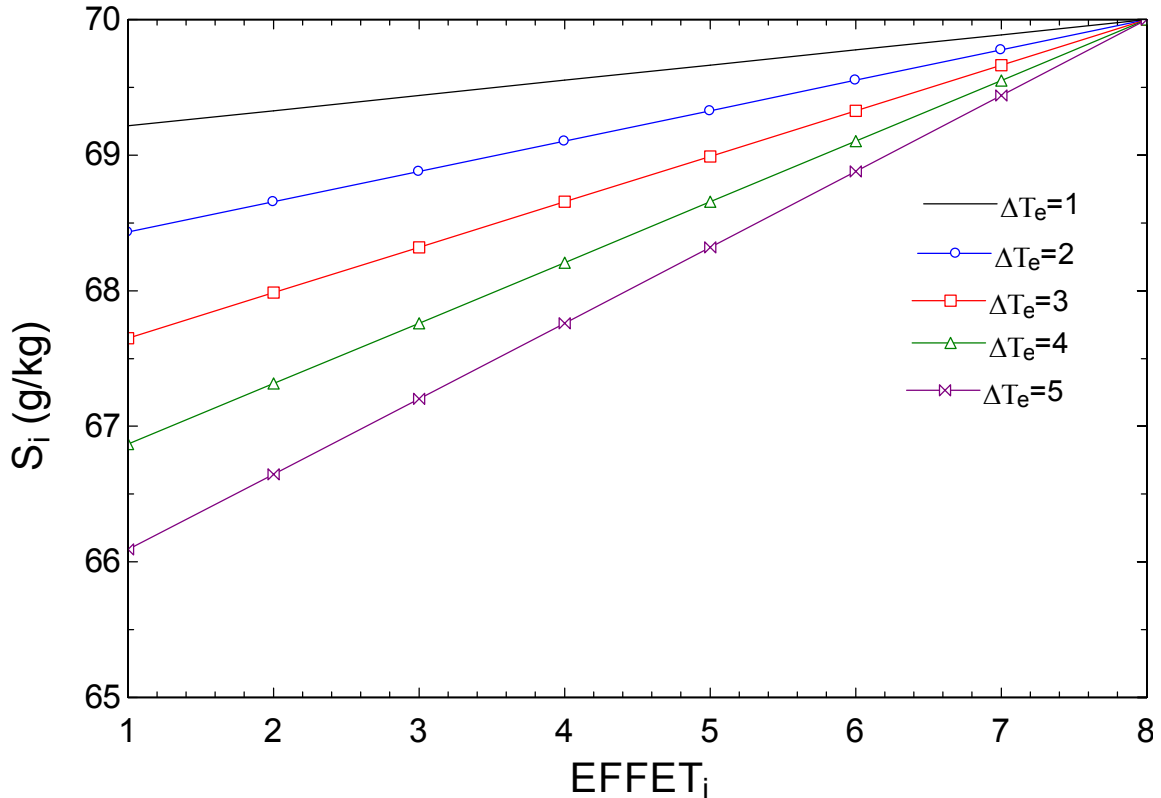


Figure 5.16 : La variation de la salinité dans un effet en fonction de ΔT_e

5.4.4 Comparaison des hypothèses

Les hypothèses analysées ci-dessus peuvent être classées comme suites :

- ✓ hypothèse #1 : les débits d'alimentation sont identiques ;
- ✓ hypothèse #2 : les salinités des saumures sont identiques;
- ✓ hypothèse #3 : les salinités et les débits sont quelconques ;

Le Tableau 5.11 présente, les effets de la variation du nombre d'effets N , sur la production totale d'eau potable dans les conditions telles que $\Delta T_e=2$ °C et $BPE=0.8$ °C, alors que le

Tableau 5.12 affiche le nombre maximal d'effets dans chaque hypothèse pour des ΔT_e compris entre 1 et 5.

La production totale d'eau potable augmente avec le nombre d'effets N indépendamment de l'hypothèse choisie. Pour des raisons inexplicées, hypothèse #1 est généralement la plus utilisée dans la modélisation du type parallèle croisé (Shakib et al. 2012; Nafey et al. 2006b; Mabrouk et al. 2007; H T El-Dessouky et al. 2000; Alasfour et al. 2005). En augmentant N

l'eau produite dans hypothèse #1 est légèrement plus importante (Tableau 5.11). Car la vapeur produite par effet est supérieure comparée à celles dans hypothèse #2 et hypothèse #3. De plus le nombre maximal d'effets en fonction de ΔT_e augmente. La différence entre les trois hypothèses est encore plus perceptible quand l'écart de température augmente. Dans les mêmes conditions de fonctionnement, N_{max} d'hypothèse #1 est inférieur à ceux d'hypothèse #2 et hypothèse #3. En outre même si les hypothèses deux et trois permettent de simuler un nombre important d'effets, la quantité d'eau potable produite par contre reste pratiquement la même que dans la première hypothèse (Tableau 5.12). Cela constitue un avantage majeur du type parallèle croisé à débits identiques pour tous les effets. Ces explications peuvent justifier le choix majoritaire du type parallèle croisé à débit identique pour tous les effets dans la littérature.

Cependant il faut noter que dans une configuration de type parallèle croisé, le risque d'encrassement est plus élevé quand les effets sont alimentés à débits identiques. Car la concentration en sel des saumures de tous les effets qui précèdent est plus élevée et se fait à température élevée (Figure 5.11). Ce risque peut être contrôlé en fixant une salinité constante pour tous les effets (hypothèse #2). Il est également possible de faire une distribution non linéaire d'alimentation des effets telle que la salinité maximale s'opère dans le dernier effet à faible température en adoptant hypothèse #3. Ces résultats ne peuvent être mis en évidence par les modèles classiques des effets rencontrés dans les différents travaux de la littérature.

Tableau 5.11 : Production d'eau en fonction du type d'alimentation

N	Hypothèse #1	Hypothèse #2	Hypothèse #3
	D (kg/s)	D (kg/s)	D (kg/s)
3	16.7	16.7	16.7
4	21.77	21.74	21.73
5	26.51	26.44	26.42
6	30.91	30.78	30.75
7	34.97	34.75	34.7
8	38.68	38.65	38.26
9	42.02	41.5	41.42
10	45.02	44.29	44.17

Tableau 5.12 : Les valeurs maximales en fonction des hypothèses

ΔT_e	Hypothèse #1		Hypothèse # 2		Hypothèse # 3	
	N_{max}	D_{max} (kg/s)	N_{max}	D_{max} (kg/s)	N_{max}	D_{max} (kg/s)
1	16	66.3	23	71.7	13	57.25
2	13	52.63	18	55.22	15	53.33
3	11	44.81	15	46.86	16	46.42
4	10	40.3	13	41.57	13	41.13
5	9	36.58	12	37.89	12	37.43

5.5 Résultats : Mode suiveur

Cas de base du type suiveur

Pour simuler le cas de base, on considère les conditions de simulation ci-après :

- le point d'ébullition BPE=0.8 °C ;
- le nombre d'effets N=8 ;
- l'écart de température entre effets $\Delta T_e=2$ °C ;
- le type suiveur avec $\alpha=0$; $\varphi=0$;

Le Tableau 5.13 présente les propriétés aux différents états selon les conditions ci-dessus. En mode suiveur, seul le premier effet est alimenté en eau de mer alors que les effets restants sont alimentés successivement par la saumure de l'effet qui précède. La saumure qui entre dans un effet subit d'abord une détente dans (FL1) suivie d'une évaporation au niveau de (EV). Ce qui revient à dire que la vapeur produite dans un effet est la somme de $\dot{m}_{v,FL1,i}$ et $\dot{m}_{v,EV,i}$. D'après les résultats du Tableau 5.13, le débit $\dot{m}_{v,i}$ augmente à travers les effets. Cette augmentation est due principalement à celle de la vapeur obtenue par évaporation au niveau de (EV), car la production de vapeur par détente diminue d'un effet à un autre. L'accroissement de la production de vapeur dans (EV) résulte d'une augmentation de Q_i à travers les effets. Par contre la diminution de $\dot{m}_{v,FL1,i}$ est due à la réduction de la quantité de saumure d'un effet à un autre.

L'augmentation de l'énergie Q_i à travers les effets est également à l'origine des conductances thermiques de plus en plus grandes du premier au dernier effet, car l'écart de température est le même pour tous les effets.

L'une des particularités du type suiveur réside également dans l'augmentation de la salinité à travers les effets. Ce résultat peut être mis en évidence à travers des relations mathématiques. En adoptant la méthode développée à la section 5.4.1 pour déterminer les équations (5.42) et (5.43), on démontre que la vapeur produite dans un effet à l'exception du premier s'écrit grâce à l'équation (5.46). La vapeur du premier effet est toujours déterminée par la relation (5.42). L'équation (5.46) montre que la production de vapeur d'eau dans un effet ne peut avoir lieu que si S_{i-1} est inférieure à S_i comme en attestent les résultats du Tableau 5.13.

$$\dot{m}_{v,i} = \dot{F}_1 \left(\frac{S_0}{S_{i-1}} \right) \left(1 - \frac{S_{i-1}}{S_i} \right) \quad (5.46)$$

Tableau 5.13 : Les propriétés thermodynamiques des effets de type suiveur

EFFET[i]	F[i]' (kg/s)	T[i]' (°C)	Tv[i]' (°C)	P[i]' (kPa)	'Q[i]' (kW)	mb[i]' (kg/s)	mv_EV[i]' ' (kg/s)	mv_FL1[i]' (kg/s)	mv[i]' (kg/s)	S[i] (g/kg)	UA[i]' (kW/K)
1	65.70	53.2	52.4	14.44	14365	62.22	3.48	0	3.48	36.96	158
2	0.00	51.2	50.4	13.10	8268	58.53	3.48	0.210	3.69	39.29	4134
3	0.00	49.2	48.4	11.86	8779	54.65	3.69	0.196	3.88	42.08	4389
4	0.00	47.2	46.4	10.73	9259	50.59	3.88	0.182	4.06	45.45	4629
5	0.00	45.2	44.4	9.68	9707	46.36	4.06	0.168	4.23	49.60	4853
6	0.00	43.2	42.4	8.73	10122	41.99	4.22	0.153	4.38	54.76	5061
7	0.00	41.2	40.4	7.86	10502	37.48	4.37	0.137	4.51	61.35	5251
8	0.00	39.2	38.4	7.07	10846	32.85	4.51	0.121	4.63	70.00	5423
TOTAL	65.7					32.85			32.85		

L'analyse exergetique du type suiveur

Le Tableau 5.14 présente les résultats de l'analyse exergetique. En mode suiveur, la destruction de l'exergie dans un effet devient de plus en plus importante à travers les effets. L'exergie détruite dans un effet est comme dans le type configuration parallèle croisé attribuée principalement à celle due à l'évaporation dans (EV) et durant la condensation (COND). Car l'exergie détruite dans (FL1) diminue d'un effet à un autre alors que celle du mélange de la vapeur s'avère négligeable. L'augmentation de l'exergie détruite dans (EV) s'explique par une diminution plus importante des exergies sortantes de (EV) par rapport à la somme des exergies fournies à l'entrée c'est-à-dire ($E_{Q_i} + E_{FL1}$). Un constat similaire est noté durant la condensation dont l'exergie détruite également croit à travers les effets.

On constate moins d'exergie détruite du premier au dernier effet lors de la détente dans (FL1). Car les exergies à l'entrée et la sortie pendant le procédé de détente diminuent considérablement.

Tableau 5.14 : Les états exergetiques et l'exergie détruite dans chaque composant d'un effet type suiveur

'EFFET[i]'	E _F ' (kW)	E _b ' (kW)	E _v ' (kW)	E _d ' (kW)	E _{b,FLi} ' (kW)	E _{v,FLi} ' (kW)	E _{b,EV} ' (kW)	E _{v,EV} ' (kW)	E _Q ' (kW)	E _{det,FLi} ' (kW)	E _{det,EV} ' (kW)	E _{det,COND} ' (kW)	E _{det,effet} ' (kW)
1	9.41	310.5	716.9	17.16					696.2		749.1	161.1	910.3
2	0	253.2	708.9	15.65	267.8	40.32	253.2	668.6	689.5	2.36	42.22	4.99	49.58
3	0	203.9	692.1	14	216	35.01	203.9	657.1	674.1	2.21	44.49	5.40	52.09
4	0	162.7	666.9	12.26	171.9	29.94	162.7	636.9	650.4	2.03	46.41	5.75	54.19
5	0	129.6	633.6	10.47	135.7	25.15	129.6	608.5	618.7	1.84	47.95	6.04	55.82
6	0	104.8	592.8	8.694	107.3	20.68	104.8	572.1	579.4	1.63	49.08	6.27	56.97
7	0	88.14	544.9	6.973	86.8	16.57	88.14	528.3	533	1.41	49.75	6.44	57.59
8	0	79.55	490.5	5.35	74.1	12.85	79.55	477.6	480	1.18	49.91	6.56	57.65

Les effets de l'écart de température en mode suiveur

Les conditions de simulation sont les mêmes que dans le cas de base excepté que ΔT_e est compris entre 1 et 5.

La Figure 5.17 illustre les effets de l'écart de température sur la quantité de vapeur produite dans chaque effet. Cette dernière devient de moins en moins importante lorsque la température d'un effet s'élève suite à une augmentation de ΔT_e . Les justifications sont les mêmes que celles développées en mode parallèle croisé. D'une part on a moins d'énergie Q_i fournie d'un effet à un autre (Figure 5.18). D'autre part une bonne partie de l'énergie Q_i fournie est transformée en énergie sensible, car l'écart de température ($T_0 - T_{v,i}$) devient plus élevé.

L'augmentation de ΔT_e entraîne aussi la diminution de tous les débits qui entrent ou sortent du MEE comme le montrent les résultats numériques du Tableau 5.15. La quantité totale d'eau potable produite $D = \dot{m}_6$ diminue à cause de la réduction de vapeur par effet pour des ΔT_e élevés (Figure 5.17).

Tableau 5.15 : Production totale d'eau potable et d'eau de mer consommée en fonction de ΔT_e type suiveur

ΔT_e (°C)	m_4 (kg/s)	$m_{4'}$ (kg/s)	m_5 (kg/s)	m_6 (kg/s)	FT (kg/s)	D (kg/s)
1	79.98	8	35.99	35.99	71.98	35.99
2	73	7.3	32.85	32.85	65.7	32.85
3	68.98	6.89	31.04	31.04	62.09	31.04
4	64.62	6.46	29.08	29.08	58.16	29.08
5	60.83	6.08	27.37	27.37	54.75	27.37

La Figure 5.19 montre que la salinité diminue d'un effet à un autre si l'écart de température devient important. Ce phénomène est une conséquence de l'augmentation de la production de vapeur dans un effet lorsque ΔT_e diminue. En effet la quantité de sel est constante aussi bien à l'entrée qu'à la sortie d'un effet. Ainsi produire plus d'eau potable revient à avoir une solution plus concentrée en sel à la sortie de l'effet, car on diminue le soluté (l'eau potable) et vice versa.

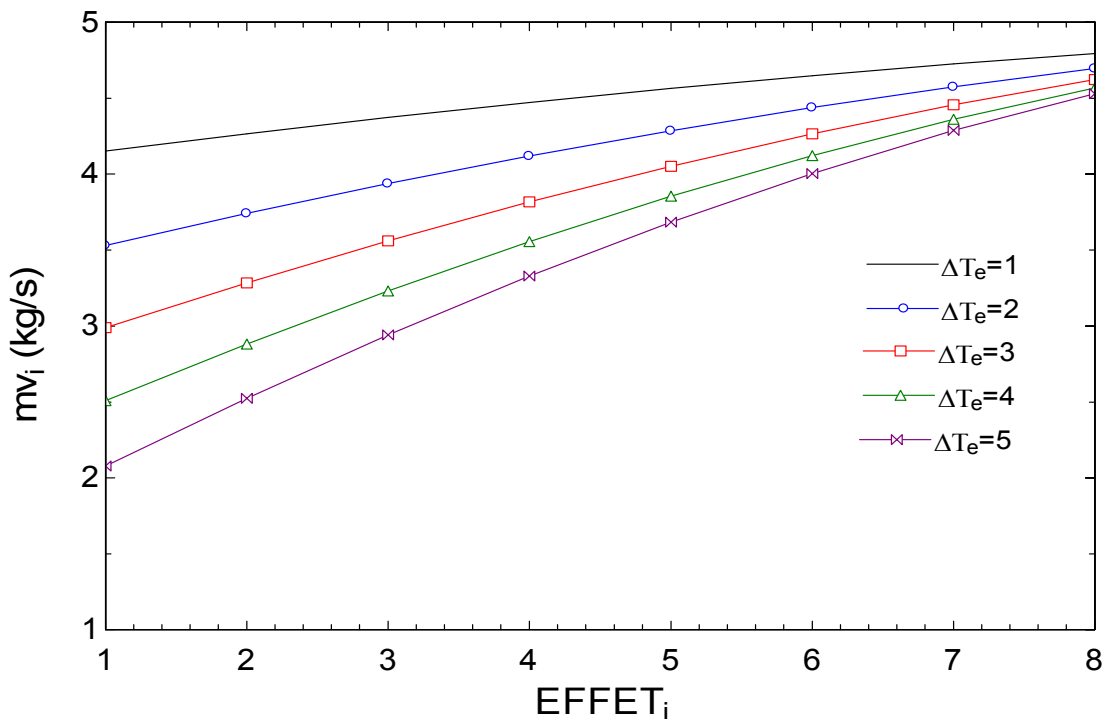


Figure 5.17 : Le débit d'eau produit dans chaque effet et en fonction de ΔT_e en mode suiveur

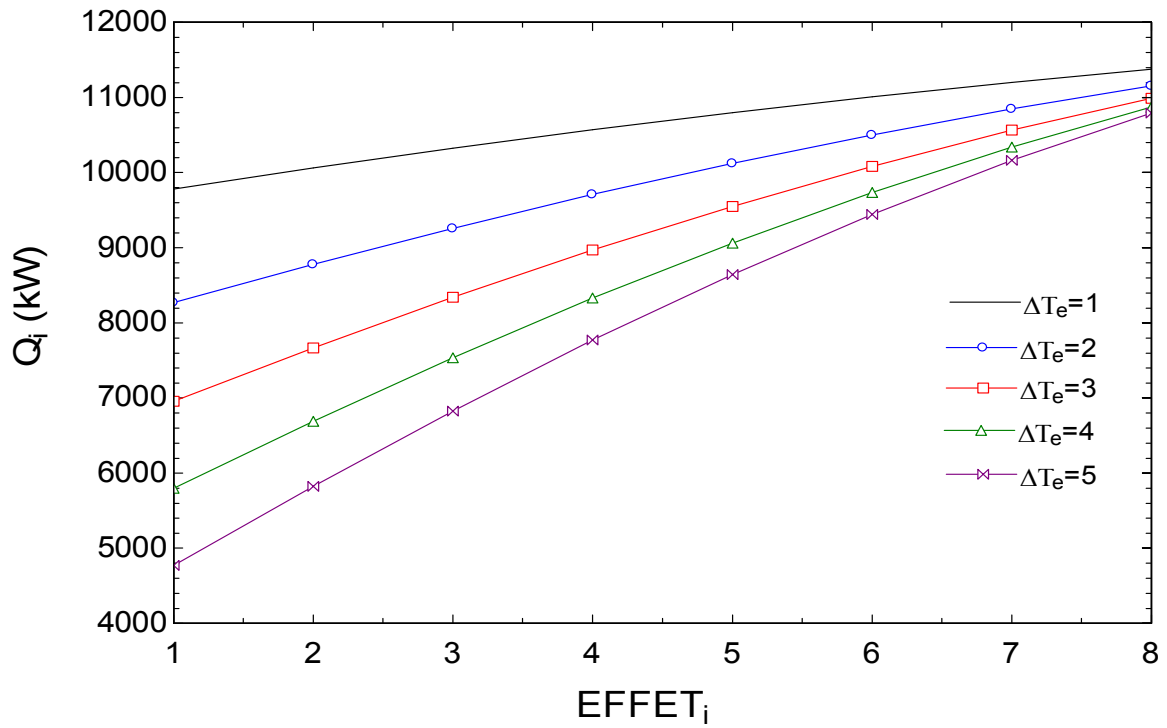


Figure 5.18 : La variation de l'énergie fournie d'un effet à un autre en fonction de ΔT_e type suiveur

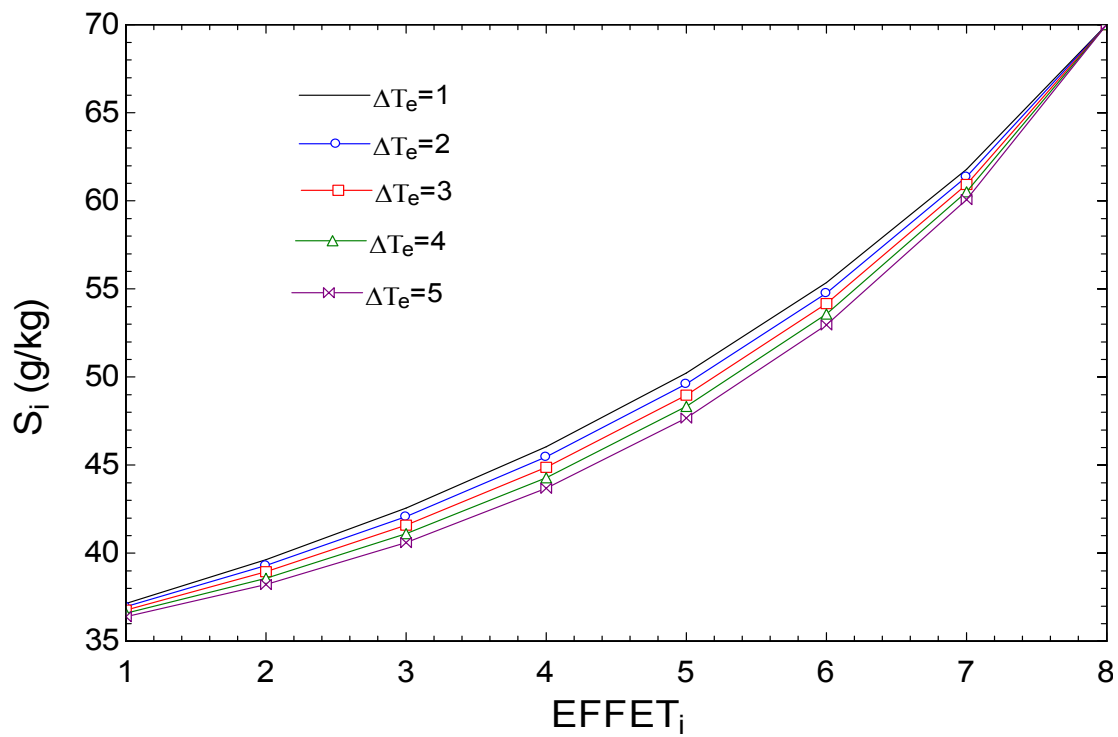


Figure 5.19 : La variation de la salinité dans un effet en fonction de ΔT_e pour des débits identiques

Le Tableau 5.16 présente le nombre maximal d'effets lorsque l'écart de température varie alors que la salinité du dernier effet est fixée à 70 g/kg et que BPE=0.8 °C. Dans ces conditions, D_{\max} diminue quand ΔT_e augmente. Cela s'explique par la salinité S_1 du premier effet qui tend vers celle de l'eau de mer entrant S_0 . Ce qui entraîne d'une part une faible production de vapeur dans l'effet (Figure 5.19) et d'autre part l'énergie Q_i diminue considérablement pour alimenter assez d'effets. D'après l'équation (5.42), aucune quantité de vapeur ne peut être produite si $S_1=S_0$.

Tableau 5.16 : N_{\max} et D_{\max} pour différents ΔT_e en mode suiveur

ΔT_e	N_{\max}	D_{\max} (kg/s)
1	18	49.36
2	15	40.52
3	13	34.58
4	11	29.67
5	9	27.65

Dans la configuration type suiveur les conductances thermiques diminuent lorsque ΔT_e augmente. Ceci est la conséquence de la diminution de Q_i pour des écarts de température entre effets de plus en plus grands (Figure 5.20). Par ailleurs, la plus petite conductance thermique est celle du premier effet à cause de l'écart $T_3-T_{v,1}$ important. Cet écart reste toujours élevé par rapport à ΔT_e bien que la température $T_{v,1}$ soit plus grande quand ΔT_e augmente.

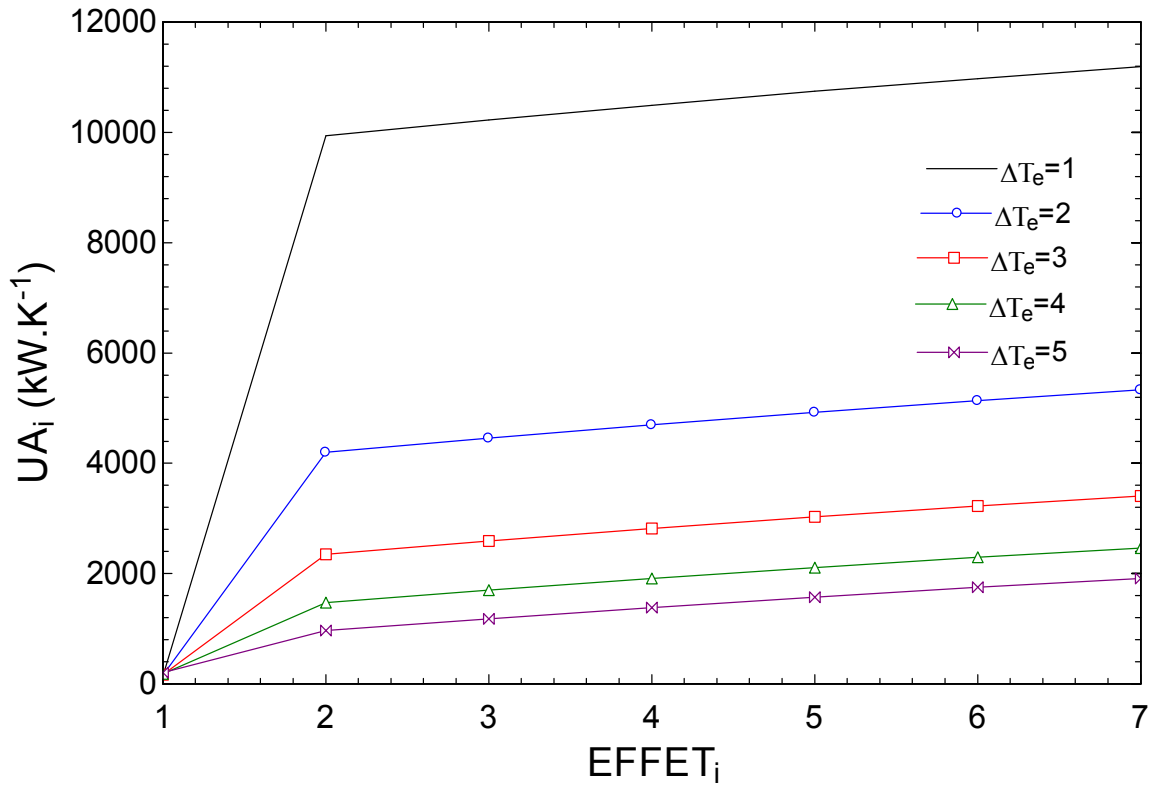


Figure 5.20 : La conductance thermique par effet et en fonction de ΔT_e pour des débits identiques

La Figure 5.21 met en évidence la dégradation de l'exergie au niveau des effets pour différentes valeurs de ΔT_e . Elle montre que parmi les effets, les plus grandes pertes exergétiques ont lieu dans le premier effet suite à un écart de température élevé entre celui-ci et le mélange fourni par l'éjecteur. Ainsi lorsque cet écart est réduit par des ΔT_e de plus en plus grands, la dégradation d'exergie dans l'effet diminue comme présenté par les résultats numériques. Ainsi le fait d'augmenter cet écart a pour conséquence une dégradation plus importante de l'exergie dans un effet à un autre. Les explications à ce phénomène sont les mêmes que celles données dans la configuration parallèle croisée (section 5.4.1).

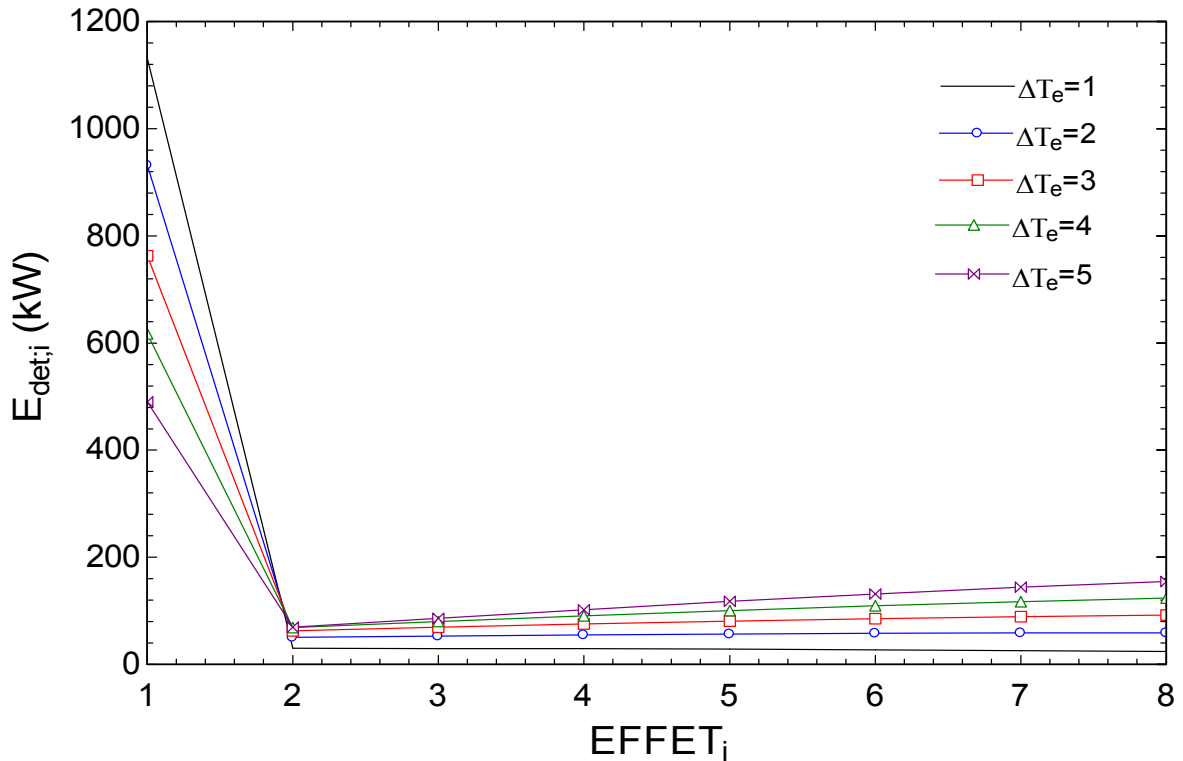


Figure 5.21 : Dégradation de l'exergie à travers les effets et en fonction de ΔT_e dans un suiveur

5.5.1 Conditions de conception

Quelle que soit la configuration ; parallèle croisé ou suiveur, la production d'eau potable devient importante en augmentant le nombre d'effets et également avec de faibles écarts de température entre les effets. La quantité de vapeur produite à travers les effets est croissante en mode suiveur alors qu'elle diminue dans la configuration parallèle croisée. Cependant, du point de vue de la production totale d'eau potable, le parallèle croisé présente un avantage majeur. Car dans les mêmes conditions de fonctionnement, la production d'eau potable du parallèle croisé est plus importante que celle du suiveur comme le montre le Tableau 5.17. Les résultats de ce dernier sont obtenus pour $N=8$ et $\Delta T_e=2$ °C

Tableau 5.17 : Comparaison type suiveur et parallèle croisé mêmes conditions de fonctionnement

	m_4 (kg/s)	m_4' (kg/s)	m_5 (kg/s)	FT (kg/s)	ΔT_e (C)	N	m_6 (kg/s)	D (kg/s)
Hypothèse # 1	85.95	8.56	38.68	77.35	2	8	38.68	38.68
Hypothèse # 2	85.16	8.51	38.32	76.65	2	8	38.32	38.32
Hypothèse # 3	85.02	8.5	38.26	77.31	2	8	38.65	38.65
Suiveur	73	7.3	32.85	65.7	2	8	32.85	32.85

Compte tenu de ces résultats, il est évident que pour obtenir la même quantité d'eau potable déterminée à partir du modèle boîte noire dans le chapitre trois, la configuration parallèle croisée semble être la mieux adaptée. Cependant pour des contraintes techniques, l'écart de température entre les effets ne peut être inférieur à un (Amer 2009; Shakib et al. 2012). Les débits et les nombres d'effets réalisables dans la pratique sont répertoriés dans le Tableau 5.12 pour une configuration de type parallèle croisé. Aucun des débits D présentés dans ce tableau ne coïncide avec celui déterminé dans les conditions optimales de conception définies dans le chapitre trois à savoir $D=93.27$ kg/s. Pour atteindre ce débit théorique, ΔT_e doit être plus petit qu'un et le nombre d'effets N plus grand que ceux du Tableau 5.12. Les conditions théoriques qui permettent d'obtenir la production de **93.27 kg/s** soit **8058 m³/j** (débit du modèle boîte noire) en fonction des différentes configurations sont présentées dans le Tableau 5.18. On peut noter que le nombre d'effets N est assez grand et que ΔT_e est faible quelle que soit l'hypothèse et la configuration retenue.

Tableau 5.18 : Conditions de design du MEE dans l'atteinte de celles définies par la boîte noire

	m_4 (kg/s)	m_4' (kg/s)	m_5 (kg/s)	FT (kg/s)	ΔT_e (C)	N	m_6 (kg/s)	D (kg/s)
Hypothèse # 1	207.4	20.7	93.3	186.7	0.17	22	93.3	93.3
Hypothèse # 2	207.2	20.7	93.2	186.5	0.22	24	93.2	93.2
Hypothèse # 3	164.7	16.5	74.1	148.2	0.09	17	74.1	74.1
Suiveur	207.4	20.74	93.3	186.66	0.06	33	93.3	93.3

5.6 Conclusion

Malgré les nombreuses avancées notées pour la compréhension des phénomènes physiques qui se déroulent lors du dessalement de l'eau de mer et cela à travers de nombreux travaux, la maîtrise des modèles mathématiques est encore loin d'être satisfaisante. Ce constat est à l'origine du développement d'un modèle mathématique plus général dans ce chapitre afin d'étudier les configurations les plus courantes. Ce modèle a permis de mettre en évidence les effets des hypothèses les plus utilisées. Ainsi il a été montré qu'en alimentant les effets dans une configuration telle que les débits soient les mêmes, le risque d'encrassement est plus élevé au niveau des effets. Et qu'il est possible de contrôler ce phénomène, voir réduire le risque lorsque l'alimentation des effets adopte un profil décroissant. De plus avec un écart de température constant, le profil de débit identique pour tous les effets limitait une possible extension du système de dessalement. Par ailleurs, un nombre d'effets N grand permettait d'obtenir plus d'eau à la sortie, alors que si ΔT_e augmente la production diminuait considérablement, car cela réduisait à la fois les surfaces d'échanges, mais aussi l'énergie fournie par un effet. L'analyse du mode suiveur montre aussi que la production augmente uniquement si les effets augmentent et que l'écart de température entre les effets diminue. Par ailleurs, dans les mêmes conditions de simulation, la quantité d'eau produite par la configuration parallèle croisée est largement supérieure à celle obtenue par le mode suiveur. Il a été également montré que les contraintes techniques actuelles ne permettent pas d'obtenir la production d'eau potable prédite dans le modèle boîte noire. Et face à cette situation, le choix définitif d'une configuration ne peut dépendre uniquement de la production. Par contre l'avantage de la configuration parallèle croisée où les débits d'alimentation sont identiques pour tous les effets a été mis en évidence en se basant surtout sur la production d'eau potable.

CHAPITRE 6

ANALYSE THERMO-ÉCONOMIQUE DU MULTIPLE EFFET

6.1 Introduction

L'analyse thermodynamique détaillée de la superstructure du chapitre précédent a permis de montrer que la production d'eau potable dans la configuration parallèle croisée est plus importante que celle du type suiveur. Cependant l'analyse ne spécifie pas le coût et les investissements nécessaires. De plus, aucune des configurations étudiées précédemment ne permettait la réalisation pratique du système de dessalement selon les conditions de design définies dans le chapitre trois. Ainsi pour compléter le choix d'un système, le critère économique est introduit. L'objectif de ce chapitre est de déterminer, le cout de production de l'eau potable et les investissements requis à travers une analyse thermo-économique. Elle se base sur le second principe de la thermodynamique pour déterminer le cout spécifique de l'exergie ou méthode SPECO. L'analyse thermo-économique porte globalement sur la configuration parallèle croisée à débits identiques dont les avantages ont été mis en évidence et également sur le type suiveur. Les résultats du chapitre sont dépendants de ceux du chapitre cinq où l'analyse exergetique de la superstructure a largement été développée.

6.2 L'analyse thermo-économique

6.2.1 Définition

La thermo-économie telle qu'elle est définie dans la littérature, est une combinaison de l'analyse thermodynamique et économique d'un système. Cette définition s'appuie sur un nouveau concept à savoir le coût exergetique qui tient compte de la qualité de l'énergie. D'après (Abusoglu & Kanoglu 2009b), l'idée d'associer un coût à l'exergie émane de Keenan dans les années 1921. Depuis lors elle a subi de nombreux développements quant à son

application dans les procédés thermodynamiques. Contrairement à l'optimisation énergétique dont l'objectif se résume principalement à améliorer le système afin d'augmenter son rendement, l'optimisation thermo-économique vise le coût optimal de son opération. Elle peut également affecter une valeur monétaire à l'inefficacité de chaque élément du système thermodynamique afin d'améliorer les performances économiques.

6.2.2 Les méthodologies de la thermo-économie

Le coût exergetique d'une masse ou d'un flux d'énergie est la quantité d'exergie utilisée pour la produire. L'analyse structurelle d'un bilan économique met en évidence deux types de coût : le coût moyen et le coût marginal. Le premier, également appelé coût unitaire, désigne la quantité des ressources utilisée par unité de produit. Il s'exprime selon l'équation (6.1). Par contre le coût marginal représente le coût de la dernière unité produite; c'est le supplément de coût engendré par une production supplémentaire et peut être déterminé grâce à la relation (6.2).

$$c_{\text{moy},i} = \frac{C_{\text{moy},i}}{E_i} \quad (6.1)$$

$$c_{\text{m ar},i} = \frac{\partial C_i}{\partial E_i} \quad (6.2)$$

D'après (Abusoglu & Kanoglu 2009b; Abusoglu & Kanoglu 2009a), les méthodes thermo-économiques se classent en deux groupes à savoir, les méthodes algébriques et les méthodes différentielles.

Les méthodes algébriques se basent sur les équations conventionnelles de l'analyse économique et également sur des équations auxiliaires à appliquer à chaque unité. Elles englobent les différentes procédures permettant de déterminer les coûts moyens. Les méthodes différentielles se basent sur les équations différentielles pour déterminer les coûts marginaux. Il est important de souligner que la méthode algébrique est la plus utilisée dans le domaine de dessalement à cause de sa simplicité. Cette méthode a largement été utilisée dans les travaux de (Khoshgoftar Manesh et al. 2013; Hosseini et al. 2011; Sharaf et al. 2011; Nafey et al. 2006b; Nafey et al. 2006a). La méthode algébrique est également connue sous l'appellation du coût spécifique de l'exergie ou SPECO dont les bases ont été développées par (Lazzaretto & Tsatsaronis 2006).

6.2.3 La méthode SPECOS de (Lazzaretto & Tsatsaronis 2006)

La méthode de coût spécifique de l'exergie se résume généralement aux étapes décrites ci-après.

a. Détermination des exergies

Le calcul de l'exergie de chaque courant entrant ou sortant du système constitue la première étape. Il est possible d'utiliser les formes d'exergie (thermique, chimique, mécanique) ou l'expression de l'exergie totale. La distinction entre les types d'exergie permet d'avoir une précision des résultats, mais n'a aucune influence majeure sur les résultats exergo-économiques.

b. Définition des combustibles ou ressources et produits du système

En analyse thermo-économique, la notion d'exergie fait appel à de nouvelles qualifications telles que la définition de produit et de ressource. Le produit est défini comme étant la somme de toutes les exergies qui sortent et également de toutes les augmentations d'exergie entre l'entrée et la sortie du système. C'est aussi le résultat désiré fourni par le système exprimé en terme d'exergie.

Les ressources correspondent aux dépenses exergétiques effectuées pour obtenir le produit. Elles englobent toutes les exergies entrant et également toutes les diminutions exergétiques entre l'entrée et la sortie du composant.

Ainsi, l'analyse exergétique consiste à identifier pour chaque sous-système les produits et les ressources. Dans le cas d'un compresseur par exemple, le produit est la variation d'exergie du fluide (gain réalisé grâce à la variation de pression) et la ressource est le travail fourni au compresseur. Pour un échangeur thermique dont le but est de chauffer un fluide, le produit est la variation d'exergie du fluide réchauffé, et la ressource est la variation d'exergie du fluide que l'on a utilisé.

c. Bilan de coût

Il s'agit d'attribuer un coût aux différentes exergies qui entrent (6.3) ou sortent (6.4) et également à l'exergie mécanique (6.5) et celle de la chaleur (6.6).

$$\dot{C}_i = c_i \dot{E}_i = c_i \dot{m}_i e_i \quad (6.3)$$

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}_e = c_e \dot{m}_e e_e \quad (6.4)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (6.5)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q \quad (6.6)$$

Les constantes c_i , c_e , c_w , et c_q , désignent les coûts moyens par unité d'exergie alors que \dot{C}_i , \dot{C}_e , \dot{C}_w , et \dot{C}_q , représentent les coûts associés aux exergies correspondantes. Leur détermination est développée dans les sections qui vont suivre.

Le coût exergetique est basé sur le bilan économique appliqué séparément à chaque composant du système. L'expression générale montre que le coût associé aux exergies sortantes est égal à la somme des exergies entrantes et des investissements correspondants \dot{Z}_k . Ces derniers englobent à la fois l'investissement d'acquisition du système et les coûts de maintenance. En outre lorsque le système produit du travail en consommant de la chaleur, on écrit le bilan général selon l'équation (6.7). Les termes du bilan sont des coûts divisés par une durée. Les coûts d'investissement sont divisés par la durée d'exploitation selon l'équation (6.8) où t_f désigne le temps de fonctionnement du système exprimé en heure. L'actualisation n'est pas prise en compte explicitement.

$$\sum_e (c_e \dot{E}_e)_k + c_{w,k} W_k = c_{q,k} \dot{E}_{q,k} + \sum_i (c_i \dot{E}_i)_k + \dot{Z}_k \quad (6.7)$$

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k}{t_f} \quad (6.8)$$

Les charges d'investissement Z_k peuvent être obtenues à partir d'une collecte de données économiques et s'expriment en dollar (\$). Pour une rigueur dans les méthodes de détermination elles peuvent être exprimées en fonction des paramètres de fonctionnement du composant tels que la pression, la température, la quantité de matière, etc. (El-Sayed 2003) a développé une base de données pour la plupart des composants utilisés en dessalement et dans bien d'autres domaines.

D'après la méthode SPECO, les inconnus d'un système sont constitués des courants qui sortent. Ainsi lorsqu'un composant est constitué de n courants sortants avec un seul bilan économique exprimé par l'équation (6.7), le nombre d'inconnus est $n-1$. Ce qui rend la résolution impossible sans la définition d'autres équations. Les équations supplémentaires ou auxiliaires sont définies selon deux principes appelés F et P (F : combustible et P : produit).

d. Les principes F et P.

Le principe F fait référence à l'exergie extraite d'un courant dans un système depuis son entrée jusqu'à sa sortie. Ce principe stipule que le coût spécifique de l'exergie extraite d'un courant comme combustible dans le système est égal au coût moyen ayant servi à fournir la même exergie. Le principe P fait référence à l'exergie fournie à un courant dans un système (produit). Selon ce principe tous les produits d'un système présentent le même coût spécifique.

À titre d'exemple, considérons la Figure 6.1 pour mieux illustrer les notions de combustible et de produit. D'après cette figure, le combustible du système est composé des courants 1, 2, 5, 6, et 9 alors que le produit est constitué des courants 3, 4, 7, 8, et 10. Lorsque dans un système, on peut noter la variation de l'exergie d'un courant entre son entrée et sa sortie, il devient combustible en cas de perte exergétique dans le procédé comme les courants (5_i 5_e) et (6_i 6_e). Par contre, si la variation d'exergie est positive, le courant constitue alors un produit à l'image des courants (7_i 7_e) et (8_i 8_e). Quand les courants qui entrent ou sortent ne sont pas identifiables, les définitions classiques de produit et combustible sont appliquées. Ainsi les courants 1, 2, 9 deviennent des combustibles alors que 3, 4, et 10 sont des produits.

Le procédé de la Figure 6.1 comporte également sept sorties d'exergie. D'après la méthode SPECO, les coûts moyens de ces sorties correspondent généralement aux inconnus du système. Dans cet exemple ce sont \dot{C}_3 , \dot{C}_4 , \dot{C}_{5e} , \dot{C}_{6e} , \dot{C}_{7e} , \dot{C}_{8e} et \dot{C}_{10} . Ainsi, le modèle économique se base sur sept équations. La première est le bilan économique présenté par l'équation (6.11). Le reste des équations ou équations auxiliaires (6.12)-(6.14) sont obtenues selon les principes P et F définis ci-dessus.

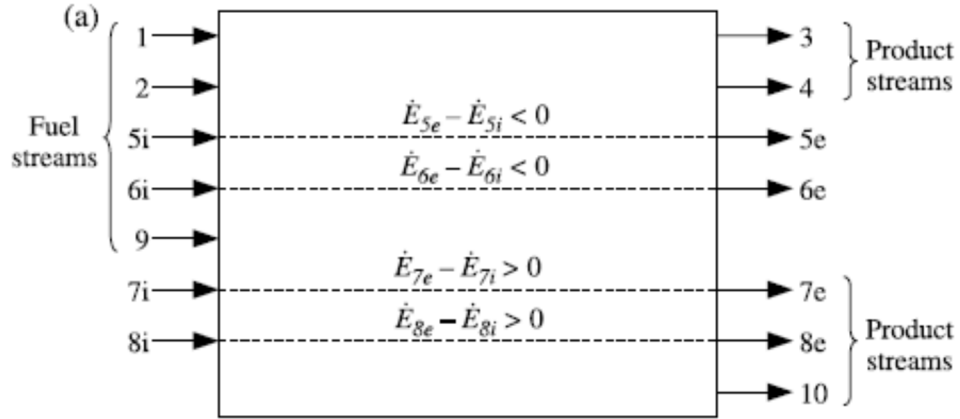


Figure 6.1 : Système thermique pour définir les combustibles, les produits et les équations auxiliaires (Lazzaretto & Tsatsaronis 2006)

$$\dot{E}_F = \dot{E}_1 + \dot{E}_2 + (\dot{E}_{5i} - \dot{E}_{5e}) + (\dot{E}_{6i} - \dot{E}_{6e}) + \dot{E}_9 \quad (6.9)$$

$$\dot{E}_p = \dot{E}_3 + \dot{E}_4 + (\dot{E}_{7e} - \dot{E}_{7i}) + (\dot{E}_{8e} - \dot{E}_{8i}) + \dot{E}_{10} \quad (6.10)$$

Le bilan économique

$$\dot{C}_3 + \dot{C}_4 + \dot{C}_{5e} + \dot{C}_{6e} + \dot{C}_{7e} + \dot{C}_{8e} + \dot{C}_{10} = \dot{C}_1 + \dot{C}_2 + \dot{C}_{5i} + \dot{C}_{6i} + \dot{C}_{7i} + \dot{C}_{8i} + \dot{C}_9 + \dot{Z} \quad (6.11)$$

Le principe F permet d'avoir

$$c_{5e} = c_{5i} \quad (6.12)$$

$$c_{6e} = c_{6i} \quad (6.13)$$

Le principe P donne :

$$c_3 = c_4 = \frac{C_{7e} - C_{7i}}{\dot{E}_{7e} - \dot{E}_{7i}} = \frac{C_{8e} - C_{8i}}{\dot{E}_{8e} - \dot{E}_{8i}} = c_{10} \quad (6.14)$$

6.2.4 Modèle thermo-économique du système de dessalement global.

Il s'agit d'appliquer les différentes étapes de la thermo-économique au système de dessalement de la Figure 6.2. Ainsi, la modélisation thermo-économique porte sur les différents composants. Ce sont ; le générateur, l'éjecteur, les pompes, le condenseur et les différents effets. Les caractéristiques thermodynamiques de ces derniers ont été calculées dans le chapitre cinq. La particularité de ce modèle réside dans sa flexibilité à évaluer le coût

de production aussi pour la configuration type suiveur que parallèle croisé. Cela est possible grâce au modèle superstructure de l'effet développé dans le précédent chapitre. L'analyse thermo-économique de ce modèle est également l'une des plus détaillées des travaux similaires. Parmi lesquels on trouve ceux de (Nafey et al. 2006b; Mabrouk et al. 2007). Ils ont développé des modèles thermo-économiques distincts pour le type suiveur et la configuration parallèle croisée. Leurs modèles ne prennent pas non plus en compte les composants de récupérations des pertes énergétiques tels que, le générateur, les différentes pompes du système. En plus la configuration type suiveur fonctionne sans thermocompression de vapeur. Il est important de préciser que ce sont les seuls travaux détaillés sur l'analyse thermo-économique d'un multiple effet. Le reste des contributions dans ce domaine comme ceux de (Hosseini et al. 2011; Hosseini et al. 2012; Khoshgoftar Manesh & Amidpour 2009; Alasfour et al. 2005) se basent sur un modèle général. Ce dernier est caractérisé par les entrées et sorties du multiple effet à l'exemple du modèle boîte noire du chapitre trois et ne donne aucune précision sur la distribution des coûts entre les différents composants.

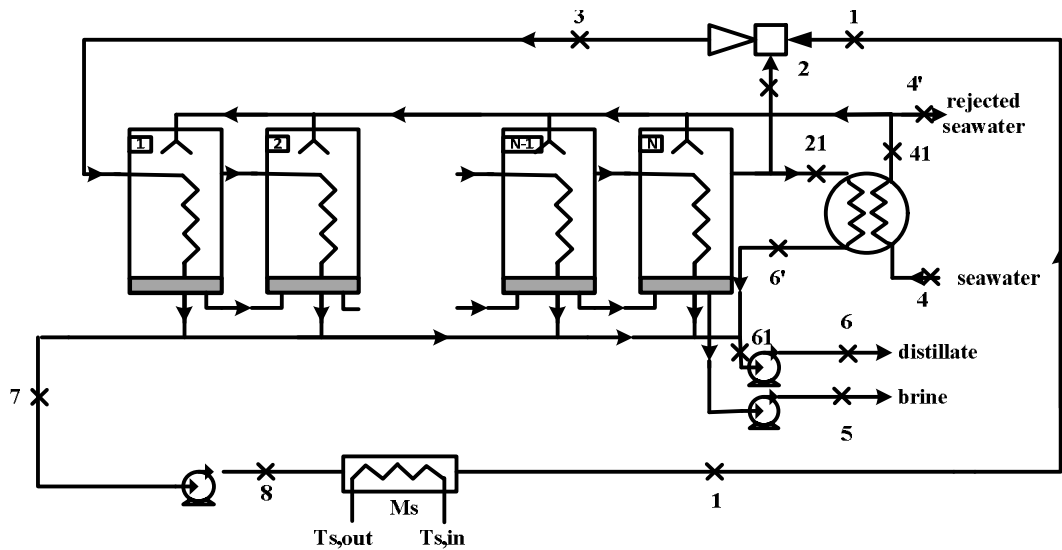


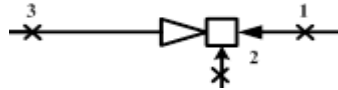
Figure 6.2 : la configuration du modèle thermo-économique

a. Bilan économique des éléments

Le bilan économique des différents composants ainsi que les expressions des investissements correspondants selon (El-Sayed 2003) sont présentés ci-dessous. Les équations se basent sur les états présentés sur la Figure 6.2. Les investissements Z_k sont en \$ alors que les \dot{Z}_k sont

exprimés en \$/h. ΔP et ΔT s'expriment respectivement en kPa et K alors que UA est en kW/m².K. L'unité des débits \dot{m} est en kg/s et Q_i en kW.

Éjecteur

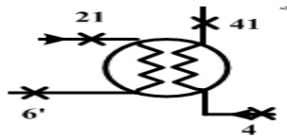


$$\dot{C}_2 + \dot{C}_1 + \dot{Z}_{\text{ejec}} = \dot{C}_3 \quad (6.15)$$

$$Z_{\text{ejec}} = 16.14 \times 989 \times \dot{m}_3 \left(\frac{T_2}{P_2} \right)^{0.05} P_3^{-0.75} \quad (6.16)$$

Les pressions P_2 et P_3 sont exprimées en MPa alors que la température T_2 en K

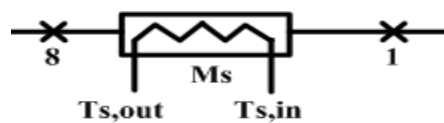
Condenseur



$$\dot{C}_4 + \dot{C}_{21} + \dot{Z}_{\text{cond}} = \dot{C}_{41} + \dot{C}_{6'} \quad (6.17)$$

$$Z_{\text{cond}} = 201.67 \times UA_{\text{cond}} \Delta P_{t,\text{cond}}^{-0.15} \Delta P_{s,\text{cond}}^{-0.15} \quad (6.18)$$

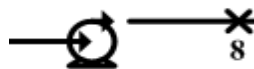
Générateur



$$\dot{C}_{s,\text{in}} + \dot{C}_8 + \dot{Z}_{\text{gen}} = \dot{C}_{s,\text{out}} + \dot{C}_1 \quad (6.19)$$

$$Z_{\text{gen}} = 10393.6 \times UA_{\text{cond}} \Delta P_{t,\text{gen}}^{-0.33} \Delta P_{s,\text{gen}}^{-0.26} \quad (6.20)$$

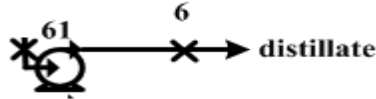
Pompe générateur



$$\dot{C}_7 + \dot{C}_{w,\text{gen}} + \dot{Z}_{p,\text{gen}} = \dot{C}_8 \quad (6.21)$$

$$Z_{\text{pop,gen}} = 32 \times 0.435 \times \dot{m}_1^{0.55} \Delta P_p^{0.55} \left(\frac{\eta_p}{1 - \eta_p} \right)^{1.05} \quad (6.22)$$

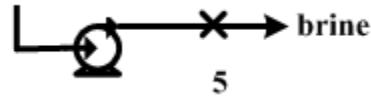
Pompe distillat



$$\dot{C}_{61} + \dot{C}_{w,d} + \dot{Z}_{p,di} = \dot{C}_6 \quad (6.23)$$

$$Z_{p,d} = 32 \times 0.435 \times \dot{m}_6^{0.55} \Delta P_p^{0.55} \left(\frac{\eta_p}{1 - \eta_p} \right)^{1.05} \quad (6.24)$$

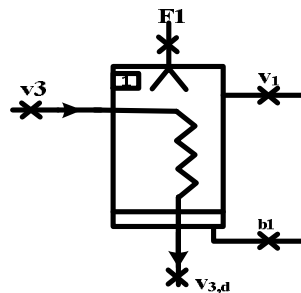
Pompe saumure



$$\dot{C}_{b,n} + \dot{C}_{p,b} + \dot{Z}_{p,b} = \dot{C}_5 \quad (6.25)$$

$$Z_{p,bn} = 32 \times 0.435 \times \dot{m}_5^{0.55} \Delta P_p^{0.55} \left(\frac{\eta_p}{1 - \eta_p} \right)^{1.05} \quad (6.26)$$

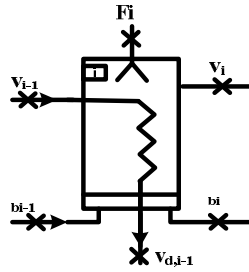
Le premier effet



$$\dot{C}_{F,1} + \dot{C}_3 + \dot{Z}_{\text{eff},1} = \dot{C}_{d,1} + \dot{C}_{b,1} + \dot{C}_{v,1} \quad (6.27)$$

$$Z_{\text{eff},i} = 430 \times 0.582 \times Q_{i-1} \Delta T_{\text{eff},i}^{-1} \Delta P_{t,\text{eff},i}^{0.01} \Delta P_{s,\text{eff},i}^{-0.1} \quad (6.28)$$

Pour tout effet allant de 2 à N



$$\dot{C}_{F,i} + \dot{C}_{v,i-1} + \dot{Z}_{\text{effet},i} + \dot{C}_{b,i-1} = \dot{C}_{d,i} + \dot{C}_{b,i} + \dot{C}_{v,i} \quad (6.29)$$

b. Les équations auxiliaires des éléments

Le modèle se base sur 6 composants constants (condenseur, générateur, éjecteur, les trois pompes) et N effets. Donc le nombre d'équations de bilan économique peut s'exprimer par $n_B=N+6$. Alors que le nombre d'équations auxiliaires pour un composant s'écrit $n_{\text{aux}}=n_s-1$, n_s représente le nombre de courants d'exergie sortants du composant. En appliquant cette dernière relation aux différents éléments de la Figure 6.2, on détermine n_{aux} pour chaque composant.

Le condenseur possède deux sorties d'exergie donc $n_{\text{aux,cond}}=1$ et l'équation auxiliaire selon le principe P s'écrit;

$$\frac{\dot{C}_{21}}{\dot{E}_{21}} = \frac{\dot{C}_{6'}}{\dot{E}_{6'}} \quad (6.30)$$

Le générateur a deux sorties d'exergie donc $n_{\text{aux,gen}}=1$ et l'équation auxiliaire correspondante selon P est;

$$\frac{\dot{C}_8}{\dot{E}_8} = \frac{\dot{C}_1}{\dot{E}_1} \quad (6.31)$$

Un effet comporte trois sorties d'exergie donc pour chaque effet on a $n_{\text{aux,effet}}=2$. D'après le principe F, la vapeur fournie à un effet correspond au combustible. Ainsi l'équation auxiliaire (6.32) exprime celle fournie par l'éjecteur au premier effet et pour tout effet de 2 à N l'équation auxiliaire s'écrit grâce par Éq.(6.33).

$$\frac{\dot{C}_3}{\dot{E}_3} = \frac{\dot{C}_{3,d}}{\dot{E}_{3,d}} \quad (6.32)$$

$$\frac{C_{v,i}}{E_{v,i}} = \frac{C_{d,i}}{E_{d,i}} \quad (6.33)$$

L'application du principe P aux effets est plus complexe, car à la sortie d'un effet on a de la vapeur et de la saumure. D'après (Nafey et al. 2006b) l'augmentation de l'exergie de la saumure à la sortie d'un effet est due uniquement à l'exergie fournie par l'eau de mer qui entre. Il utilise cette hypothèse aussi bien pour le type suiveur que le parallèle croisé. Elle s'écrit par Éq.(6.34) pour le parallèle croisé tandis qu'en type suiveur, $\dot{C}_{F,i}$ et $\dot{E}_{F,i}$ sont respectivement remplacés par $\dot{C}_{b,i-1}$ et $\dot{E}_{b,i-1}$.

$$\frac{C_{F,i}}{E_{F,i}} = \frac{C_{b,i}}{E_{b,i}} \quad (6.34)$$

Cependant le coût de la saumure à la sortie d'un effet dépend de l'exergie reçue durant le procédé de dessalement et l'augmentation de l'exergie est la même que celle de la vapeur à la sortie de l'effet (Fiorini & Sciubba 2007). En outre dans la configuration parallèle croisée l'augmentation exergétique de la saumure à la sortie d'un effet est le résultat de l'exergie fournie par l'eau de mer entrant F_i et de la saumure de l'effet qui précède. Compte tenu de ses remarques, les équations auxiliaires selon le principe P du premier effet et pour tout effet de 2 à N s'écrivent respectivement par Éq.(6.35) et Éq.(6.36) dans le modèle présent

$$\frac{C_{b,i} - C_{F,i}}{E_{b,i} - E_{F,i}} = \frac{C_{v,i} - C_{F,i}}{E_{v,i} - E_{F,i}} \quad (6.35)$$

$$\frac{C_{b,i} - (C_{F,i} + C_{b,i-1})}{E_{b,i} - (E_{F,i} + E_{b,i-1})} = \frac{C_{v,i} - (C_{F,i} + C_{b,i-1})}{E_{v,i} - (E_{F,i} + E_{b,i-1})} \quad (6.36)$$

Les pompes et l'éjecteur ont une seule sortie d'exergie donc $n_{aux,po}=0$. Contrairement à l'analyse économique classique, l'application d'un modèle thermo-économique permet de distribuer les coûts aux fluides internes du système. Ceci permet d'exprimer le coût de production d'un mètre cube d'eau grâce aux équations (6.37) et (6.38). La première équation donne le coût par kilogramme et la dernière correspond au coût par mètre cube d'eau.

$$CP = \frac{\rho_6 \dot{C}_6}{3600 \dot{m}_6} \quad (6.37)$$

$$CP = \frac{\dot{C}_{61} + \dot{C}_{po,dis} + \dot{Z}_{po,dis}}{3.6\dot{m}_6} \quad (6.38)$$

6.2.5 Résolution du modèle thermo économique

Le nombre d'équations du système de dessalement est

$$n_{eq,sy} = n_B + n_{aux,effet} + n_{aux,cond} + n_{aux,gen} \quad (6.39)$$

En remplaçant chaque terme par son expression, dans la section 6.2.5, l'équation (6.39) devient :

$$n_{eq,sy} = 3N + 8 \quad (6.40)$$

Lorsque $N=1$, le nombre de variables du système $n_{va} = 28$: $\dot{C}_{v,i}$, $\dot{C}_{b,i}$, $\dot{C}_{F,i}$, $\dot{C}_{d,i}$, \dot{C}_i et pour $N=2$, ce nombre passe à 33 variables. Ainsi le nombre de variables peut s'écrire :

$$n_{va,N} = n_{va,N-1} + 5 \quad (6.41)$$

En exprimant l'équation (6.41) en fonction du nombre d'effets on obtient :

$$n_{va,N} = 28 + 5(N-1) \quad (6.42)$$

En combinant les équations (6.42) et (6.40), le nombre de relations supplémentaires pour, la résolution du modèle s'écrit :

$$n_{eq,sup} = 2N + 15 \quad (6.43)$$

En considérant que les investissements \dot{Z}_k sont connus, le nombre de relations supplémentaires devient:

$$n_{eq,sup} = N + 9 \quad (6.44)$$

La relation (6.44) montre que les équations auxiliaires et de bilans économiques des composants ne suffisent pas à simuler le fonctionnement du système de dessalement. Il faut par contre $N+9$ relations supplémentaires. L'équation (6.44) peut également être interprétée comme la somme de 9 relations constantes quelle que soit la configuration, et d'une relation qui évolue avec le nombre d'effets. Il faut noter qu'aucune étude ne fait mention de cela. La majorité des modèles thermo économiques de la littérature se base sur une analyse globale du système entier ayant accès sur les sorties. Les modèles détaillés rencontrés ne précisent pas non plus les hypothèses utilisées pour résoudre leurs systèmes.

Ainsi en se basant sur le fait que la distribution de l'eau de mer dans les effets après l'état 41 ne correspond ni à la création ni à la dégradation d'exergie, on peut écrire que le coût moyen de l'exergie est constant pour tous les effets et pour la quantité d'eau de mer rejetée. Pour la distribution des effets, on obtient l'équation (6.45). Donc le système va générer N relations à partir de cette équation. Le coût moyen de l'eau rejetée après la condensation de la vapeur du dernier effet s'exprime par Éq.(6.46).

$$\frac{\dot{C}_{F,i}}{\dot{E}_{F,i}} = \frac{\dot{C}_{4'}}{\dot{E}_{4'}} \quad (6.45)$$

$$\frac{\dot{C}_{41}}{\dot{E}_{41}} = \frac{\dot{C}_{4'}}{\dot{E}_{4'}} \quad (6.46)$$

Un raisonnement similaire à la sortie de la vapeur du dernier effet qui se subdivise en deux produits (états 21 et 2) donne :

$$\frac{\dot{C}_{21}}{\dot{E}_{21}} = \frac{\dot{C}_2}{\dot{E}_2} \quad (6.47)$$

D'après (Fiorini & Sciubba 2007) lorsqu'un ou plusieurs produits sont obtenus à la suite d'un mélange d'autres produits comme la production totale d'eau obtenue à partir des distillats des différents effets, le bilan économique s'écrit :

$$\dot{C}_{61} + \dot{C}_7 = \dot{C}_{3,d} + \sum_{i=2}^{N-1} \dot{C}_{d,i} + \dot{C}_6 \quad (6.48)$$

Le coût du kilowattheure est une donnée fixe, car il ne dépend pas du système. Cela permet de déduire les équations suivantes;

$$\frac{\dot{C}_{w,b}}{\dot{W}_{p,b}} = c_{\text{prix,elect}} \quad (6.49)$$

$$\frac{\dot{C}_{w,d}}{\dot{W}_{p,d}} = c_{\text{prix,elect}} \quad (6.50)$$

$$\frac{\dot{C}_{w,gen}}{\dot{W}_{p,gen}} = c_{\text{prix,elect}} \quad (6.51)$$

Le coût de consommation des gaz d'échappement peut être négligé puisque l'énergie récupérée devait être rejetée dans l'environnement ; $\dot{C}_{s,in} = \dot{C}_{s,out} = 0$.

L'exergie de l'état 4 est nulle (voir chapitre trois) donc le coût correspondant est également nul c'est-à-dire $\dot{C}_4 = 0$.

Les pertes de pression au niveau des échangeurs sont prises égales à celles données par (El-Sayed 2003) et (El-Nashar 2008): $\Delta P_{t,cond}=3.5$ kPa ; $\Delta P_{s,cond}=0.3$ kPa; $\Delta P_{t,effet}=0.35$ kPa ; $\Delta P_{s,effet}=0.3$ kPa ; $\Delta P_{t,gen}=52$ kPa ; $\Delta P_{s,gen}=150$ kPa;

D'après (Sharaf et al. 2011) un système de dessalement fonctionne à 90% dans l'année. En tenant compte des réalités du projet analysé dans la présente thèse, ce pourcentage doit être réduit, car il dépend de la fiabilité du moteur Diesel. Compte tenu de cela on considère que l'unité de dessalement fonctionne à 80% ce qui correspond à une durée de fonctionnement t_r de 7008 heures par an.

Les résultats de l'analyse économique dépendent de ceux du modèle thermodynamique étudié dans le chapitre cinq. Les différentes équations sont résolues simultanément pour déterminer les coûts \dot{C}_i des différents états du système global, les investissements (\dot{Z}_k) des composants du système de dessalement et le coût de production de l'eau potable CP. Les variables du modèle thermo-économique sont les mêmes que celles de l'analyse thermodynamique de la superstructure à savoir :

- ✓ l'écart de température ΔT_e compris entre 1 et 5;
- ✓ le nombre d'effets N supérieur à 1;
- ✓ (α ; φ) modèle suiveur ou parallèle croisé;
- ✓ le point d'ébullition de l'eau de mer : BPE=0.8 °C;

Quelles que soient les conditions de simulation, il faut rappeler que les investissements \dot{Z}_k de la pompe du générateur, de l'éjecteur et du générateur de vapeur restent constants. Car leur investissement dépend des paramètres de conception déjà définis dans le chapitre trois.

6.3 Résultats et commentaires

6.3.1 Configuration parallèle croisée

a. Cas des débits d'alimentation identiques

Les conditions de simulation sont telles que $\Delta T_e = 2 \text{ }^\circ\text{C}$, $N=8$, $BPE=0.8 \text{ }^\circ\text{C}$ et $\alpha = \varphi = 1$.

Le Tableau 6.1 présente les coûts de production de la saumure, de la vapeur et les investissements réalisés pour chaque effet. Lorsque les effets sont alimentés par un même débit, leur coût d'alimentation reste identique, car l'exergie est constante. Les investissements \dot{Z}_k des effets sont à l'image de leur conductance thermique. Ainsi quand celle-ci diminue d'un effet à un autre comme le montre la Figure 5.12 du chapitre cinq, cela entraîne moins d'investissements.

Selon les résultats du Tableau 6.1 les coûts de production de vapeur et de saumure augmentent à travers les effets. L'explication à ce phénomène peut se baser sur l'équation (6.52). Elle est obtenue en combinant les bilans économiques du premier et des effets qui suivent Éq.(6.27) et Éq.(6.29). La relation (6.52) montre que le coût de production de vapeur et de saumure dans un effet dépend de celui de l'énergie fournie dans le premier effet, de toutes les dépenses (les investissements \dot{Z}_k , le coût d'alimentation en eau de mer des effets) faites du premier effet à l'effet concerné et également du coût du distillat à la sortie de l'effet. Sachant que le terme entre parenthèses de Eq.(6.52) est constant et que les sommations $\sum \dot{C}_{F,j}$ et $\sum \dot{Z}_{k,j}$ croissent d'un effet à un autre cela entraîne l'augmentation du membre de droite de l'équation. Par ailleurs le coût de production de distillat $\dot{C}_{vc,i}$ augmente puis décroît à travers les effets.

$$\dot{C}_{b,i} + \dot{C}_{v,i} = (\dot{C}_3 - \dot{C}_{3,cond}) + \sum_{j=1}^i \dot{Z}_{\text{effet},j} + \sum_{j=1}^i \dot{C}_{F,j} - \sum_{j=1}^{i-1} \dot{C}_{vc,j} \quad (6.52)$$

Tableau 6.1 : Les différents coûts de production à travers les effets dans la configuration parallèle croisée

'EFFET [i]'	E_{Fi}' (kW)	E_{bi}' (kW)	E_{vi}' (kW)	E_{di}' (kW)	\dot{C}_{Fi}' (\$/h)	\dot{C}_{bi}' (\$/h)	\dot{C}_{vi}' (\$/h)	\dot{C}_{di}' (\$/h)	\dot{Z}_{effeti}' (\$/h)
1	1.39	27.51	1169	27.98	194.4	224.9	1559	37.31	6.41
2	1.39	50.16	1026	22.66	194.4	448	1767	39.02	274.40
3	1.39	67.92	900.4	18.22	194.4	667.8	1961	39.68	258.70
4	1.39	80.93	789.6	14.51	194.4	882.9	2146	39.44	245.10
5	1.39	89.47	692.2	11.44	194.4	1092	2326	38.44	233.90
6	1.39	94.02	606	8.89	194.4	1294	2505	36.74	225.00
7	1.39	95.17	529.2	6.77	194.4	1487	2687	34.39	218.50
8	1.39	93.66	459.5	5.01	194.4	1672	2877	31.38	214.40

b. Les effets de la variation de ΔT_e en configuration parallèle croisée

La Figure 6.3, Figure 6.4 et la Figure 6.5 présentent respectivement les coûts de vapeur produite, de saumure et les investissements à travers les effets pour différentes valeurs de l'écart de température. Elles sont obtenues dans les conditions telles que $N=8$, $BPE=0.8$ °C et $\alpha= \varphi=1$ et ΔT_e varie entre 1 et 5.

D'après la Figure 6.3 et la Figure 6.4 les coûts de vapeur et de saumure d'un effet diminuent lorsque ΔT_e augmente. Cela s'explique par une diminution des termes $\Sigma \dot{Z}_k$ et $\Sigma \dot{C}_{F,i}$ de l'équation (6.52). Il faut noter que l'investissement global $\Sigma \dot{Z}_k$ sur les effets devient de moins en moins important, car l'investissement individuel de chaque effet diminue au fur et à mesure que la température de l'effet augmente à travers un ΔT_e croissant (voir Figure 6.5). La diminution de $\Sigma \dot{C}_{F,i}$ est due à celle de l'exergie de chaque débit entrant dans un effet suite à des débits de plus en plus réduits lorsque ΔT_e augmente.

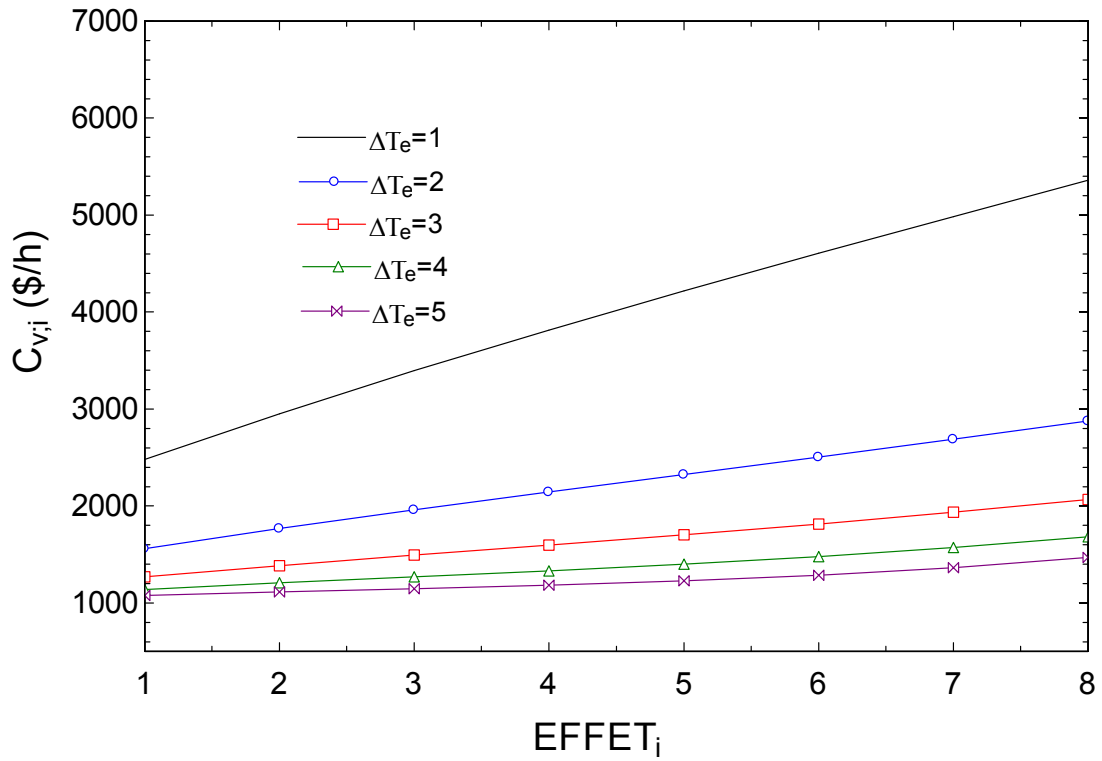


Figure 6.3 : Variation du coût de vapeur pour différentes valeurs de ΔT_e type configuration parallèle croisée

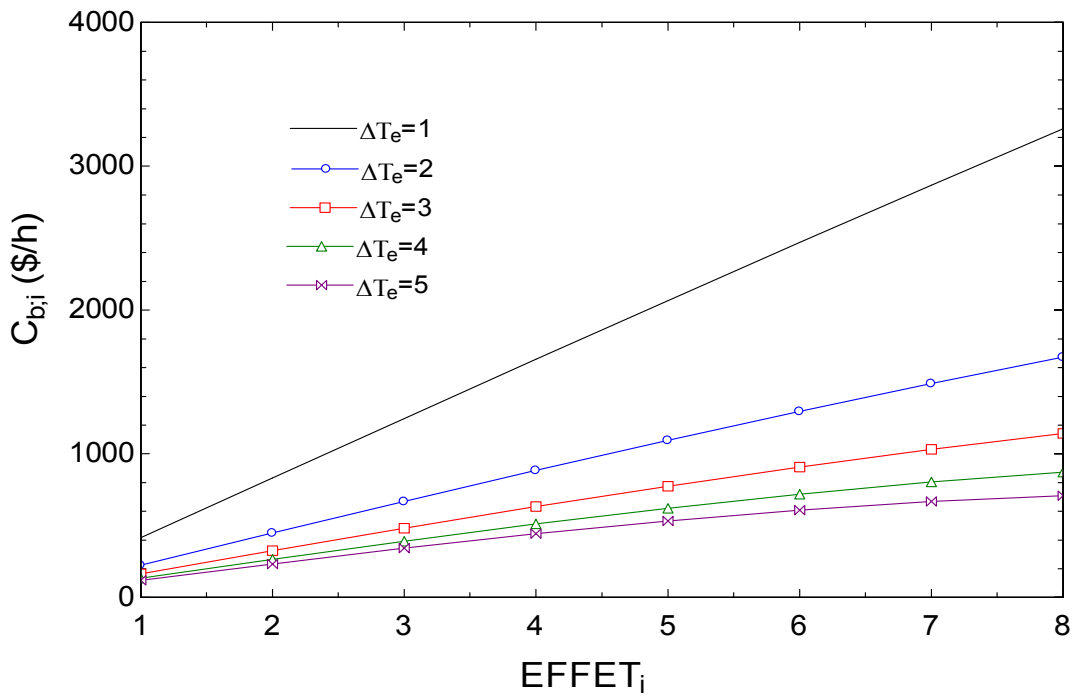
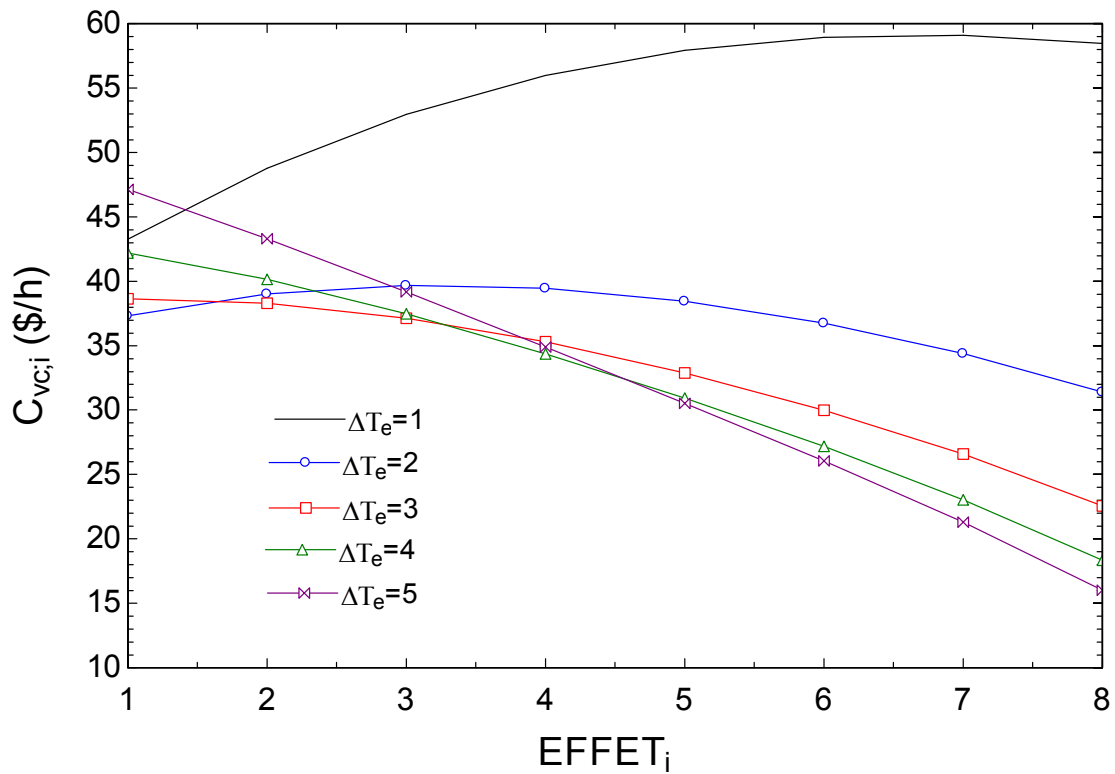


Figure 6.4 : Variation du coût de saumure pour différents ΔT_e type configuration parallèle croisée



Variation du coût de distillat pour différentes valeurs de ΔT_e type configuration parallèle croisée

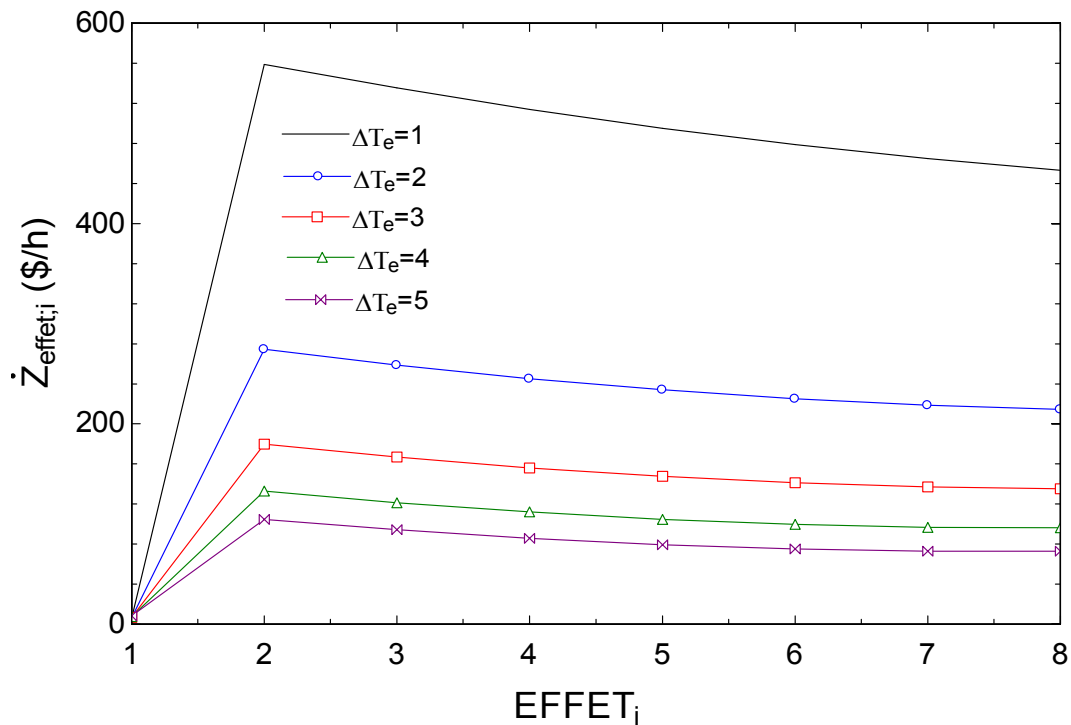


Figure 6.5 : Investissements des effets pour différentes valeurs de ΔT_e type configuration parallèle croisée

Le Tableau 6.2 présente les résultats numériques des investissements nécessaires de tous les composants du système de dessalement ainsi que le coût du mètre du cube d'eau potable CP pour différents ΔT_e . Tel qu'il a été énoncé plus haut, les investissements de l'éjecteur, du générateur ainsi que sa pompe sont indépendants des conditions de simulation (voir Tableau 6.2). Cependant l'augmentation de ΔT_e entraîne de faibles investissements pour le reste des composants. Au niveau des pompes (saumure, distillat), cela est dû à des débits de plus en plus faibles. Au niveau du condenseur on a une conductance thermique plus petite pour des ΔT_e élevés, car le débit d'eau de mer d'alimentation est réduit alors que ΔT_e est constant (voir chapitre trois) donc \dot{Z}_{cond} diminue. Puisque tous les débits et l'investissement de la pompe du distillat sont revus à la baisse, il est évident que le coût de production du distillat par heure \dot{C}_6 doit aussi diminuer (voir équation 5.49). Ces résultats sont également confirmés par les travaux de (Shakouri et al. 2010).

Tableau 6.2 : Investissements nécessaires et coût de production en fonction de ΔT_e pour des débits d'alimentation identiques

ΔT_e (°C)	D (kg/s)	\dot{Z}_{cond} (\$/h)	$\dot{Z}_{po,gen}$ (\$/h)	$\dot{Z}_{po,bn}$ (\$/h)	$\dot{Z}_{po,dist}$ (\$/h)	\dot{Z}_{gen} (\$/h)	\dot{Z}_{eject} (\$/h)	\dot{Z}_{effets} (\$/h)	\dot{C}_3 (\$/h)	$\dot{C}_{3,d}$ (\$/h)	\dot{C}_6 (\$/h)	CP (\$/m ³)
1	40.35	4.45	2.84	1.66	1.66	26.94	312.9	3506	2646	95.39	247.80	1.70
2	38.68	4.26	2.84	1.62	1.62	26.94	312.9	1677	1675	60.36	165.60	1.18
3	37.12	4.09	2.84	1.59	1.59	26.94	312.9	1071	1373	49.50	142.90	1.07
4	35.67	3.93	2.84	1.55	1.55	26.94	312.9	771	1244	44.83	135.6	1.06
5	34.32	3.78	2.84	1.52	1.52	26.94	312.9	594	1118	42.81	135.2	1.1

Les résultats numériques du Tableau 6.2 montrent qu'il existe une valeur de ΔT_e pour laquelle, le coût de production d'un mètre cube d'eau CP est minimal. Cela est dû à une faible variation de \dot{C}_6 alors que le débit de distillat diminue. Les conditions optimales en utilisant la fonction d'optimisation de EES donnent: $\Delta T_{e,opt}=3.68$; $D_{opt}=36.12$ kg/s ; $\dot{Z}_{cond,opt} =3.89$ \$/h ; $\dot{Z}_{po,bn,opt} =1.56$ \$/h ; $\dot{Z}_{po,dist,opt} =1.56$ \$/h ; $\dot{Z}_{effets,opt} =848.5$ \$/h ; $\dot{C}_{6,opt}=136.9$ \$/h et $CP_{opt}=1.05$ \$/m³.

c. Variation du nombre d'effets N

Les résultats du Tableau 6.3 sont obtenus en variant N dans une certaine plage de valeur et en considérant $\Delta T_e=2$ °C et BPE=0.8 °C.

Pour produire plus d'eau potable il est préférable d'augmenter le nombre d'effets N. Cela entraîne également des investissements supplémentaires au niveau des effets et des pompes (voir Tableau 6.3). Le coût de production de l'eau potable devient aussi plus élevé comme le

montrent les résultats numériques. Cependant il est important de souligner que pour chaque N, il existe un ΔT_e qui permet de minimiser le coût de production.

Tableau 6.3: Investissements nécessaires et coût de production en fonction de N pour des débits d'alimentation identiques

N	D (kg/s)	\dot{Z}_{cond} (\$/h)	$\dot{Z}_{p,gen}$ (\$/h)	$\dot{Z}_{p,bn}$ (\$/h)	$\dot{Z}_{p,d}$ (\$/h)	\dot{Z}_{gen} (\$/h)	\dot{Z}_{eject} (\$/h)	\dot{Z}_{effets} (\$/h)	\dot{C}_3 (\$/h)	$\dot{C}_{3,d}$ (\$/h)	\dot{C}_6 (\$/h)	CP (\$/m ³)
2	11.38	1.26	2.84	0.83	0.83	26.94	312.9	288	646.4	23.3	8.94	0.22
3	16.72	1.84	2.84	1.02	1.02	26.94	312.9	558.4	791.1	28.52	18.57	0.31
4	21.77	2.40	2.84	1.18	1.18	26.94	312.9	814.7	944.9	34.06	33.45	0.43
5	26.51	2.92	2.84	1.32	1.32	26.94	312.9	1056	1109	39.96	54.63	0.57
6	30.91	3.41	2.84	1.44	1.44	26.94	312.9	1280	1283	46.26	83.09	0.75
7	34.97	3.86	2.84	1.54	1.54	26.94	312.9	1487	1471	53.03	119.70	0.95
8	38.68	4.26	2.84	1.62	1.62	26.94	312.9	1677	1675	60.36	165.60	1.18
9	42.02	4.63	2.84	1.70	1.70	26.94	312.9	1848	1897	68.39	221.60	1.47
10	45.02	4.96	2.84	1.76	1.76	26.94	312.9	2002	2144	77.29	289.30	1.79

6.3.2 Type suiveur

a. Cas de base type suiveur

Les conditions de simulations sont telles que $\Delta T_e=2^\circ\text{C}$, $N=8$, $BPE=0.8^\circ\text{C}$ et $\alpha=\varphi=0$. Ainsi on obtient les résultats présentés dans le Tableau 6.4.

Dans un type suiveur, la conductance thermique augmente d'un effet à un autre ce qui entraîne des investissements croissants du premier au dernier effet (Tableau 6.4). Le seul coût d'alimentation est celui de premier effet car étant l'unique entrée de l'eau de mer dans le MEE. Tout comme le mode parallèle croisé, les coûts de production de vapeur et saumure deviennent de plus en plus importants à travers les effets. L'explication peut également se baser sur l'équation (6.52) modifiée en tenant compte de l'alimentation d'un seul effet en eau de mer. On obtient alors l'équation suivante :

$$\dot{C}_{b,i} + \dot{C}_{v,i} = (\dot{C}_3 - \dot{C}_{3,d}) + \dot{C}_{F,1} + \sum_{j=1}^i \dot{Z}_{\text{effet},j} - \sum_{j=1}^{i-1} \dot{C}_{d,j} \quad (6.53)$$

Elle montre que la variation du membre de gauche de l'équation dépend de celle du terme $(\sum \dot{Z}_k - \sum \dot{C}_{d,i})$. Si ce terme augmente, les coûts de vapeur et de saumure augmentent. Puisque l'augmentation de $\sum \dot{Z}_k$ est plus importante que celle de $\sum \dot{C}_{d,i}$ alors $\dot{C}_{b,i} + \dot{C}_{v,i}$ augmente aussi.

Tableau 6.4 : Les différents coûts de production à travers les effets dans la configuration type suiveur

'EFFET[i]'	E_{Fi}' (kW)	E_{bi}' (kW)	E_{vi}' (kW)	E_{di}' (kW)	\dot{C}_{Fi}' (\$/h)	\dot{C}_{bi}' (\$/h)	\dot{C}_{vi}' (\$/h)	\dot{C}_{di}' (\$/h)	\dot{Z}_{effeti}' (\$/h)
1	9.41	310.5	716.9	17.16	1690	1657	1612	38.59	6.411
2	0.00	253.2	708.9	15.65	0.00	1643	1756	38.78	168.3
3	0.00	203.9	692.1	14	0.00	1611	1928	39	178.7
4	0.00	162.7	666.9	12.26	0.00	1565	2123	39.02	188.4
5	0.00	129.6	633.6	10.47	0.00	1511	2336	38.6	197.6
6	0.00	104.8	592.8	8.69	0.00	1455	2559	37.53	206
7	0.00	88.14	544.9	6.97	0.00	1404	2786	35.65	213.7
8	0.00	79.55	490.5	5.35	0.00	1370	3005	32.78	220.8

b. Effets de la variation de ΔT_e

Les conditions de simulations sont : $\Delta T_e = 2 \text{ }^\circ\text{C}$, $N=8$, $BPE=0.8 \text{ }^\circ\text{C}$ et $\alpha = \varphi = 0$.

Les résultats numériques du Tableau 6.4 et l'équation (6.53) montrent que les coûts de production de vapeur et de saumure dépendent majoritairement des investissements réalisés au niveau des effets. Ainsi en diminuant ces derniers, les coûts diminuent. Alors que pour réduire les investissements, le seul moyen est d'augmenter ΔT_e permettant ainsi de diminuer les conductances thermiques et par conséquent, \dot{Z}_k aussi diminue (voir Figure 6.9). Cela affecte également la baisse des coûts $\dot{C}_{b,i}$ et $\dot{C}_{v,i}$ lorsqu'on augmente l'écart de température entre les effets (voir Figure 6.6 et Figure 6.7).

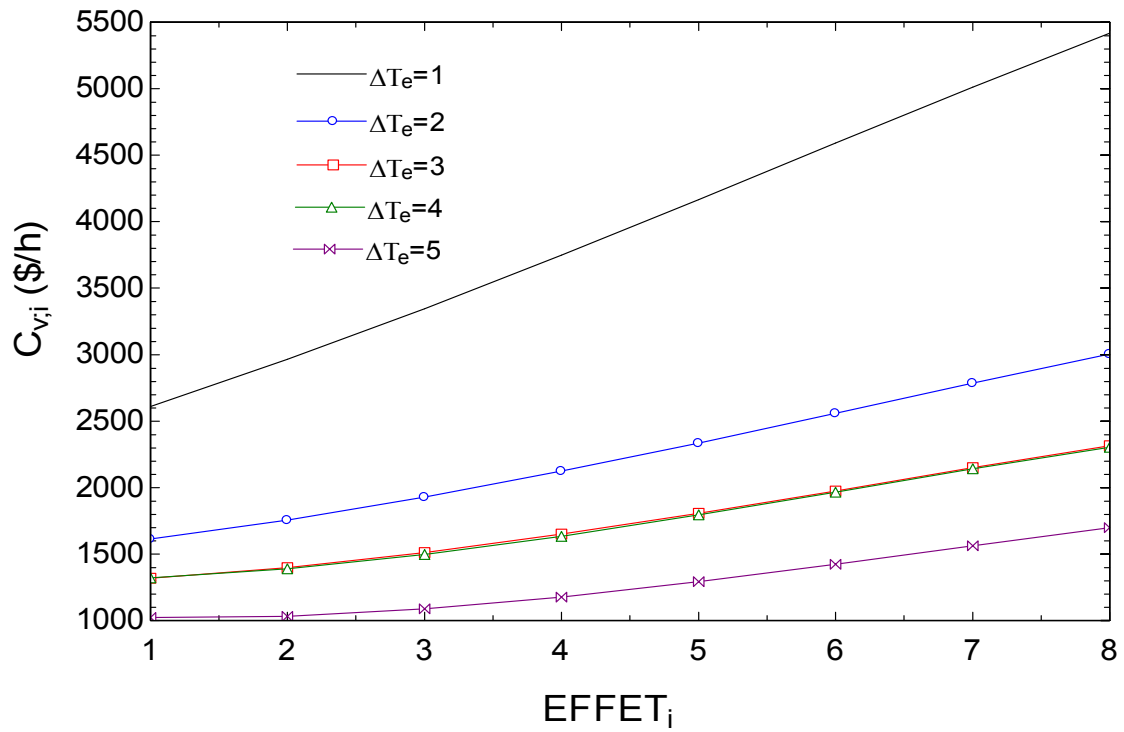


Figure 6.6 : Variation du coût de vapeur pour différentes valeurs de ΔT_e en mode suiveur

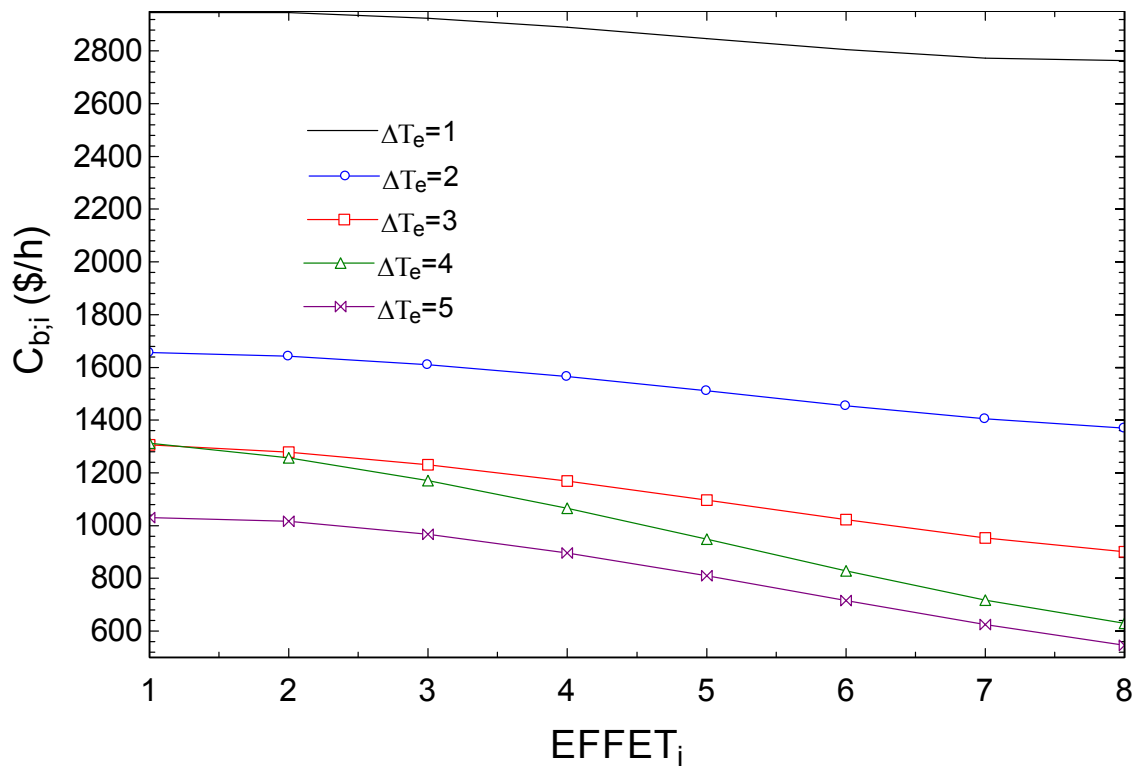


Figure 6.7 : Variation du coût de saumure pour différentes valeurs de ΔT_e en mode suiveur

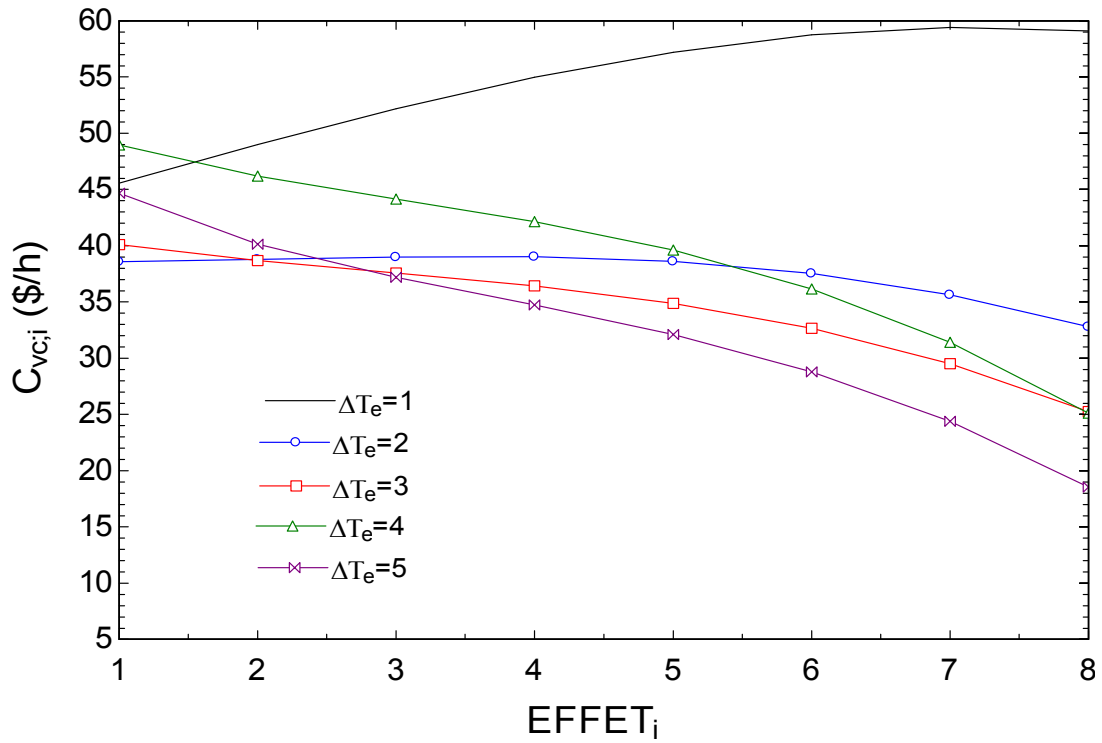


Figure 6.8 : Variation du coût de distillat pour différentes valeurs de ΔT_e en mode suiveur

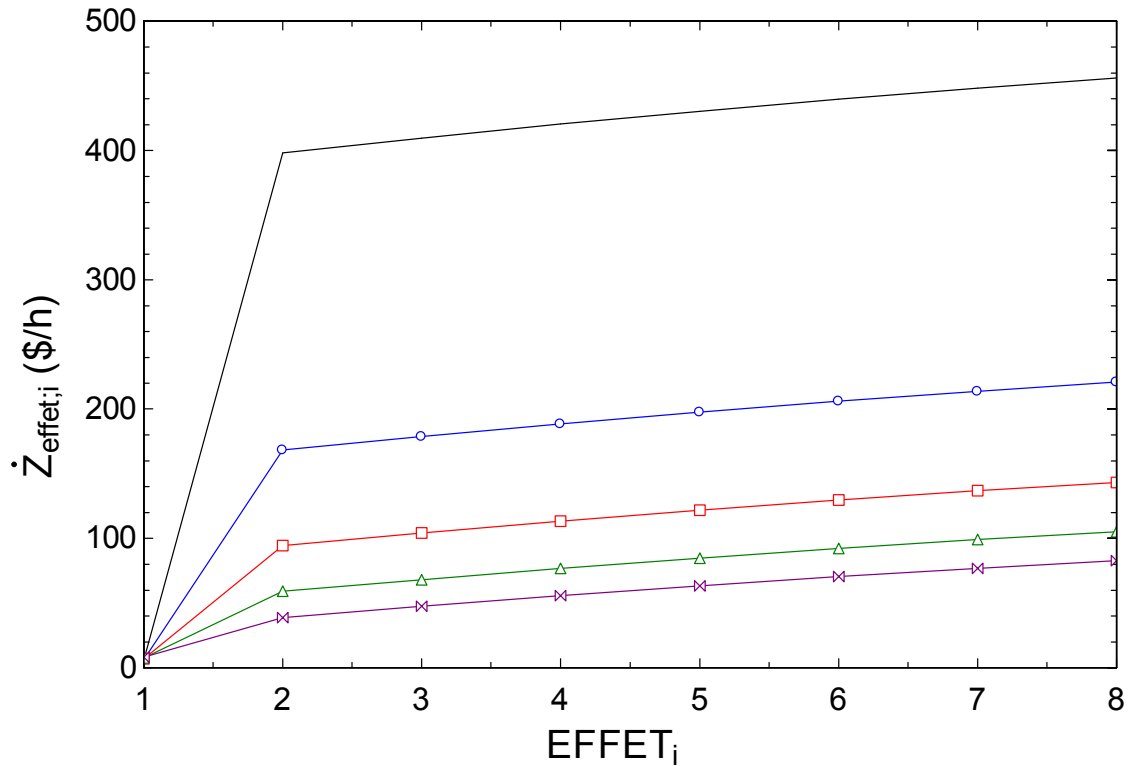


Figure 6.9 : Investissements des effets pour différentes valeurs de ΔT_e en mode suiveur

Le Tableau 6.5 synthétise les résultats des effets d'une variation de l'écart de température sur les investissements et le coût de production de l'eau potable CP. L'augmentation de ΔT_e entraîne une réduction des investissements, suite à des débits et énergie réduits à travers les effets. Les résultats numériques mettent également en exergue l'existence d'une valeur de ΔT_e tel que CP soit minimum. Ainsi la simulation et l'utilisation de la fonction optimisation du logiciel EES, donnent les résultats suivants: $\Delta T_{e,opt}=2.84$ °C ; $D_{opt}= 30.95$ kg/s ; $\dot{Z}_{cond,opt}=3.41$ \$/h ; $\dot{Z}_{po,bn,opt}=1.43$ \$/h ; $\dot{Z}_{po,dist,opt}=1.43$ \$/h ; $\dot{Z}_{effets,opt}=906.6$ \$/h ; $C_{6,opt}=135.7$ \$/h et $CP_{opt}=1.21$ \$/m³.

Tableau 6.5 : Investissements nécessaires et coût de production en fonction de ΔT_e en mode suiveur

ΔT_e (°C)	D (kg/s)	\dot{Z}_{cond} (\$/h)	$\dot{Z}_{po,gen}$ (\$/h)	$\dot{Z}_{po,bn}$ (\$/h)	$\dot{Z}_{po,dist}$ (\$/h)	\dot{Z}_{gen} (\$/h)	\dot{Z}_{eject} (\$/h)	\dot{Z}_{effets} (\$/h)	\dot{C}_3 (\$/h)	$\dot{C}_{3,d}$ (\$/h)	\dot{C}_6 (\$/h)	CP (\$/m ³)
1	35.44	3.91	2.84	1.55	1.55	26.94	312.9	3008	2604	93.86	231.2	1.81
2	32.85	3.62	2.84	1.48	1.484	26.94	312.9	1380	1668	60.15	152.6	1.29
3	30.63	3.38	2.84	1.43	1.428	26.94	312.9	849.8	1416	51.2	134.5	1.22
4	28.72	3.16	2.84	1.37	1.37	26.94	312.9	592.6	1459	52.57	145.8	1.41
5	27.05	2.98	2.84	1.33	1.33	26.94	312.9	443.3	1203	43.37	141.2	1.45

c. Variation du nombre d'effets N

Le Tableau 6.6 illustre les investissements nécessaires et le coût de production d'un mètre cube d'eau potable lorsque le nombre d'effets augmente. Les résultats sont obtenus en considérant que $\Delta T_e=2$ et $BPE=0.8$ °C.

L'objectif principal d'un nombre important d'effets est de produire assez d'eau potable, mais cela se traduit par des investissements de plus en plus élevés en augmentant N (Tableau 6.6). D'une part, certes la quantité d'eau augmente, mais d'autre part cela entraîne également un coût de production d'eau potable croissant.

Tableau 6.6 : Investissements nécessaires et coût de production en fonction de N type suiveur

N	D (kg/s)	\dot{Z}_{cond} (\$/h)	$\dot{Z}_{po,gen}$ (\$/h)	$\dot{Z}_{po,bn}$ (\$/h)	$\dot{Z}_{po,dist}$ (\$/h)	\dot{Z}_{gen} (\$/h)	\dot{Z}_{eject} (\$/h)	\dot{Z}_{effets} (\$/h)	\dot{C}_3 (\$/h)	$\dot{C}_{3,d}$ (\$/h)	\dot{C}_6 (\$/h)	CP (\$/m ³)
2	11.18	1.23	2.84	0.82	0.82	26.94	312.9	278	647	23.32	8.832	0.22
3	16.09	1.77	2.84	1.00	1.00	26.94	312.9	526.7	791.8	28.54	18.15	0.31
4	20.48	2.26	2.84	1.14	1.14	26.94	312.9	749.5	944.4	34.04	32.27	0.44
5	24.34	2.68	2.84	1.26	1.26	26.94	312.9	945.4	1105	39.84	52.00	0.59
6	27.66	3.05	2.84	1.35	1.35	26.94	312.9	1115	1276	45.99	78.02	0.78
7	30.49	3.36	2.84	1.42	1.42	26.94	312.9	1259	1461	52.65	111.20	1.01
8	32.85	3.62	2.84	1.48	1.48	26.94	312.9	1380	1668	60.13	152.90	1.29
9	34.79	3.84	2.84	1.53	1.53	26.94	312.9	1479	1919	69.16	206.70	1.65
10	36.35	4.01	2.84	1.57	1.57	26.94	312.9	1560	2280	82.19	283.80	2.16

6.3.3 Conditions de conception

Le Tableau 6.7 présente les investissements des différents composants et le coût de production de l'eau potable en mode suiveur et parallèle croisé. Les résultats numériques sont obtenus en considérant que les deux types fonctionnent dans les mêmes conditions (N=8, $\Delta T_e=2$ °C, BPE=0.8 °C). On constate que non seulement la production d'eau potable du type parallèle croisé est plus importante, mais également son coût de production est plus faible que celui du type suiveur. Cela peut s'expliquer par un faible débit de distillat produit par le type suiveur par rapport à celui du parallèle croisé.

Tableau 6.7 : Comparaison parallèle croisé et suiveur

	N	D (kg/s)	\dot{Z}_{cond} (\$/h)	$\dot{Z}_{po,gen}$ (\$/h)	$\dot{Z}_{po,bn}$ (\$/h)	$\dot{Z}_{po,dist}$ (\$/h)	\dot{Z}_{gen} (\$/h)	\dot{Z}_{eject} (\$/h)	\dot{Z}_{effets} (\$/h)	\dot{C}_3 (\$/h)	$\dot{C}_{3,d}$ (\$/h)	\dot{C}_6 (\$/h)	CP (\$/m ³)
Parallèle croisé	8	38.68	4.26	2.84	1.62	1.62	26.94	312.9	1677	1675	60.36	165.60	1.19
Suiveur	8	32.85	3.62	2.84	1.48	1.48	26.94	312.9	1380	1668	60.13	152.90	1.29

Le chapitre précédent a montré que les conditions de design définies dans le chapitre trois ne pouvaient être atteintes pour des contraintes techniques. L'analyse thermo-économique montre aussi que même si un tel procédé est réalisé théoriquement dans les conditions du Tableau 5.17, le coût de production de l'eau potable et les investissements sont très élevés. Cependant il est important de noter que le coût de production du type suiveur est plus faible que celui de la configuration parallèle croisée pour produire une même quantité d'eau potable (Tableau 6.8). Le débit est atteint au niveau du type suiveur en augmentant non seulement le nombre d'effets c'est-à-dire plus d'investissement (voir Tableau 6.8), mais aussi l'écart de température entre les effets est plus petit que dans le type parallèle croisé.

Tableau 6.8 : Conditions d'atteintes de la production d'eau potable modèle boîte noire

	N	D (kg/s)	\dot{Z}_{cond} (\$/h)	$\dot{Z}_{\text{po,gen}}$ (\$/h)	$\dot{Z}_{\text{po,bn}}$ (\$/h)	$\dot{Z}_{\text{po,dist}}$ (\$/h)	\dot{Z}_{gen} (\$/h)	\dot{Z}_{eject} (\$/h)	\dot{Z}_{effets} (\$/h)	\dot{C}_6 (\$/h)	CP (\$/m ³)
Suiveur	33	93.30	10.29	2.84	2.63	2.63	26.94	312.9	147408.0	8617.00	25.64
Parallel croisé	22	93.30	10.29	2.84	2.63	2.63	26.94	312.9	52077.0	9880.00	29.40

6.3.4 Choix du MEE

D'après (Maurel 2006) le coût de production de l'eau de mer dans les grandes installations est généralement compris entre 0.60 \$/m³ et 0.80\$/m³. Selon le dernier rapport sur les systèmes de dessalement publié en 2008, (Nwc 2008) le CP d'une unité de distillation avec compression de vapeur est compris entre 0.87 et 0.95 \$/m³. Ces valeurs moyennes donnent une idée générale du CP, mais ne spécifient ni la taille de l'installation ni les conditions de fonctionnement. De plus dans la littérature le coût de production est légèrement plus grand. (Shakouri et al. 2010) pour produire 0.52 kg/s d'eau potable, ont utilisé trois effets et le CP=1.98 \$/m³. (Mabrouk et al. 2007) ont obtenu un coût unitaire de production de 3\$/m³ avec deux effets de distillation par thermocompression et une production totale de 13.88 kg/s. Ce coût est réduit à 1.71 \$/m³ lorsque la compression est mécanique.

En se basant sur ces résultats, le choix du nombre d'effets N dépend surtout de l'investissement total prévu pour le projet, mais aussi du coût de production de l'eau potable souhaitable. Pour cela un autre paramètre est à prendre en compte dans cette étude, il s'agit du prix de vente de l'eau douce sur le plan local. Au Sénégal, ce coût est environ 1.5 \$/m³. Ainsi, le coût de production de l'eau potable en dessalement doit être plus petit que ce prix pour espérer une vente ou une rentabilité du projet. Ainsi le choix d'une configuration doit satisfaire non seulement une grande production d'eau potable, mais aussi le coût de production doit être plus petit que le prix de vente de l'eau douce. À ceux-là s'ajoute également un faible investissement. Compte tenu des deux premiers critères, le type parallèle croisé est le choix adéquat. Cependant le type suiveur entraîne des investissements plus faibles par rapport au parallèle croisé. Dans ces conditions, les différentes possibilités de production sont synthétisées dans les Tableau 6.9 et Tableau 6.10. Ils présentent les conditions optimales de fonctionnement qui correspondent à un CP minimal pour différents effets respectivement en mode parallèle croisé à débits identiques et en mode suiveur. En effet aux sections 6.3.1 et

6.3.2 il a été spécifié que pour un nombre d'effets donné, il existe un écart de température entre effets qui permettait de minimiser le coût de production.

Tableau 6.9 : conditions optimales en parallèle croisé à débits identiques pour différents effets

N	D (kg/s)	ΔT_e (°C)	\dot{Z}_{cond} (\$/h)	$\dot{Z}_{po,bn}$ (\$/h)	$\dot{Z}_{po,dist}$ (\$/h)	\dot{Z}_{effets} (\$/h)	\dot{C}_3 (\$/h)	$\dot{C}_{3,cond}$ (\$/h)	\dot{C}_6 (\$/h)	CP (\$/m ³)
2	11.31	5	1.24	0.82	0.82	177.7	570.7	20.57	8.07	0.19
3	16.45	5.00	1.81	1.01	1.01	222.5	638.8	23.03	15.67	0.26
4	21.11	5.00	2.32	1.16	1.16	318.2	715.9	25.81	27.13	0.35
5	25.37	4.70	2.79	1.28	1.28	430.7	815.3	29.39	43.63	0.47
6	29.25	4.37	3.22	1.39	1.39	554.3	937.9	33.81	66.40	0.63
7	32.80	4.03	3.61	1.48	1.48	691.4	1088	39.23	96.89	0.82
8	36.12	3.68	3.98	1.56	1.56	848.5	1274	45.94	136.90	1.05
9	39.27	3.33	4.33	1.63	1.63	1033	1505	54.23	188.90	1.33

Tableau 6.10 : Les conditions optimales en mode suiveur pour différents effets

N	D (kg/s)	ΔT_e (°C)	\dot{Z}_{cond} (\$/h)	$\dot{Z}_{po,bn}$ (\$/h)	$\dot{Z}_{po,dist}$ (\$/h)	\dot{Z}_{effets} (\$/h)	\dot{C}_3 (\$/h)	$\dot{C}_{3,d}$ (\$/h)	\dot{C}_6 (\$/h)	CP (\$/m ³)
2	11.08	5	1.22	0.81	0.81	125	577.7	20.83	8.01	0.20
3	15.62	5.00	1.72	0.98	0.98	205.6	642.5	23.16	15.20	0.27
4	19.42	4.80	2.14	1.11	1.11	295.1	726.8	26.2	25.89	0.37
5	22.66	4.39	2.49	1.21	1.21	397.2	835.3	30.11	41.12	0.50
6	25.50	3.94	2.81	1.29	1.29	515.9	975.5	35.16	62.40	0.67
7	30.59	3.47	3.37	1.42	1.42	1300	1483	53.46	112.70	0.91
8	30.95	2.84	3.41	1.43	1.43	906.6	1437	51.8	135.70	1.21
9	30.84	3.48	3.40	1.43	1.43	741.7	742.9	26.78	62.43	0.56
10	29.80	4.20	3.28	1.40	1.40	593.5	500	18.02	38.30	0.35

6.4 Conclusion

Dans ce chapitre une analyse thermo-économique a été réalisée. Elle se base sur la méthode du coût spécifique de l'exergie ou SPECO. Cette méthode a été appliquée au système de dessalement entier y compris à la superstructure afin de déterminer le coût de production et les différents investissements pour chaque composant du système. Les effets de l'écart de température entre les effets et le nombre d'effets ont été analysés. Les principaux résultats ont montré que le coût de production diminue lorsqu'on augmente l'écart de température. Par contre en augmentant le nombre d'effets certes d'une part la production devient importante d'autre part cela entraîne plus d'investissements et le coût de production devient élevé. Il a

également été mis en évidence que le coût de production du parallèle croisé est plus faible que celui du type suiveur dans les mêmes conditions de fonctionnement. Pour tout nombre d'effets, il existe un écart de température qui minimise le coût de production aussi bien en mode suiveur qu'en mode parallèle croisé. L'analyse thermo-économique montre tout comme l'analyse thermodynamique détaillée de la superstructure que les conditions de conception définies dans le chapitre trois sont difficilement réalisables car le coût de production et les investissements nécessaires sont trop élevés par rapport au coût actuel de production d'eau potable par dessalement de l'eau de mer. L'analyse met aussi en évidence deux choix possibles selon les objectifs. Ces derniers peuvent être, la production d'eau potable à un coût inférieur à celui de la vente d'eau douce et également à moindre coût d'investissement.

CHAPITRE 7

CONCLUSION GÉNÉRALE

L'objectif principal de cette thèse était de revaloriser les rejets thermiques d'un moteur Diesel en produisant de l'eau potable par distillation de l'eau de mer. Et dans ce but, une analyse thermodynamique et économique devait être réalisée afin d'étudier la faisabilité et la rentabilité d'un tel projet. Pour atteindre cet objectif, le travail a été subdivisé en plusieurs étapes:

Tout d'abord, une revue littéraire a été effectuée afin de comprendre le phénomène de dessalement de l'eau de mer. Elle a permis de constater l'existence de trois modèles d'eau de mer ainsi que les différences entre eux. L'importance du choix d'un modèle adapté a été mise en évidence à travers un exemple afin de déterminer l'énergie minimale nécessaire à dessaler l'eau de mer. Ce qui a permis de noter l'écart non négligeable qui existe entre les trois modèles. Cet écart devient important lorsqu'il s'agit d'appliquer le second principe de la thermodynamique à certains systèmes. Cette revue a également permis de choisir le procédé de dessalement par distillation comme technique la mieux adaptée pour ce projet. Un tel choix a été fait sur la base de critères économique, technique, mais également environnemental. Dans l'optique d'améliorer les performances énergétiques de la technique de dessalement, un éjecteur est utilisé pour la thermocompression de vapeur.

Après le choix du système de dessalement, la deuxième étape du projet a consisté en une analyse du comportement de l'unité de dessalement dans les conditions telles que les caractéristiques thermodynamiques des rejets soient connues. Contrairement à la plupart des travaux en dessalement, celui-ci débute par une analyse préliminaire du système global en adoptant une configuration modèle boîte noire. Ce modèle s'appuie uniquement sur les propriétés thermodynamiques des entrées et sorties du système. Il a été validé en comparant les résultats prédits avec ceux des travaux similaires dans les mêmes conditions de simulation. Pour optimiser le procédé, les fonctions objectives retenues sont : la maximisation de la production d'eau potable, la minimisation de la surface d'échange et des pertes exergetiques.

Parmi les quatre paramètres d'optimisation, seul le pourcentage d'eau de mer rejetée après la condensation de la vapeur du dernier effet satisfaisait simultanément les trois fonctions objectives. L'analyse paramétrique a permis de choisir les trois autres : la pression motrice de l'éjecteur, le taux de compression de l'éjecteur et le pincement au niveau du condenseur en faisant des compromis. Ces derniers sont également justifiés à partir des résultats industriels. Les résultats de l'analyse exergetique du système global ont présenté l'éjecteur comme le composant où il y'a le plus de dégradation d'exergie. Et les pertes exergetiques augmentent lorsque la pression motrice devient importante. Le deuxième composant où les pertes exergetiques sont aussi importantes est le distillateur à multiples effets.

Dans l'étape trois, pour analyser les irréversibilités dans un éjecteur, la conception d'un nouveau modèle d'éjecteur thermodynamique à une dimension a été initiée. Ce modèle se démarque des deux modèles d'éjecteur connus à ce jour à savoir le modèle à pression constante et celui qui est à section constante. Le modèle d'éjecteur développé est beaucoup plus général avec des hypothèses vérifiées par des études antérieures. En outre, il est caractérisé par une nouvelle méthode de détermination des performances globales des procédés de compression et de détente dans l'éjecteur. En effet, cette méthode consiste à adapter les étapes de détermination des rendements globaux des turbomachines multicellulaires. Celle-ci consiste à introduire un rendement élémentaire ou rendement polytropique entre deux étapes de compression ou de détente élémentaire pour déterminer le rendement isentropique du procédé. L'éjecteur a été validé par comparaison des résultats avec des travaux similaires. L'analyse paramétrique a permis de démontrer que le choix des rendements polytropiques afin de tenir compte des irréversibilités affecte la géométrie de l'éjecteur. De plus le rendement isentropique de la compression dans le diffuseur est toujours supérieur au rendement polytropique. Quant au rendement polytropique de détente, il est plus petit que le rendement isentropique global. Grâce à ce modèle, il a été possible de déterminer toutes les dimensions de l'éjecteur. Cela constitue une contribution majeure sachant que certaines parties telle la longueur de la section constante sont souvent déterminées à partir de relations empiriques. Un autre résultat important est la mise en évidence des zones de compression du fluide dans l'éjecteur. Généralement le profil de pression d'un éjecteur est caractérisé par deux zones de compression: l'onde de choc et le diffuseur. Cependant lorsque

l'éjecteur présente des frottements dans sa section cylindrique le fluide se comprime davantage sous leurs effets. Cela entraîne par conséquent la réduction du taux de compression et la dégradation d'exergie au niveau de l'onde de choc. Les résultats numériques mettent également en exergue une quatrième zone de compression. Elle correspond à l'état où le mélange du primaire et secondaire est homogène.

Enfin, la dernière étape avait en premier lieu pour objectif de déterminer la configuration et le nombre d'effets nécessaires sachant que les conditions de conception sont déjà définies dans l'étape deux. Ensuite, faire une analyse thermo-économique basée sur le second principe de la thermodynamique pour ainsi déterminer le coût de production de l'eau potable. Afin d'atteindre ces buts, un choix difficile se posait concernant le type de configuration à choisir. Car il existe quatre configurations possibles avec des avantages similaires dans certaines conditions de fonctionnement. Une analyse préliminaire des différents systèmes a permis de réduire le choix à deux configurations : parallèle croisé et suiveur. Le choix d'une configuration définitive pour ce projet est à l'origine du développement d'un nouveau modèle mathématique d'un effet. Il permet de simuler les deux configurations à partir d'un même modèle mathématique. Cela réduit ainsi le nombre d'équations et le temps de calcul, car chaque configuration nécessite un nouveau modèle. La comparaison des deux modèles a démontré que la configuration type parallèle croisée est plus intéressante tant la quantité d'eau produite était plus importante dans les mêmes conditions de fonctionnement, tant le coût de production est aussi faible. Parmi les résultats de l'analyse, le profil d'alimentation des effets et celui de la salinité des saumures dans un modèle croisé s'avèrent très importants. Car non seulement les quantités d'eau potable étaient légèrement différentes, mais également le choix d'une hypothèse augmentait le risque d'encrassement ou non au niveau des effets. En outre, ce modèle montre que les conditions de conception définies lors de l'analyse thermodynamique de la boîte noire étaient industriellement impossibles à réaliser à cause des contraintes technologiques. En outre les coûts de production théorique de l'eau potable en cas de réalisation étaient largement au-dessus de ceux qui sont prévus dans les installations de dessalement. Ainsi, la réalisation du projet dépendra de l'investissement disponible et du coût de production et cela avec un débit réduit par rapport à celui obtenu par le modèle boîte noire.

Et sur ce constat les différentes options possibles ont été mises en évidence ainsi que les conditions optimales de fonctionnement pour chaque cas.

D'une manière générale, les objectifs fixés dans ce projet ont été atteints. Il faut cependant souligner que certaines questions demeurent sans réponses et peuvent faire l'objet de travaux futurs, parmi lesquels on peut noter :

- la modélisation de la boîte noire en tenant compte des contraintes techniques. Ce qui permettrait d'évaluer plus rapidement les conditions de design connaissant la quantité d'énergie disponible.
- l'utilisation maximale des rejets thermiques du moteur Diesel, car la température de sortie des gaz d'échappement reste toujours exploitable. La production d'eau potable escomptée n'est pas atteinte. Les gaz d'échappement ne sont pas les seules pertes du moteur Diesel, il y'a le liquide de refroidissement. Bien que la variation de température soit faible, il peut assurer la préchauffe de l'eau de mer avant l'évaporation. Cela permet d'améliorer les performances.
- Par rapport à l'éjecteur, il serait intéressant d'analyser le fonctionnement hors design du nouveau modèle proposé. Et également une étude expérimentale à partir d'un éjecteur de dessalement à taille réduite permettrait de vérifier les quatre zones de compression mises évidence dans ce modèle.
- L'analyse thermo-économique du distillateur en considérant une surface d'échange identique pour tous les effets, serait également intéressante.

LISTE DES RÉFÉRENCES

- Abusoglu, A. & Kanoglu, M., (2009a). Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 2 – Application. *Applied Thermal Engineering*, 29(2–3), pp.242–249. Available at:
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943110800104X>.
- Abusoglu, A. & Kanoglu, M., (2009b). Exergoeconomic analysis and optimization of combined heat and power production: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(9), pp.2295–2308. Available at:
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032109000926>.
- Alasfour, F.N., Darwish, M.A. & Bin Amer, A.O., (2005). Thermal analysis of ME—TVC+MEE desalination systems. *Desalination*, 174(1), pp.39–61. Available at:
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916405000251>.
- Alexis, G.K., (2004). Estimation of ejector’s main cross sections in steam-ejector refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 24(17–18), pp.2657–2663. Available at:
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431104000894>.
- Al-Juwayhel, F., El-Dessouky, H. & Ettouney, H., (1997). Analysis of single-effect evaporator desalination systems combined with vapor compression heat pumps. *Desalination*, 114(3), pp.253–275.
- Al-Sulaiman, F.A. & Ismail, B., (1995). Exergy analysis of major recirculating multi-stage flash desalting plants in Saudi Arabia. *Desalination*, 103(3), pp.265–270. Available at:
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0011916495000798>.
- Alto, P., (2008). The International Association for the Properties of Water and Steam. *Water*, 712(September), pp.1–48. Available at: <http://www.iapws.org/relguide/Back3VPT.pdf>.
- Aly, N.H., Karameldin, A. & Shamloul, M.M., (1999). Modelling and simulation of steam jet ejectors. *Desalination*, 123(1), pp.1–8.
- Aly, S.E., (1987a). Analysis of a diesel dual plant. *Desalination*, 64(0), pp.137–150. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0011916487900919>.
- Aly, S.E., (1987b). Diesel engine waste heat power cycle. *Heat Recovery Systems and CHP*, 7(5), pp.445–451. Available at:
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/089043328790007X>.
- Amer, A.O. Bin, (2009). Development and optimization of ME-TVC desalination system. *Desalination*, 249(3), pp.1315–1331. Available at:
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916409008303>.

- Anon, No Title. Available at: <http://www.oceanplasma.org/documents/chimie.html> [Accessed January 1, 2015].
- Aphornratana, S. & Eames, I.W., (1997). A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle. *International Journal of Refrigeration*, 20(5), pp.352–358. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S014070079700008X>.
- Awad, M.M. & Muzychka, Y.S., (2008). Effective property models for homogeneous two-phase flows. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(1), pp.106–113.
- Banasiak, K., Palacz, M., Hafner, A., Buliński, Z., Smółka, J., Nowak, J.A., Fic, A., (2014). A CFD-based investigation of the energy performance of two-phase R744 ejectors to recover the expansion work in refrigeration systems: An irreversibility analysis. *International Journal of Refrigeration*, 40, pp.328–337.
- Bouzayani, N., Galanis, N. & Orfi, J., (2007). Comparative study of power and water cogeneration systems. *Desalination*, 205(1–3), pp.243–253. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916406013816>.
- Bouzayani, N., Galanis, N. & Orfi, J., (2009). Thermodynamic analysis of combined electric power generation and water desalination plants. *Applied Thermal Engineering*, 29(4), pp.624–633. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431108001658>.
- Cardemil, J. & Colle, S., (2011). NOVEL CASCADE EJECTOR CYCLE USING NATURAL REFRIGERANTS. *Trends in Biochemical Sciences*, 2(2), pp.86–94. Available at: http://www.ncbi.nlm.nih.gov/entrez/query.fcgi?cmd=Retrieve&db=PubMed&dopt=Citation&list_uids=17208443.
- Chaiwongsa, Praitoon Wongwises, S., (2008). Experimental study on R-134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expansion device. *Applied Thermal Engineering*, 28(5-6), pp.467–477.
- Chunnanond, K. & Aphornratana, S., (2004). An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector. *Applied Thermal Engineering*, 24(2–3), pp.311–322. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431103002539>.
- Dahmani, A., Aidoun, Z. & Galanis, N., (2011). Optimum design of ejector refrigeration systems with environmentally benign fluids. *International Journal of Thermal Sciences*, 50(8), pp.1562–1572.
- Darwish, M.A. & Abdulrahim, H.K., (2008). Feed water arrangements in a multi-effect desalting system. *Desalination*, 228(1-3), pp.30–54.

- Darwish, M.A., Al-Juwayhel, F. & Abdulraheim, H.K., (2006). Multi-effect boiling systems from an energy viewpoint. *Desalination*, 194(1-3), pp.22–39.
- Darwish, M.A., Al-Najem, N.M. & Lior, N., (2009). Towards sustainable seawater desalting in the Gulf area. *Desalination*, 235(1–3), pp.58–87. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916408005857>.
- Darwish, M.A. & Alsairafi, A., (2004). Technical comparison between TVC/MEB and MSF. *Desalination*, 170(3), pp.223–239. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916404800274>.
- Eames, I.W., Aphornratana, S. & Haider, H., (1995). A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 18(6), pp.378–386. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/014070079598160M>.
- El. B. L. Ksayer, (2011). *Study and design of systems with improved energy efficiency operating with CO₂ as refrigerant Elias Bou Lawz Ksayer*. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris. Available at: <https://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00625025>.
- El-Dessouky, H., El-Dessouky E., Alatiqi I., Al-Nuwaibit, (2002). Evaluation of steam jet ejectors. *Chemical Engineering and Processing*, 41(6), pp.551–561.
- El-Dessouky, H., Ettouney, H.M. & Imad, Al., (1998). Steady-state analysis of the multiple effect evaporation desalination process. *Chemical Engineering Technology*, 21, pp.437–451.
- El-Dessouky, H.T. & Ettouney, H.M., (2002). *Fundamentals of Salt Water Desalination*, Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780444508102500087>.
- El-Dessouky, H.T., Ettouney, H.M. & Al-Juwayhel, F., (2000). Multiple Effect Evaporation—Vapour Compression Desalination Processes. *Chemical Engineering Research and Design*, 78(4), pp.662–676. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0263876200719368>.
- El-Dessouky, H.T., Ettouney, H.M. & Mandani, F., (2000). Performance of parallel feed multiple effect evaporation system for seawater desalination. *Applied Thermal Engineering*, 20(17), pp.1679–1706. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431199000988>.
- El-Nashar, A.M., (2008). Optimal design of a cogeneration plant for power and desalination taking equipment reliability into consideration. *Desalination*, 229(1–3), pp.21–32. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916408002695>.
- Elodie, B.G.W.A.B., L'électrodialyse: première technique membranaire. Available at: <http://tpebdmw.e-monsite.com/pages/ii-les-atouts-et-les-limites/b-l-hydrolyse.html> [Accessed January 1, 2015].

- El-Sayed, Y.M., (2001). Designing desalination systems for higher productivity. *Desalination*, 134(1–3), pp.129–158. Available at:
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916401001229>.
- El-Sayed, Y.M., (2003). *The thermoeconomics of energy conversions*, Elsevier, ISBN: 0080442706, p.276
- Fiorini, P. & Sciubba, E., (2007). Modular simulation and thermoeconomic analysis of a multi-effect distillation desalination plant. *Energy*, 32(4), pp.459–466. Available at:
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544206002040>.
- Galanis, N., Phung, N.M. & Faucher, G., (1979). The effects of fluid entry conditions on the performance of vapour-jet compressors. , *CSME Transactions*, Vol. 5, No. 1, 1978-79, pp. 9-14.
- Gomela, A., (1966). *La soif du monde et le dessalement des eaux*, Presses universitaires de France.
- Haaland, S.E., (1983). Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow. *Journal of Fluids Engineering*, 105(1), p.89.
- Hamed, O.A., Zamamiri, A.M., Aly, S., Lior, N., (1996). Thermal performance and exergy analysis of a thermal vapor compression desalination system. *Energy Conversion and Management*, 37(4), pp.379–387. Available at:
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0196890495001948>.
- He, S., Li, Y. & Wang, R.Z., (2009). Progress of mathematical modeling on ejectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(8), pp.1760–1780.
- Hosseini, S.R., Amidpour, M. & Behbahaninia, A., (2011). Thermoeconomic analysis with reliability consideration of a combined power and multi stage flash desalination plant. *Desalination*, 278(1–3), pp.424–433. Available at:
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916411004991>.
- Hosseini, S.R., Amidpour, M. & Shakib, S.E., (2012). Cost optimization of a combined power and water desalination plant with exergetic, environment and reliability consideration. *Desalination*, 285(0), pp.123–130. Available at:
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916411008381>.
- Huang, B.J., Chang, J.M., Wang, C.P., Petrenko, V.A., (1999). 1-D analysis of ejector performance. *International Journal of Refrigeration*, 22(5), pp.354–364.

- Janghorban Esfahani, I., Ataei, A., Shetty K, V., Oh, T., Park, J.H., Yoo, C., (2012). Modeling and genetic algorithm-based multi-objective optimization of the MED-TVC desalination system. *Desalination*, 292(0), pp.87–104. Available at: <http://www.sciencedirect.com.ezproxy.usherbrooke.ca/science/article/pii/S0011916412000999>.
- Janghorban Esfahani, I. & Yoo, C., (2014). Feasibility study and performance assessment for the integration of a steam-injected gas turbine and thermal desalination system. *Desalination*, 332(1), pp.18–32. Available at: <http://www.sciencedirect.com.ezproxy.usherbrooke.ca/science/article/pii/S0011916413004906>.
- Kahraman, N., Cengel, Y.A., Wood, B., Cerci, Y., (2005). Exergy analysis of a combined RO, NF, andEDR desalination plant. *Desalination*, 171(3), pp.217–232. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916404005909>.
- Kahraman, N. & Cengel, Y.A., (2005). Exergy analysis of a MSF distillation plant. *Energy Conversion and Management*, 46(15–16), pp.2625–2636. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890404003073>.
- Khoshgoftar Manesh, M.H., Ghalami, H. Amidpour, M., Hamed, M.H., (2013). Optimal coupling of site utility steam network with MED-RO desalination through total site analysis and exergoeconomic optimization. *Desalination*, 316(0), pp.42–52. Available at: <http://www.sciencedirect.com.ezproxy.usherbrooke.ca/science/article/pii/S0011916413000416>.
- Khoshgoftar Manesh, M.H. & Amidpour, M., (2009). Multi-objective thermoeconomic optimization of coupling MSF desalination with PWR nuclear power plant through evolutionary algorithms. *Desalination*, 249(3), pp.1332–1344. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916409008200>.
- Lazzaretto, A. & Tsatsaronis, G., (2006). SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. *Energy*, 31(8–9), pp.1257–1289. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544205000630>.
- Liu, F. & Groll, E.A., (2013). Study of ejector efficiencies in refrigeration cycles. *Applied Thermal Engineering*, 52(2), pp.360–370.
- Mabrouk, A. a., Nafey, a. S. & Fath, H.E.S., (2007). Thermoeconomic analysis of some existing desalination processes. *Desalination*, 205(1-3), pp.354–373.
- Mathioulakis, E., Belessiotis, V. & Delyannis, E., (2007). Desalination by using alternative energy: Review and state-of-the-art. *EuroMed 2006 Conference on Desalination Strategies in South Mediterranean Countries*, 203(1–3), pp.346–365. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916406012860>.

- Maurel, A., (2006). *Dessalement de l'eau de mer et des eaux saumâtres et autres procédés non conventionnels d'approvisionnement en eau douce* 2006 Paris : Éditions Tec & Doc, ed., P.
- McAdams, W.H., Woods, W.K. & Heroman Jr., L.C., (1942). Vaporization Inside Horizontal Tubes -II Benzene-Oil Mixtures. *Transactions of the ASME*, 64, pp.193–200.
- Mistry, K.H, Antar, M. & Lienhard V., J., (2013). An improved model for multi-effect distillation. *Desalination and Water treatment*, 4-6, pp.807–821.
- Munday, J. & Bagster, D., (1977). A new ejector theory applied to steam jet refrigeration. *Industrial & Engineering Chemistry ...*, 16(4), pp.442–449. Available at: <http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/i260064a003>.
- Nafey, a. S., Fath, H.E.S. & Mabrouk, a. a., (2006a). Exergy and thermoeconomic evaluation of MSF process using a new visual package. *Desalination*, 201(1-3), pp.224–240.
- Nafey, a. S., Fath, H.E.S. & Mabrouk, a. a., (2006b). Thermo-economic investigation of multi effect evaporation (MEE) and hybrid multi effect evaporation-multi stage flash (MEE-MSF) systems. *Desalination*, 201(1-3), pp.241–254.
- Narayan, G.P. et al., (2012). High-temperature-steam-driven, varied-pressure, humidification-dehumidification system coupled with reverse osmosis for energy-efficient seawater desalination. *Energy*, 37(1), pp.482–493.
- Nwc, (2008). Emerging trends in desalination : A review, *Waterlines Report, Series No 9, National Water Commission, Australia*, 96 p.
- Pabalan, R.T. & Pitzer, K.S., (1987). Thermodynamics of concentrated electrolyte mixtures and the prediction of mineral solubilities to high temperatures for mixtures in the system Na-K-Mg-Cl-SO₄-OH-H₂O. *Geochimica et Cosmochimica Acta*, 51(9), pp.2429–2443. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/001670378790295X>.
- Park, I.S., (2010). Numerical investigation of entraining performance and operational robustness of thermal vapor compressor having swirled motive steam inflow. *Desalination*, 257(1–3), pp.206–211. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916410000585>.
- Park, I.S., (2009). Robust numerical analysis based design of the thermal vapor compressor shape parameters for multi-effect desalination plants. *Desalination*, 242(1–3), pp.245–255. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S001191640900229X>.

- Park, I.S., Park, S.M. & Ha, J.S., (2005). Design and application of thermal vapor compressor for multi-effect desalination plant. *Desalination and the Environment Desalination and the Environment*, 182(1-3), pp.199-208. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916405004339>.
- Patrick Danis, (2003). Dessalement de l'eau de mer. *technique de l'ingénieur*.
- Power, R.B., (1994). *Steam jet ejectors for the industries process* McGraw Hil., New York.
- Raluy, R.G., Serra, L., Uche, J., Valero, A., (2004). Life-cycle assessment of desalination technologies integrated with energy production systems. *Desalination Strategies in South Mediterranean Countries*, 167(0), pp.445-458. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S001191640400400X>.
- Samaké, O., Galanis, N. & Sorin, M., (2014). Thermodynamic study of multi-effect thermal vapour-compression desalination systems. *Energy*, 72(0), pp.69-79. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544214005052>.
- Samaké, O. & Sow, O., (2012). Modelisation d'un moteur Diesel en vue de la revalorisation de ses rejets thermiques. *Technologie en énergie durable*, Réseau Interordre en Énergie Durable, Montreal, Quebec, Canada, 77 p.
- Selvaraju, A. & Mani, A., (2004). Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 24(5-6), pp.827-838.
- Shakib, S.E., Amidpour, M. & Aghanajafi, C., (2012). Simulation and optimization of multi effect desalination coupled to a gas turbine plant with HRSG consideration. *Desalination*, 285(0), pp.366-376. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916411009064>.
- Shakouri, M., Ghadamian, H. & Sheikholeslami, R., (2010). Optimal model for multi effect desalination system integrated with gas turbine. *Desalination*, 260(1-3), pp.254-263. Available at: <http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2010.03.032>.
- Sharaf, M.A., Nafey, A.S. & García-Rodríguez, L., (2011). Thermo-economic analysis of solar thermal power cycles assisted MED-VC (multi effect distillation-vapor compression) desalination processes. *Energy*, 36(5), pp.2753-2764. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544211000934>.
- Sharifi, N. & Boroomand, M., (2013a). An investigation of thermo-compressor design by analysis and experiment: Part 1. Validation of the numerical method. *Energy Conversion and Management*, 69(0), pp.217-227. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890412004694>.

- Sharifi, N. & Boroomand, M., (2013b). An investigation of thermo-compressor design by analysis and experiment: Part 2. Development of design method by using comprehensive characteristic curves. *Energy Conversion and Management*, 69(0), pp.228–237. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890413000198>.
- Sharqawy, M.H., Lienhard, J.H. & Zubair, V.S.M., (2010). Formulation of seawater flow exergy using accurate thermodynamic data. *Proceedings of the ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress & Exposition*.
- Sharqawy, M.H., Lienhard V, J.H. & Zubair, S.M.,(2011). On exergy calculations of seawater with applications in desalination systems. *International Journal of Thermal Sciences*, 50(2), pp.187–196. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072910002784>.
- Sharqawy, M.H., Zubair, S.M. & Lienhard V, J.H.,(2011). Second law analysis of reverse osmosis desalination plants: An alternative design using pressure retarded osmosis. *Energy*, 36(11), pp.6617–6626. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544211005962>.
- Shepherd, D.. G., (1956). *Principles of turbomachinery* Prentice H.,
- Sow, O., (2004). Analyse thermodynamique d'un système de dessalement par distillation avec apport solaire. Recherche des conditions optimales de fonctionnement en regime variable. *thèse de doctorat Université de Valenciennes*, p.195.
- Spiegler, K.S. & El-Sayed, Y.M., (2001). The energetics of desalination processes. *Desalination*, 134(1–3), pp.109–128. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011916401001217>.
- Toelkes, W., 1987. The Ebeye desalination project — total utilization of diesel waste heat. *THIRD WORLD CONGRESS ON DESALINATION AND WATER REUSE*, 66(0), pp.59–68. Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0011916487901949>.
- Valle, J.G. del., Saíz Jabardo, J.M., Castro Ruiz, F., San José Alonso, J.F., (2014). An experimental investigation of a R-134a ejector refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 46, pp.105–113.
- Yapici, R. & Yetişen, C.C., (2007). Experimental study on ejector refrigeration system powered by low grade heat. *Energy Conversion and Management*, 48(5), pp.1560–1568.
- Yu, J. et al., (2007). Applying mechanical subcooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance. *Energy Conversion and Management*, 48(4), pp.1193–1199.