

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À RIMOUSKI

**Étude d'un système de récupération et de stockage de chaleur
pour un système éolien-diesel avec stockage d'air comprimé**

Mémoire présenté

dans le cadre du programme de maîtrise en ingénierie

en vue de l'obtention du grade de maître ès sciences appliquées

PAR

Thibaut REMILLON

AOÛT 2014

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À RIMOUSKI
Service de la bibliothèque

Avertissement

La diffusion de ce mémoire ou de cette thèse se fait dans le respect des droits de son auteur, qui a signé le formulaire « Autorisation de reproduire et de diffuser un rapport, un mémoire ou une thèse ». En signant ce formulaire, l'auteur concède à l'Université du Québec à Rimouski une licence non exclusive d'utilisation et de publication de la totalité ou d'une partie importante de son travail de recherche pour des fins pédagogiques et non commerciales. Plus précisément, l'auteur autorise l'Université du Québec à Rimouski à reproduire, diffuser, prêter, distribuer ou vendre des copies de son travail de recherche à des fins non commerciales sur quelque support que ce soit, y compris l'Internet. Cette licence et cette autorisation n'entraînent pas une renonciation de la part de l'auteur à ses droits moraux ni à ses droits de propriété intellectuelle. Sauf entente contraire, l'auteur conserve la liberté de diffuser et de commercialiser ou non ce travail dont il possède un exemplaire.

Composition du jury :

Éric HUDIER, président du jury, UQAR

Adrian ILINCA, directeur de recherche, UQAR

Yvan DUTIL, codirecteur de recherche, ÉTS

Hussein IBRAHIM, codirecteur de recherche, Technocentre Éolien

Tammam BASBOUS, examinateur externe, Schneider Electric

Dépôt initial le 5 mars 2014

Dépôt final le 4 août 2014

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier tout particulièrement mon équipe encadrante, composée du Dr Adrian ILINCA, du Dr Hussein IBRAHIM et du Dr Yvan DUTIL qui ont toujours été présents et qui m'ont soutenu et encouragé durant toute la durée de ma maîtrise. Un grand merci pour leur dévouement et leur soutien, sans quoi ce travail n'aurait pas été réalisable.

RÉSUMÉ

La recherche présentée dans ce mémoire porte sur les systèmes hybrides éolien-diesel avec stockage d'air comprimé (SHEDAC) adaptés à la production d'électricité en sites isolés, et plus précisément sur l'apport d'un système de récupération et de stockage de chaleur (TES) au fonctionnement de ces systèmes.

Le principe de fonctionnement est le suivant. Quand la puissance éolienne est excédentaire par rapport aux besoins de la charge, le surplus d'énergie est utilisé pour comprimer de l'air. De ce processus résulte un réchauffement de l'air, on choisit d'extraire et de stocker la chaleur séparément. Lors de la phase de restitution d'énergie, l'air comprimé utilisé pour suralimenter le moteur thermique est réchauffé en utilisant la chaleur stockée précédemment.

Tout au long de l'étude, nous avons seulement pris en compte la chaleur provenant du processus de compression de l'air, et négligé en tous points du système les échanges de chaleur avec le milieu extérieur. Pour quantifier l'apport du système de stockage de chaleur, nous avons tout d'abord mené une étude bibliographique sur ces systèmes, pour identifier les meilleures solutions disponibles. Ensuite, on a modélisé une de ces solutions sous Simulink pour étudier son fonctionnement de manière plus précise. D'autre part, on a modélisé un système de stockage de chaleur idéal pour quantifier l'apport maximal d'un TES sur les performances du SHEDAC.

Nous avons conclu que les TES les plus adaptés aux systèmes SHEDAC étaient les solutions actives directes à deux réservoirs, et que, pour bénéficier au maximum du système de stockage de chaleur, il était intéressant de réaliser la détente de l'air comprimé stocké dans un moteur à air comprimé, pour maximiser la récupération d'énergie mécanique.

Mots clés : éolien, moteur diesel, air comprimé, sites isolés, échange et stockage de chaleur

ABSTRACT

The work presented in this thesis is about Hybrid Wind-Diesel Systems (HWDS) coupled with Compressed Air Energy Storage devices adapted to the production of electricity in remote areas, more precisely on the contribution of a Thermal Energy Storage (TES) system to improve their performance.

The system works as followed. When the wind turbine provides more power than required by the load, the energy surplus is used to compress air. During this process air temperature increases and the heat is extracted and stored separately. The stored heat serves to increase the temperature of the compressed air before injection in the diesel engine.

All the way through the study, we have taken into account only the heat coming from the compression process, and neglected the heat exchanges with the external environment. In order to quantify the contribution of the TES, we have first completed a review on these systems, to identify the best solutions available. Then, we have modeled one particular solution on Simulink to study its characteristics in detail. On the other hand, we have modeled an ideal TES to quantify the maximal contribution of this system on the performances of a HWDS.

We have concluded that the TES the most adapted to HWDS are the direct active solutions with two separated tanks and, in order to benefit the most of the TES, it is interesting to realize the expansion of the stored compressed air in the engine to maximize the recovery of mechanical energy.

Keywords : wind energy, diesel engine, compressed air, remote areas, heat storage and exchange

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	VII
RÉSUMÉ.....	IX
ABSTRACT	XI
TABLE DES MATIÈRES	XIII
Liste des tableaux.....	XIX
Liste des figures	XXI
Liste des abréviations, des sigles et des acronymes.....	XXIX
Liste des symboles.....	XXXI
CHAPITRE 1 PROBLÉMATIQUES LIÉES A L'APPROVISIONNEMENT EN ELECTRICITE EN SITE ISOLE.....	1
1.1 INTRODUCTION.....	1
1.2 PRINCIPES ET CONTRAINTES DE FONCTIONNEMENT D'UNE GÉNÉRATRICE DIESEL	3
1.3 SYSTÈMES HYBRIDES ÉOLIEN-DIESEL AVEC STOCKAGE D'AIR COMPRIMÉ (SHEDAC)	4
1.4 PRÉSENTATION DES DIFFÉRENTES TECHNIQUES D'HYBRIDATION PNEUMATIQUE D'UN MOTEUR DIESEL	5
1.5 OBJECTIFS ET MÉTHODOLOGIE.....	7
CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE ET ÉTUDE DE CONCEPTION PRÉLIMINAIRE D'UN SYSTÈME DE RÉCUPÉRATION ET DE STOCKAGE DE CHALEUR	11
2.1 GÉNÉRALITÉS SUR LES TES.....	12
2.1.1 Les systèmes de stockage à chaleur sensible.....	13
2.1.2 Les systèmes de stockage à chaleur latente	14
2.1.3 Les systèmes de stockage thermochimiques	15

2.2	PRÉSENTATION ET ÉTUDE DES ARCHITECTURES DE STOCKAGE DE CHALEUR	
	16	
2.2.1	Critères de choix.....	16
2.2.2	Classification des architectures de stockage.....	18
2.2.3	Choix d'une solution de stockage.....	26
2.3	PRÉSENTATION ET ÉTUDE DES FLUIDES CALOPORTEURS ET DES MATERIAUX	
	DE STOCKAGE.....	34
2.3.1	Présentation des caractéristiques des fluides caloporteurs.....	34
2.3.2	Comparaison des principaux fluides caloporteurs applicables au	
	SHEDAC	40
2.4	PRÉSENTATION DES MATERIAUX DE STOCKAGE ENVISAGEABLES.....	49
2.4.1	Étude des différents MCP.....	50
2.4.2	Étude des matériaux de stockage sensibles.....	52
2.4.3	Le stockage thermochimique.....	55
2.5	PRÉSENTATION DES SOLUTIONS COMPLETES RETENUES.....	57
2.5.1	Solution complète 1.....	57
2.5.2	Solutions complètes 2 et 2 bis.....	58
2.5.3	Solution complète 3.....	59
2.5.4	Solution complète 4.....	59
2.6	CONCLUSION DU CHAPITRE.....	60
	CHAPITRE 3 ETUDES INDEPENDANTES DU FONCTIONNEMENT DES	
	COMPOSANTS DU SHEDAC.....	63
3.1	MÉTHODOLOGIE ET MODELES UTILISES.....	65
3.1.1	Cycle thermodynamique du moteur hybride.....	65
3.1.2	Calcul des quantités d'énergie mises en jeu au sein du détenteur....	66
3.1.3	Calcul des quantités d'énergie mises en jeu au sein du compresseur	68
3.2	PRÉSENTATION DES RESULTATS ET DISCUSSION.....	69
3.2.1	Étude du processus de détente.....	69
3.2.2	Étude du processus de compression.....	72

3.2.3	Influence des paramètres d'entrée de l'air sur le fonctionnement du moteur	73
3.3	CONCLUSION DU CHAPITRE	79
CHAPITRE 4 CONTRIBUTION DES ÉQUIPEMENTS SUPPLÉMENTAIRES		
SUR LE FONCTIONNEMENT ANNUEL		
4.1	PRÉSENTATION DU MODÈLE ET TUTORIEL D'UTILISATION.....	81
4.1.1	Bloc "paramètres"	82
4.1.2	Bloc magenta : Lecture du fichier excel et gÉnÉration des puissances gÉnÉrÉes et consommÉes	82
4.1.3	Bloc bleu clair : mode selector - SHEDAC.....	84
4.1.4	Bloc rouge : Moteur hybride et controlleur	85
4.1.5	bloc vert : compresseur multietagÉ	85
4.1.6	Bloc bleu clair : reservoirs d'air comprimÉ.....	86
4.1.7	Bloc gris : Thermal energy storage	87
4.1.8	Bloc jaune : detendeur multietagÉ.....	88
4.1.9	Bloc orange : cas ou seule une generatrice diesel est installée	89
4.1.10	Blocs blanc et vert fonce : CAs du SHED sans stockage d'Énergie	89
4.2	STRATEGIES DE CONTROLE DU MOTEUR THERMIQUE - REUTILISATION DE L'AIR COMPRIME	90
4.3	RESULTATS OBTENUS.....	95
4.4	CONCLUSION DU CHAPITRE	102
CHAPITRE 5 ÉTUDE D'IMPLANTATION D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR		
ET SYSTÈME TES AU SEIN D'UN SHEDAC.....		
5.1	INTRODUCTION.....	105
5.2	PRÉSENTATION DES DIFFERENTS MODELES D'ECHANGEUR	106
5.2.1	Crîtères de classification et de choix d'un Échangeur.....	106
5.2.2	Les Échangeurs tubulaires.....	108
5.2.3	Les Échangeurs à tubes ailetés	109

5.2.4	Les échangeurs à tubes et calandre	110
5.2.5	Les échangeurs à plaques	112
5.2.6	Autres types d'échangeurs métalliques	115
5.3	PRINCIPES DE CONVECTION FORCEE.....	116
5.3.1	Caractéristiques d'un flux visqueux	117
5.3.2	Transferts de chaleur par convection dans un tube.....	120
5.3.3	Lois empiriques régissant les transferts de chaleur convectifs en régime d'écoulement forcé.....	124
5.4	DIMENSIONNEMENT THERMIQUE D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR	130
5.4.1	Théorie et méthodes de dimensionnement.....	130
5.4.2	Pré-dimensionnement d'un échangeur de chaleur pour le site de Tuktoyaktuk	135
5.5	PRÉSENTATION DU MODÈLE D'ECHANGEUR DE CHALEUR UTILISE.....	144
5.5.1	Modèle de l'échangeur co-courant.....	145
5.5.2	Modèle de l'échangeur contre-courant.....	146
5.6	DISCUSSION DES PREMIERS RESULTATS OBTENUS.....	147
5.6.1	Quel type d'échangeur se prête le mieux à un circuit de rÉCUPÉration d'énergie?	147
5.6.2	Influence deS paramÈtres géométriques sur le flux de chaleur échangé	149
5.6.3	Influence du diamètre intérieur de la conduite annulaire d'eau D_{eau}	151
5.7	REGULATION DU DEBIT D'EAU EN FONCTION DES DONNEES EN ENTREE DE L'ECHANGEUR	154
5.8	TESTS PRELIMINAIRES DE CONTROLE DU TES	158
5.8.1	PrÉsentation du modÈle.....	158
5.8.2	scenario de fonctionnement utilisé.....	160
5.8.3	resultats obtenus et interpretations	161
5.9	CONCLUSION DU CHAPITRE.....	167

CONCLUSION GENERALE	169
BIBLIOGRAPHIE.....	175

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1-1 : Puissance électrique installée par rapport au nombre d'abonnés dans les principaux sites isolés québécois	2
Tableau 2-1 : Récapitulatif des solutions étudiées.....	27
Tableau 2-2 : Matrice de décision relative au critère de flexibilité de fonctionnement	28
Tableau 2-3 : Matrice de décision relative au critère de simplicité	28
Tableau 2-4 : Matrice de décision relative au critère d'efficacité	29
Tableau 2-5 : Matrice de décision relative au critère de puissance maximale transmissible	30
Tableau 2-6 : Matrice de décision relative au critère de temps de réponse	31
Tableau 2-7 : Matrice de décision relative au critère de coût	31
Tableau 2-8 : Matrice de décision relative au critère de risque de défaillance.....	32
Tableau 2-9 : Matrice de décision relative au critère d'encombrement	32
Tableau 2- 10 : Matrice de décision globale concernant l'architecture du TES	33
Tableau 2-11 : Propriétés des gaz caloporteurs à pression atmosphérique.....	36
Tableau 2-12 : Propriétés des principaux sels fondus.....	39
Tableau 2-13 : Résumé des données collectées sur les principaux fluides caloporteurs	41
Tableau 2-14 : Récapitulatif des catégories de fluides caloporteurs étudiées	43
Tableau 2-15 : Matrice de décision relative à la plage de température	44
Tableau 2-16 : Matrice de décision relative au pouvoir calovecteur	44

Tableau 2-17 : Matrice de décision relative au pouvoir caloporteur.....	45
Tableau 2-18 : Matrice de décision relative à la simplicité de mise en œuvre	46
Tableau 2-19 : Matrice de décision relative au critère de coût	46
Tableau 2-20 : Matrice de décision relative au risque de défaillance	47
Tableau 2-21 : Matrice de décision globale relative au choix d'un fluide caloporteur	49
Tableau 2-22 : Propriétés des principaux matériaux de stockage sensible	53
Tableau 2-23 : Propriétés des composés les plus fréquemment utilisés pour le stockage thermochimique.....	55
Tableau 5-1 : Tableau récapitulatif des caractéristiques des échangeurs à surface primaire	113
Tableau 5-2 : Récapitulatif des lois empiriques pour la convection forcée	127

LISTE DES FIGURES

Figure 1-1 : Carte des communautés isolées au Canada.....	1
Figure 1-2 : Schéma de la chambre de combustion d'un moteur hybride diesel-pneumatique [4].....	5
Figure 1-3 : Détail des cycles thermodynamiques des deux techniques d'hybridation [4].....	6
Figure 2-1 : Principe de fonctionnement du TES	16
Figure 2-2 : Classification des architectures de stockage	18
Figure 2-3 : Schéma de principe de la solution 1	19
Figure 2-4 : Schéma de réservoirs thermocline avec différentes stratifications	21
Figure 2-5 : Schéma de principe de la solution 2	21
Figure 2-6 : Schéma de principe de la solution 3	22
Figure 2-7 : Schéma de principe de la solution 4	24
Figure 2-8 : Schéma de principe de la solution 5	25
Figure 2-9 : Schéma de principe de la solution 6	26
Figure 2-10 : Présentation des différentes catégories de matériaux de stockage latent [7]..	50
Figure 2-11 : Conductivité thermique d'un MCP en fonction [7].....	51
Figure 2-12 : Température en fonction de la quantité d'énergie stockée, pour un MCP et un matériau sensible [6].....	52
Figure 2-13 : Phase de stockage d'énergie d'une solution complète utilisant deux circuits caloporteurs et un stockage thermochimique.....	57

Figure 2-14 : Schéma de principe de la solution complète 1	57
Figure 2-15 : Schéma de principe des solutions complètes 2 et 2-bis.....	58
Figure 2- 16 : Schéma de principe de la solution complète 3	59
Figure 2-17 : Schéma de principe de la solution complète 4	60
Figure 3-1 : Schéma de principe du SHEDAC	64
Figure 3-2 : Exemple de cycle thermodynamique du moteur hybride diagramme logarithmique	65
Figure 3-3 :Cycle thermodynamique du compresseur [2].....	68
Figure 3-4 : Consommation spécifique de chaleur en fonction du nombre d'étages de détente	70
Figure 3-5 : Energies mises en jeu au sein d'un processus de détente multiétagé, avec une température d'entrée d'air à 100 °C (à gauche) et 150 °C (à droite).....	71
Figure 3-6 : Énergie électrique consommée par le compresseur en fonction de son nombre d'étages	73
Figure 3-7 : Énergie thermique produite lors de la compression en fonction du nombre d'étages	73
Figure 3-8 : Rendement en fonction du couple spécifique pour différentes températures d'air à l'admission	74
Figure 3-9 : Consommation spécifique d'air comprimé en fonction du couple spécifique .	75
Figure 3-10 : Consommation spécifique de chaleur en fonction du couple spécifique	76
Figure 3-11 : Consommation spécifique de carburant en fonction du couple spécifique	76

Figure 3-12 : Consommation spécifique de carburant du moteur, pour un couple de 50 N.m/L, en fonction de la température et de la pression d'air à l'admission	77
Figure 3-13 : Rendement global du moteur, pour un couple de 50 N.m/L, en fonction de la température et de la pression d'air à l'admission.....	77
Figure 3-14 : Consommations spécifiques d'air comprimé en fonction des températures et pression d'entrée, pour un couple spécifique de 50 N.m/L.....	78
Figure 3-15 : Consommations spécifiques de chaleur en fonction des températures et pression d'entrée, pour un couple spécifique de 50 N.m/L.....	78
Figure 4-1 : Modèle Simulink réalisé en vue de caractériser les économies de carburant annuelles réalisées grâce au SHEDAC	81
Figure 4-2 : Schéma du bloc de calcul des puissances fournies par l'éolienne et consommées par la charge en fonction du temps	83
Figure 4-3 : Facteur de puissance de la turbine ENERCON 330 kW considérée [1].....	83
Figure 4-4 : Sélecteur de modes du modèle Simulink	84
Figure 4-5 : Sous-système du moteur hybride contrôlé.....	85
Figure 4-6 : Table de consommation d'air du moteur hybride.....	85
Figure 4-7 : Sous-système comprenant le modèle du compresseur multiétagé.....	86
Figure 4-8 : Sous-système comprenant le modèle des réservoirs d'air comprimé.....	87
Figure 4-9 : Sous-système comprenant le modèle du TES.....	88
Figure 4-10 : Sous-système du détendeur multiétagé.....	88
Figure 4-11 : Bloc comprenant un sous-système représentant le cas où seule une génératrice diesel est installée	89

Figure 4-12 : Sous-système SHED sans stockage d'énergie	90
Figure 4-13 : Schéma de principe du système SHEDAC.....	91
Figure 4-14 : Cartographie de consommation de carburant pour un couple spécifique de 100 N.m.L ⁻¹	92
Figure 4-15 : Schéma de principe du teneur de consommation de carburant.....	92
Figure 4-16: Cartographies des consommations spécifiques d'air comprimé et pour un couple de 100 N.m/L.....	94
Figure 4-17 : Cartographies des consommation spécifique de chaleur pour un couple de 100 N.m/L	95
Figure 4-18 : Consommations de carburant au sein d'un système SHED pour différents potentiels éoliens	96
Figure 4-19 : Bilan des énergies cumulées et des puissances instantanées au sein d'un SHEDAC d'un système éolien-diesel pour un TPP de 0.9 et une vitesse de vent annuelle de 5.5 m/s, et un volume de stockage d'air de 2200 m ³	97
Figure 4-20 : Impact de l'ajout d'équipement sur le fonctionnement d'un SHEDAC dans les conditions suivantes : $V_{moy_vent} = 7.5$ m/s, TPP = 1.8, $V_{stock} = 2200$ m ³	98
Figure 4-21 : Impact du TPP et du volume des réservoirs d'air sur la consommation d'un SHEDAC installé en site à fort potentiel éolien (7.5 m/s de moyenne annuelle)	99
Figure 4-22 : Comparaison des méthodes de contrôle du moteur hybride diesel pneumatique	100
Figure 4-23 : Bilan énergétique cumulé d'un système SHEDAC ($V_{moy_vent} = 7.5$ m/s, TPP = 1.8, $V_{stock} = 2200$ m ³) sur une année de fonctionnement	101

Figure 4-24 : Diagramme circulaire résumant la contribution de chaque source d'énergie aux besoins de la charge	101
Figure 4-25 : Données de vent moyennes mensuelles sur le site de Tuktoyaktuk	102
Figure 5-1 : Différents types d'échangeurs tubulaires	109
Figure 5-2 : Vue en coupe d'un échangeur à tubes et calandres	111
Figure 5-3 : Vue plane des deux configurations principales d'échangeurs à tubes et calandre	111
Figure 5-4 : Schéma des différents types d'échangeurs à surface primaire	114
Figure 5-5 : Vue éclaté de principe d'un échangeur à surface secondaire	115
Figure 5-6 : Schéma de principe d'un caloduc	116
Figure 5-7 : Ecoulement d'un fluide visqueux sur une plaque infinie	117
Figure 5-8 : Profil type de vitesse en fonction du régime d'écoulement.....	118
Figure 5-9 : Schéma du volume de contrôle tubulaire employé	120
Figure 5-10 : Schéma du tube considéré.....	125
Figure 5-11 : Schéma d'un échange à tubes co-courant.....	130
Figure 5-12 : Schéma explicatif des diamètres des tubes de l'échangeur	137
Figure 5-13 : Abaque $\varepsilon=f(\text{NUT})$ pour un échangeur co-courant tubulaire	144
Figure 5-14 : Schéma-bloc général de l'échangeur de chaleur	145
Figure 5-15 : Organigramme de calcul des coefficients de convection.....	146
Figure 5-16 : Évolution des températures en sortie d'un échangeur co-courant en fonction de $\theta_{air,e}$	148

Figure 5-17 : Évolution des températures en sortie d'un échangeur contre-courant en fonction de $\theta_{air,e}$	148
Figure 5-18 : Influence de la surface d'échange dans des conditions de flux maximal	150
Figure 5-19 : Influence de la surface d'échange dans des conditions d'utilisation moyennes	150
Figure 5-20 : Efficacité de l'échangeur en fonction de la surface d'échange	151
Figure 5-21 : Influence de D_{eau} sur l'efficacité de l'échangeur	152
Figure 5-22 : Influence de D_{eau} sur le fonctionnement en condition de flux maximal	152
Figure 5-23 : Influence de D_{eau} sur le fonctionnement moyen	153
Figure 5-24 : Graphique représentant le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds	153
Figure 5-25 : Matrice des débits d'eau calculés à partir de Simulink	155
Figure 5-26 : Graphe 3D du débit d'eau idéal	156
Figure 5-27 : Programmes utilisés pour la création de la fonction permettant de réaliser le traçage 3D du débit	157
Figure 5-28 : Schéma du modèle Simulink utilisé	159
Figure 5-29 : Caractéristiques de l'air comprimé à la sortie du compresseur, en fonction du temps	160
Figure 5-30 : Energies thermiques stockées par les deux formes de TES	162
Figure 5-31 : Impact du système de refroidissement sur la température dans le réservoir d'air	162

Figure 5-32 : Impact du système de refroidissement sur la pression dans le réservoir d'air comprimé	163
Figure 5-33 : Bilan des températures d'entrée et de sortie des fluides parcourant l'échangeur de chaleur	165
Figure 5-34 : Evolution des masses d'eau au sein du TES en fonction du temps.....	165
Figure 5-35 : Evolution des températures des réservoirs du TES pour différentes conditions initiales de chargement du réservoir chaud (en partant d'en haut à gauche : 200 tonnes à 40 °C, 100 tonnes à 40 °C, 50 tonnes à 40 °C, 10 tonnes à 40 °C).....	167

LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES

GES	Gaz à Effet de Serre
SHED (AC)	Système Hybride Eolien-Diesel (avec stockage d'Air Comprimé)
FU	Facteur d'Utilisation
TES	Thermal Energy Storage
CAES	Compressed Air Energy Storage
PMH	Point Mort Haut
PMB	Point Mort Bas
MCP	Matériau à Changement de Phase
HTS	Heat Transfer Salt
TEMA	Tubular Exchanger Manufacture Association
JEDSAC	Jumelage Eolien-Diesel avec Stockage d'Air Comprimé
NUT	Nombre d'Unités de Transfert
DTML	Différence de Température Moyenne Logarithmique

LISTE DES SYMBOLES

Nu	Nombre de Nusselt
h	Coefficient de convection ($W.K^{-1}.m^{-2}$)
d	Diamètre de la conduite siège de l'écoulement considéré
k	Conductivité thermique d'un matériau ($W.K^{-1}.m^{-1}$)
ρ	Masse volumique ($kg.m^{-3}$)
c_p	Capacité calorifique massique ($J.K^{-1}.kg^{-1}$)
T	Température (K)
c_v	Capacité calorifique volumique ($J.K^{-1}.m^{-3}$)
$Coût_{kg}$	Coût d'un kilogramme de matière considérée
$Coût_{kWh}$	Coût du matériau considéré rapporté au kWh d'énergie thermique stockée par celui-ci
T_{low}	Température de fonctionnement minimale d'un fluide caloporteur
\bar{c}_p	Capacité calorifique moyenne sur une plage de température prédéfinie ($J.K^{-1}.kg^{-1}$)
Q_{vol}	Densité volumique de chaleur ($kWh.m^{-3}$)
Q_{fuel}	Consommation spécifique de carburant ($g.kWh^{-1}$)
Q_{air}	Consommation spécifique d'air comprimé ($kg.kWh^{-1}$)
W	Travail réalisé par le moteur au cours d'un cycle thermodynamique (J)
m	Masse (g)
$Q_{chaleur\ m}$	Quantité de chaleur massique ($KWh.kg^{-1}$)
P	Pression (Pa)
n_{det}	Nombre d'étages du détendeur
k	Coefficient de compression polytropique
r	Constante des gaz parfaits ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
$Q_{chaleur}$	Consommation spécifique de chaleur (kWh_{th}, kWh_e)

E	Energie mécanique (J)
P_{WT}	Puissance fournie par une éolienne (kW)
F_{WT}	Facteur de puissance d'une éolienne
V_{Wind}	Vitesse du vent ($m.s^{-1}$)
S_{WT}	Surface du disque rotor d'une éolienne (m^2)
γ	Coefficient adiabatique
V	Volume (m^3)
C_s	Couple spécifique ($N.m.L^{-1}$)
I_{C_s}	Intervalle de couple spécifique utilisé pour calculer le tenseur consommation de carburant du moteur diesel
Mat_{inter}	Cartographie de carburant recalculée
p	Pondération des matrices de contrôle du moteur
V_{moy_vent}	Vitesse moyenne annuelle de vent sur site ($m.s^{-1}$)
q	Flux thermique (W)
u	Vitesse du fluide suivant la direction x ($m.s^{-1}$)
μ	Viscosité dynamique du fluide (Pa.s)
ν	Viscosité cinématique du fluide ($m^2.s^{-1}$)
A	Section de tube (m^2)
G	Vitesse massique ($kg.s^{-1}.m^{-2}$)
g_c	Accélération de la pesanteur ($m.s^{-2}$)
v	Vitesse du fluide ($m.s^{-1}$)
p	Pression (Pa)
i	Enthalpie (J)
e	Energie interne d'un fluide dans un volume défini (J)
r	Distance entre le centre d'un tube et un point du fluide (m)
q''	Flux thermique par unité de surface

T_w	Température de la surface intérieure d'un tube (K)
T_b	<i>Bulk Temperature</i> ou température de corps (K)
α	Diffusivité thermique ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)
ε_H	Diffusivité turbulente ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)
ε_M	Viscosité turbulente ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)
Δp	Gradient de pression (Pa)
St	Nombre de Stanton
Pr	Nombre de Prandtl
Re	Nombre de Reynolds
f	Coefficient de friction
L	Longueur d'un tube (m)
Gz	Nombre de Graetz
U	Coefficient d'échange thermique global d'un échangeur ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)
R_f	Facteur d'usure d'un échangeur ($\text{K} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{W}^{-1}$)
ΔT_m	Différence de température logarithmique moyenne
C	Capacité calorifique ($\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$)
θ	Température ($^{\circ}\text{C}$)
D_H	Diamètre hydraulique (m)
P	Périmètre mouillé (m)
ε	Efficacité d'un échangeur de chaleur
$q_{m, \text{air}}$	Débit massique d'air comprimé

CHAPITRE 1

PROBLEMATIQUES LIEES A L'APPROVISIONNEMENT EN ELECTRICITE EN SITE ISOLE

1.1 INTRODUCTION

Par définition, les sites éloignés représentent les régions, communautés, habitations ou autres qui répondent aux conditions suivantes [1,2]:

- La communauté n'est pas ou ne peut pas être reliée au réseau public de distribution d'électricité ou de gaz naturel de longue distance ou au moyen de la génération conventionnelle.
- Il s'agit d'une agglomération permanente ou établie pour au moins 5 ans qui compte au moins dix habitations.



Figure I-1 : Carte des communautés isolées au Canada

Rien qu'au Canada, on estime que plus de 200 000 personnes vivent dans environ 300 communautés éloignées.

À cause de sa superficie importante et sa faible densité démographique moyenne, il est impossible, au Canada, d'étendre le réseau électrique vers ces diverses communautés,

sous peine de coûts gargantuesques d'érection et d'entretien des lignes électriques, sans parler des pertes importantes d'énergie lors du transport sur ces grandes distances.

De ce fait, l'électrification de ces sites est devenue un enjeu économique et social de taille. En effet, la plupart de ces sites sont actuellement alimentés en électricité par l'intermédiaire de génératrices diesel, qui ont le mérite d'être fiables et de s'adapter aux variations de la charge.

Néanmoins, ce système de production d'énergie possède des inconvénients majeurs dont le principal est le prix qui varie, en fonction du site, entre 20 et 50¢/kWh [1-3], quand le prix de l'énergie disponible sur le réseau central au Québec est inférieur à 8¢.

Le prix de l'électricité est le même partout au Québec, indépendamment de son coût de production ce qui se traduit par des pertes importantes pour Hydro-Québec qui vend à perte cette énergie dans les sites isolés. Ainsi, au Québec, plus de 14 000 personnes n'étaient pas raccordées au réseau principal d'électricité en 2003, comme le montre le tableau suivant [2]:

Tableau 1-1 : Puissance électrique installée par rapport au nombre d'abonnés dans les principaux sites isolés québécois [2]

Territoire	Îles-de-la-Madeleine	Nunavik	Basse-Côte-Nord	Haute-Mauricie	Île d'Anticosti	Total
Nombre d'abonnés	6832	4097	2503	776	187	14395
Puissance électrique installée (MW)	68	27	38	8	3	144

L'autre inconvénient de cette source d'électricité est de nature environnementale. En effet, l'utilisation de génératrices diesel a un impact négatif sur l'environnement immédiat et génère du gaz à effet de serre (GES) [4]. À ceci s'ajoutent des difficultés de transport inhérentes aux sites isolés car dans certains cas, non seulement les sites sont très éloignés

des dépôts de carburant mais atteignables seulement par moyens de transport peu communs (bateau saisonnier, hélicoptère ...), donc plus chers. Ceci induit des coûts qu'il faut impacter sur le prix de vente du kWh, et des risques environnementaux importants dus au transport de matières hautement polluantes dans des milieux sensibles.

L'approvisionnement en électricité de ces sites est donc entièrement dépendant d'une énergie fossile, une ressource le plus souvent importée dont le cours est soumis à des fluctuations importantes, ce qui implique des variations similaires du coût de l'électricité. C'est pourquoi, de plus en plus de systèmes de production d'énergie hybride éolien-diesel (SHED) sont installés, en vue de s'orienter vers une solution plus économique et environnementale permettant de moins dépendre des importations d'hydrocarbures.

1.2 PRINCIPES ET CONTRAINTES DE FONCTIONNEMENT D'UNE GÉNÉRATRICE DIESEL

Comme évoqué précédemment, le principal avantage des moteurs diesel adaptés à la génération de courant est qu'ils peuvent être contrôlés et commandés de manière relativement simple, ce qui en fait une source d'énergie adaptée pour répondre aux besoins variables d'un village ou d'une petite ville.

Néanmoins, plusieurs contraintes de fonctionnement assez gênantes sont à noter. La première est que l'utilisation d'un moteur thermique sous faible facteur d'utilisation (en dessous de 50 %) nuit gravement à l'efficacité de celui-ci [2][3]. Une des causes de la diminution d'efficacité est qu'à faible régime, la température de l'huile est plus basse et sa viscosité plus importante ce qui induit des pertes par frottement visqueux et une mauvaise lubrification des paliers lisses montés sur les tourillons de vilebrequin. Il en résulte, ainsi, des pertes par frottement sec. À ces pertes s'ajoutent également une dégradation du rendement de combustion dû à un rapport air/carburant non optimal à l'admission, qui induisent une surconsommation de carburant.

En plus de réduire considérablement le rendement du moteur diesel, et donc d'augmenter d'autant la consommation de carburant, ces phénomènes ont également un impact néfaste sur la durée de vie de la génératrice et sur l'environnement.

Pour ce qui est de la génération de l'électricité, une génératrice synchrone à rotor bobiné est souvent connectée sur l'arbre du moteur diesel pour transformer l'énergie mécanique apportée par le moteur en énergie électrique. Deux principaux dispositifs de régulation sont utilisés:

- un gouverneur de vitesse installé sur le moteur diesel: il gère la fréquence du courant fourni en commandant instantanément la quantité de carburant injectée;
- un régulateur de tension triphasé: il a pour but de corriger les variations de tension fournie par la génératrice afin de protéger la charge en aval.

1.3 SYSTÈMES HYBRIDES ÉOLIEN-DIESEL AVEC STOCKAGE D'AIR COMPRIMÉ (SHEDAC)

Dans le but de réaliser des économies de carburant, des études ont été menées quant à l'implantation d'éoliennes en site isolé pour suppléer les génératrices diesel. Dépendamment du site et de l'intensité du vent, l'installation d'éoliennes a un impact plus ou moins important sur les économies de carburant réalisées.

En vue d'augmenter encore plus les économies de carburant réalisées, l'ajout de systèmes de stockage d'énergie alliés à des systèmes hybrides à haut taux de pénétration en puissance éolienne a été l'objet de plusieurs études [1, 2, 5]. Cette étude a analysé de nombreuses technologies de stockage d'énergie disponibles, comme les batteries Li-ion, le stockage thermique (Thermal Energy Storage ou TES), les volants d'inertie. Finalement, c'est le stockage d'air comprimé (aussi appelé Compressed Air Energy Storage, ou CAES) qui a été choisi comme étant le meilleur choix pour les systèmes hybrides éolien-diesel, de par son adaptabilité aux génératrices diesel déjà installées, sa durée de vie et sa simplicité de fonctionnement [5].

Malgré ces avantages, le CAES induit une problématique supplémentaire au sein du SHEDAC (système hybride éolien diesel avec stockage d'air comprimé), le transfert de chaleur. En effet, lors de la phase de stockage d'énergie, l'air est porté à une pression élevée, qui peut varier entre 40 et plus de 300 bars selon les systèmes. De ce fait, l'air

subit une augmentation de température importante, qui varie en fonction de la stratégie de compression utilisée, c.-à-d. du nombre d'étages et du nombre d'échangeurs de chaleur.

Afin d'augmenter l'efficacité énergétique globale du système et de diminuer la taille des réservoirs d'air comprimé, il convient de refroidir l'air et de stocker cette chaleur séparément, pour pouvoir l'utiliser lors de la phase de décharge du système et ainsi diminuer la quantité d'air requise quant à l'hybridation du moteur thermique, ou réaliser des tâches annexes, comme assurer le chauffage ou l'approvisionnement en eau chaude des habitations. Les différentes techniques d'hybridation possibles seront présentées dans la partie suivante.

1.4 PRÉSENTATION DES DIFFÉRENTES TECHNIQUES D'HYBRIDATION PNEUMATIQUE D'UN MOTEUR DIESEL

On peut recenser deux principaux choix quant à l'hybridation pneumatique d'un moteur diesel. Le premier, appelé hybridation haute pression, a des effets plus importants sur le rendement et la consommation du moteur, mais nécessite une modification avancée du cycle thermodynamique du moteur et du déclenchement des soupapes. Il permet d'injecter de l'air dans le moteur jusqu'à des pressions de 30 bars. La deuxième méthode d'hybridation, dite basse pression, génère des économies de carburants moindres, mais est beaucoup plus simple à mettre en œuvre. Elle consiste en un shunt du turbocompresseur pour injecter de l'air directement dans la chambre de combustion à des pressions pouvant aller jusqu'à 4 bars.

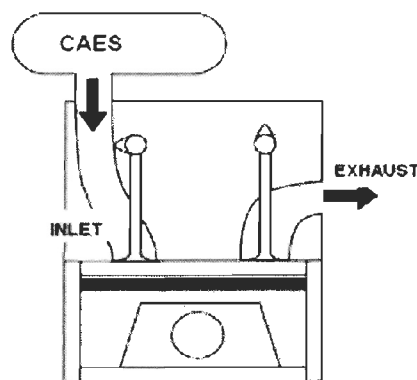


Figure I-2 : Schéma de la chambre de combustion d'un moteur hybride diesel-pneumatique [4]

La Figure 1-2 représente la chambre de combustion commune aux deux techniques d'hybridation, le CAES étant directement connecté à l'admission d'air frais du moteur. La Figure 1-3 expose les différences entre les deux méthodes d'hybridation du point de vue du cycle thermodynamique. Le premier cycle présenté sur la Figure 1-3 (cycle conventionnel) est le cycle utilisé pour la technique d'hybridation basse pression. Le troisième cycle présenté sur la figure 1-3 est le cycle utilisé pour la technique d'hybridation haute pression.

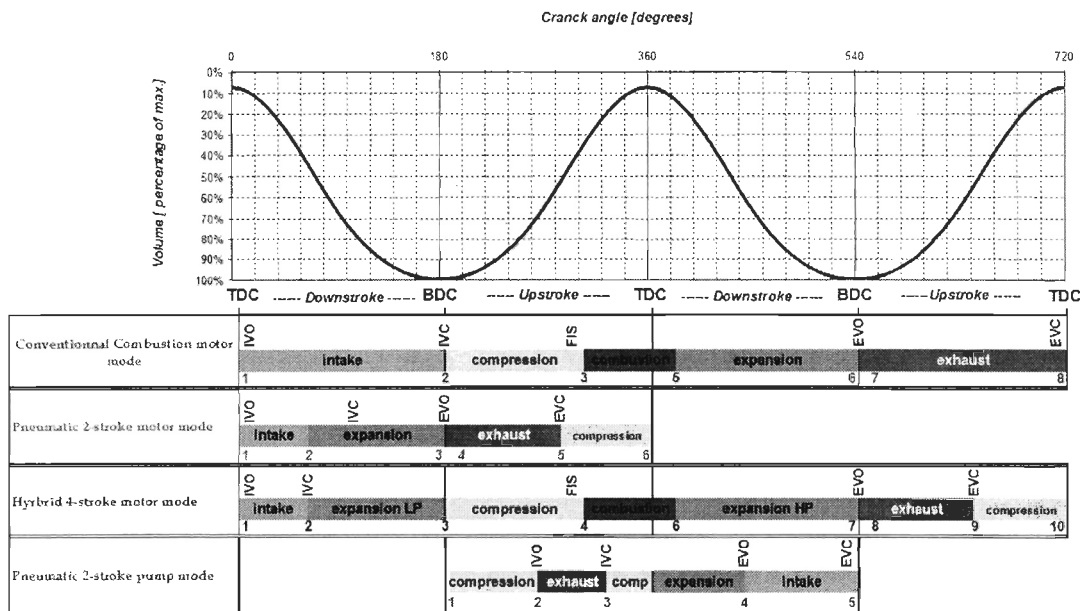


Figure 1-3 :Détail des cycles thermodynamiques des deux techniques d'hybridation [4]

La technique d'hybridation "basse pression" n'entraîne pas de modification du cycle thermodynamique du moteur qui reste le même que le cycle conventionnel. L'hybridation "haute pression" nécessite un contrôle précis des valves d'admission et d'échappement puisqu'il modifie les processus thermodynamiques durant ces deux phases. En effet, lors de la première descente du piston, la soupape d'admission ne reste ouverte que pendant une certaine portion d'angle FA, et de FA à BDC se produit une détente. De la même manière, lors de la phase d'échappement, la soupape se ferme avant le point mort haut (PMH), de manière à comprimer la portion d'air usé restante.

1.5 OBJECTIFS ET MÉTHODOLOGIE

Dans le cadre de ce projet, j'ai étudié en détails uniquement à la chaleur récupérable lors du à la variation d'enthalpie de l'air lors du processus de conception et nous n'avons pas pris en compte l'énergie thermique pouvant être récupérée dans les gaz d'échappement et dans le circuit de refroidissement du moteur.

L'objectif principal du projet est d'évaluer la faisabilité technique d'un système de récupération et de stockage de chaleur pour un SHEDAC, et d'établir sa contribution à l'amélioration des performances d'un tel système.

On définit également les objectifs spécifiques suivants:

- évaluer la quantité d'énergie thermique récupérable dans un compresseur multiétage en fonction du nombre d'étages et de la pression de stockage;
- définir une stratégie de contrôle efficace des caractéristiques de l'air à l'entrée du moteur en fonction du couple spécifique demandé par la charge
- établir la contribution maximale du TES au SHEDAC, en termes d'économie de carburant annuelle et de flexibilité de fonctionnement;
- choisir parmi les différentes technologies et architectures de stockage les solutions les plus pertinentes et les mieux adaptées aux exigences spécifiques du SHEDAC et des sites isolés;
- prédimensionner et modéliser les organes de récupération et de stockage de la solution retenue;
- simuler le fonctionnement du TES réellement dimensionné et évaluer son apport à l'amélioration des performances du SHEDAC, tout en affinant son dimensionnement si nécessaire.

Ce travail s'inscrit dans la continuité des travaux [1, 2] qui ont abouti au choix de l'air comprimé comme solution de stockage d'énergie au sein du SHEDAC, ainsi qu'à un modèle de système hybride réalisé pour le site de Tuktoyaktuk (Canada), qu'on complètera avec le modèle du système de récupération et de stockage de chaleur.

Dans le chapitre 2, nous procéderons à une étude comparative des différentes solutions de stockage thermique disponibles. Plusieurs études recensent des systèmes de stockage de chaleur déjà mis en application, que ce soit pour des systèmes CAES [2, 6] ou pour des centrales solaires thermiques [7, 8]. Technologiquement parlant, les options tant du point de vue de l'architecture que des matériaux de stockage sont multiples: on peut notamment choisir entre systèmes de stockage à chaleur latente ou sensible, actifs ou passifs : on peut choisir de stocker directement le fluide caloporteur dans des réservoirs, ou d'utiliser un matériau de stockage intermédiaire (généralement moins cher, ou possédant une meilleure capacité calorifique).

Dans notre cas, les critères de décision principaux sont :

- la ou les températures de stockage,
- le pouvoir calovecteur des matériaux utilisés qui, s'il est trop faible, peut induire des surfaces d'échange très importantes au niveau des réservoirs thermiques,
- les capacités calorifiques massique et volumique des matériaux utilisés
- le besoin d'une source de chaleur extérieure pour assurer que le fluide utilisé reste dans des plages de fonctionnement adéquates comme c'est le cas pour les sels fondus et certains métaux liquides,
- la facilité de manipulation,
- le facteur de risque principalement dans le cas de certains métaux liquides, comme les alliages de sodium, qui provoquent des réactions chimiques extrêmement violentes en présence d'eau,
- la corrosivité surtout pour les métaux liquides comme le mercure,
- et le coût.

Dans le chapitre 3, nous avons étudié le fonctionnement de chaque composant du SHEDAC de manière séparée. Ainsi, nous avons construit un modèle simple de compresseur multiétagé pour évaluer le bilan d'énergie mécanique et thermique lors du processus de compression et faire dégager la stratégie de compression la plus efficace dans le cas du SHEDAC. Il faudra également étudier le fonctionnement et le contrôle du

moteur hybride en fonction des paramètres d'entrée de l'air comprimé, afin d'aboutir à des stratégies de contrôle efficaces. Compte tenu de la technique d'hybridation choisie dans le cadre de ce projet, on limitera les plages de température et de pression de l'air en entrée du moteur. Ainsi, la pression pourra prendre des valeurs entre 0.1 et 0.4 MPa, et la température entre 0 et 100 °C.

Dans le chapitre 4 nous évaluerons la récupération d'énergie due à l'utilisation d'un système TES au fonctionnement du SHEDAC. Pour cela, le système en entier sera modélisé, en partant du moteur thermique et de son système de contrôle jusqu'au CAES, en passant par le compresseur et le détendeur. Le système de récupération et de stockage de chaleur sera simplifié afin de déterminer son impact maximal, en conditions idéales, sur la consommation de carburant annuelle.

Pour déterminer l'impact maximal du TES sur le SHEDAC, nous utiliserons les modèles présentés dans le chapitre 3. Grâce à l'étude précédente réalisée sur le fonctionnement du moteur hybride et les différentes stratégies de contrôles testées, il sera possible de spécifier des modes de fonctionnement généraux du système.

Le chapitre 5 consiste en la conception, le dimensionnement et la modélisation d'une ou plusieurs de ces solutions. On pourra ensuite les tester et les optimiser pour différentes stratégies de fonctionnement, afin de déterminer quelles sont les plus intéressantes dans notre cas, compte tenu de leur potentiel de réalisation et de leur coût. Les résultats de ce travail permettront ensuite de déterminer l'impact réel que peut avoir un TES sur les performances et la consommation de carburant du SHEDAC, pour établir si l'investissement représenté par le TES est justifié.

CHAPITRE 2

REVUE DE LITTÉRATURE ET ÉTUDE DE CONCEPTION PRÉLIMINAIRE D'UN SYSTÈME DE RÉCUPÉRATION ET DE STOCKAGE DE CHALEUR

La problématique de l'électrification des sites isolés au Québec et au Canada est un défi majeur à relever pour les fournisseurs d'électricité. En effet, le coût de production de l'électricité en site isolé est très élevé (entre 20 et 50 ¢/kWh [2]), comparé au prix de revente uniformisé à l'échelle nationale ou provinciale.

Depuis plusieurs années, la recherche en matière d'énergies renouvelables alternatives à coupler aux génératrices diesel dans ces sites s'est intensifiée, et plusieurs solutions ont vu le jour. Celle sur laquelle nos recherches porte est le SHEDAC, système hybride éolien-diesel avec stockage d'air comprimé, qui permet de faire des économies significatives de carburant moyennant un moindre coût et une relative simplicité, étant donné que l'air comprimé stocké est utilisé pour suralimenter le moteur thermique et ainsi augmenter son rendement et diminuer sa consommation de carburant, et donc ses émissions de GES. Ce type de système entraîne seulement une modification sommaire du système d'admission et du contrôle des soupapes du moteur.

Néanmoins, il reste une question importante à régler dans les SHEDAC, celle des transferts de chaleur. En effet, plus précisément au sein du CAES, l'air, quand il est mis sous pression, monte significativement en température. Dans les études précédentes visant à évaluer les économies de carburant réalisées grâce au SHEDAC [1], la compression et le stockage d'air étaient supposés adiabatiques, c'est-à-dire qu'au cours de la compression, l'air ne subissait aucun refroidissement et qu'il était ensuite directement stocké à la température de fin de compression dans des réservoirs. L'isolation des réservoirs était elle aussi supposée parfaite et aucune perte de chaleur n'était prise en compte.

Étant donné les températures de stockage de l'air comprimé (près de 600 °C si l'on effectue un stockage à 3 MPa, en comprimant avec un seul étage) et les volumes des

réservoirs (plusieurs dizaines de milliers de m³ suivant le site étudié), cette hypothèse est pertinente en théorie pour évaluer les économies de carburant réalisées grâce au système global, mais en pratique, l'isolation d'un tel réservoir pour de telles températures s'avère irréalisable.

C'est pourquoi une étude concernant un système de récupération et de stockage de chaleur pour le SHEDAC s'avère pertinente. En effet, un tel système permettrait de refroidir l'air comprimé à stocker, diminuant ainsi sa masse volumique et réduisant le volume du réservoir de manière significative. De plus, il permettrait de stocker la chaleur dans un autre réservoir indépendant fonctionnant avec un matériau de stockage de meilleure capacité calorifique que l'air, réduisant ainsi le volume final à isoler.

Les sections suivantes recensent les systèmes de stockage de chaleur, ci-après nommés TES, les plus utilisés dans l'industrie, afin de présenter les options viables pour le SHEDAC aussi bien économiquement que techniquement.

2.1 GÉNÉRALITÉS SUR LES TES

Il existe plusieurs types de TES. Les deux catégories principales dans lesquelles on peut les classer sont les systèmes à chaleur sensible et ceux dits à chaleur latente. Le troisième moyen de stockage répandu est le stockage thermochimique, qui diffère complètement des deux premiers de par sa nature.

En effet, par les procédés sensibles et latents, il y a stockage de chaleur dans un matériau en augmentant sa température ou en changeant son état physique, alors que le procédé thermochimique consiste à utiliser la chaleur récupérée pour provoquer une réaction endothermique (généralement d'oxydoréduction) idéalement parfaitement réversible, qui va aboutir à la production d'un composé chimique que l'on stockera à part. On réutilisera ensuite ce composé dans une réaction exothermique pour restituer la chaleur.

2.1.1 LES SYSTÈMES DE STOCKAGE A CHALEUR SENSIBLE

Dans les systèmes fonctionnant à chaleur sensible, on porte une quantité d'un matériau de stockage (qui peut être liquide, solide ou gazeux) d'une température T_1 à une température T_2 . L'énergie ainsi stockée peut s'exprimer de la manière suivante:

$$E = \rho \times V \times c_p \times (T_2 - T_1) \quad (1)$$

Avec E , l'énergie thermique stockée (en J)

V , le volume du réservoir (en m^3)

ρ , la masse volumique du matériau (en kg/m^3)

c_p , la capacité calorifique du matériau (en $J/(kg.K)$)

T_1 et T_2 , les températures initiales et finales de chargement du réservoir thermique (en $^{\circ}C$)

Ainsi, en augmentant la température à laquelle on désire stocker l'énergie, on augmente également la quantité d'énergie stockée. L'avantage des systèmes de stockage sensible est le flux de chaleur transmissible, qui peut être très important dans des cas de convection forcée par exemple, en utilisant des systèmes de stockage actifs avec matériau de stockage liquide. Néanmoins, même les autres matériaux de stockage sensible (briques réfractaires, bétons, acier) ont des conductivités thermiques bien meilleures que la plupart des MCP, ou Matériaux à Changement de Phase, utilisés dans les systèmes à stockage latent, et sont peu coûteux.

Ils présentent également des plages de température de fonctionnement relativement importantes (100 $^{\circ}C$ ou plus), ce qui est très intéressant dans notre cas, car, étant donné que la chaleur stockée doit être réutilisée pour réchauffer l'air comprimé, on se doit de stocker la chaleur à la plus haute température possible.

Les domaines d'utilisation des systèmes de stockage sensible sont multiples. Parmi les plus exigeants, on recense les centrales solaires, où des systèmes à un ou deux réservoirs de sels fondus sont utilisés. Ces systèmes sont très intéressants parce qu'ils permettent un

stockage à température quasi constante. Cela est dû au fait que le fluide caloporteur est directement stocké en réservoir. Étant donné le caractère hautement intermittent de l'énergie éolienne, cette stratégie de stockage est très pertinente de par sa flexibilité de fonctionnement et sera examinée avec attention ci-après.

2.1.2 LES SYSTÈMES DE STOCKAGE A CHALEUR LATENTE

Comme évoqué ci-dessus, la chaleur peut également être stockée en utilisant un changement de phase solide-liquide ou liquide-gazeux. Actuellement, ce sont surtout les systèmes utilisant la chaleur latente de fusion qui sont utilisés.

Ces systèmes permettent de stocker de grandes quantités d'énergie dans un volume restreint, et profitent donc d'une très bonne densité d'énergie, bien meilleure que celle des systèmes purement sensibles. En général, la plage de température d'utilisation des MCP est relativement faible, ce qui fait l'affaire de beaucoup d'industries où il n'est pas nécessaire de restituer des températures importantes.

À titre d'exemple, dans le cas de l'eau, sa chaleur spécifique est de $4,225 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ [9] à $0 \text{ }^\circ\text{C}$, alors que sa chaleur latente de fusion à la même température est de $333,55 \text{ kJ}/\text{kg}$ [9]. Ainsi, on consomme la même énergie pour faire fondre un kilogramme de glace que pour faire monter la température d'un kilogramme d'eau de $80 \text{ }^\circ\text{C}$. Ceci illustre bien la puissance des MCP en général, capables de stocker des grandes quantités d'énergie à température quasi constante dans de faibles volumes.

Les matériaux les plus couramment utilisés comme MCP sont les paraffines et les sels hydratés [6]. Néanmoins, ces matériaux ont généralement une mauvaise conductivité thermique, ce qui impose des flux thermiques échangeables assez faibles. Plusieurs méthodes existent pour augmenter ce taux d'échange, soit d'insérer dans le MCP des éléments de matériau à haute conductivité demeurant à l'état solide dans la plage d'utilisation du système [10]. L'autre option est, lors de la phase de restitution de la chaleur par le MCP, d'établir un mouvement de convection forcée au sein du liquide. Notons également que plusieurs expériences ont montré que certains MCP, notamment les sels hydratés, avaient une durée limitée et que leurs propriétés se dégradaient après un certain nombre de cycles d'utilisation [7].

2.1.3 LES SYSTÈMES DE STOCKAGE THERMOCHIMIQUES

Les systèmes de stockage thermochimique ont un fonctionnement très différent des deux autres types de TES présentés dans les sections précédentes. En effet, dans le cas du stockage thermochimique, la chaleur apportée au système est utilisée pour provoquer une réaction endothermique et ainsi produire un composé chimique qui sera stocké par la suite. Néanmoins, ce procédé nécessite l'utilisation de réactions le plus parfaitement réversibles possible, pour pouvoir récupérer un maximum de l'énergie stockée lors de la phase de décharge.

Cette technologie de stockage est très intéressante, étant données les densités d'énergie stockées atteignables (de l'ordre de plusieurs GJ/m^3) [7, 11]. De plus, l'énergie ainsi stockée peut être gardée très longtemps quasiment sans subir de pertes. Cela résulte du fait que le composé chimique est stocké à une température proche de l'ambient, ce qui permet d'économiser des frais d'isolation du réservoir thermique.

Le plus gros inconvénient de cette technologie est que le développement de réactions chimiques complètement réversibles est encore à un stade peu avancé [7]. De plus, c'est une technologie relativement complexe à mettre en place et sa durée de vie sur le long terme après un grand nombre de cycles, est assez faible [10].

L'objectif de cette première partie était de présenter le principe de fonctionnement de chaque type de TES, et de mettre en lumière de manière non exhaustive leurs avantages et inconvénients. Dans la partie suivante, seront présentées les différentes architectures possibles pour un circuit de récupération et de stockage de chaleur, ainsi que les critères de choix, dont certains sont inhérents au SHEDAC, dans l'objectif d'éliminer plusieurs solutions non adaptées.

Restera ensuite à faire le choix du fluide caloporteur et du matériau de stockage à utiliser pour ces architectures.

2.2 PRÉSENTATION ET ÉTUDE DES ARCHITECTURES DE STOCKAGE DE CHALEUR DE CHALEUR

Plusieurs études se proposent de classer les systèmes de stockage de chaleur suivant plusieurs catégories. Certaines de ces études ont été faites pour le domaine du solaire [7, 8] et d'autres spécifiquement pour le CAES ou même le SHEDAC [2, 6], de manière plus générale.

La Figure 2-1 illustre le contexte dans lequel sera inséré le TES choisi au sein du SHEDAC, ou plus particulièrement du CAES. Notons simplement que le TES représenté peut comprendre plusieurs échangeurs et réservoirs thermiques.

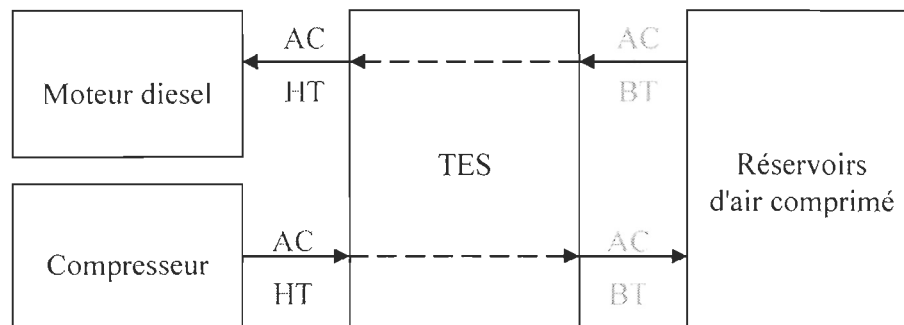


Figure 2-1 : Principe de fonctionnement du TES

2.2.1 CRITÈRES DE CHOIX

Pour effectuer la sélection de nos critères de choix, nous nous sommes inspirés des critères utilisés dans d'autres études de classement de technologie de stockage thermique pour le SHEDAC [2, 6] ainsi que des critères qui ont amené au choix du CAES comme stockage d'énergie adaptable au SHEDAC [2, 5]. À ceux-ci viennent s'ajouter des critères primordiaux pour le SHEDAC : la flexibilité de fonctionnement et la puissance thermique maximale échangeable.

2.2.1.1 CRITERE N°1 : FLEXIBILITE DE FONCTIONNEMENT

Ce critère a été déjà évoqué dans les sections précédentes et il a été décidé de le choisir en tant que critère principal de choix d'une architecture de stockage thermique pour le SHEDAC. Ce critère peut être défini comme étant la capacité du système à restituer la chaleur captée à haute température, même lorsque celui-ci est chargé à un

faible pourcentage de son énergie totale. Ce critère est primordial dans le cas du SHEDAC, où tout le fonctionnement du système est dicté par la puissance électrique fournie par le parc éolien ou l'éolienne, elle-même hautement dépendante et proportionnelle au cube de la vitesse du vent, donc fluctuante.

2.2.1.2 CRITERE N°2 : SIMPLICITE

La simplicité dépend du nombre de composants présents dans la solution étudiée, mais aussi de la complexité individuelle de chacun d'eux. Elle représente à la fois la simplicité de conception, la fabrication et l'acheminement des pièces sur site, ce qui est souvent problématique, étant donné que les SHEDAC sont situés en sites isolés et difficilement accessibles. Dans ce critère est également prise en compte la facilité d'intervention en cas de panne et de maintenance périodique du système.

2.2.1.3 CRITERE N°3 : EFFICACITE

L'efficacité est le rapport direct entre l'énergie stockée et l'énergie délivrable par le système. Dans notre cas, on cherchera à évaluer qualitativement les pertes thermiques avec le milieu extérieur et ainsi quantifier l'énergie perdue sur un cycle de fonctionnement, celle-ci dépendant essentiellement des surfaces d'échange et des modes de transfert.

2.2.1.4 CRITERE N°4 : PUISSANCE THERMIQUE MAXIMALE TRANSMISSIBLE

Même la puissance transmissible au sein d'un TES dépend en grande partie des fluides et des matériaux utilisés, l'architecture en elle-même a un impact fort sur les puissances transmises. À titre d'exemple, la puissance transmise au sein d'une double interface convection forcée-conduction-convection forcée sera plus importante qu'au sein d'une simple interface convection forcée-conduction.

2.2.1.5 CRITERE N°5 : TEMPS DE REPONSE

Le temps de réponse du TES représente le délai requis afin d'absorber ou fournir la quantité de chaleur requise par le fonctionnement du système. Il est essentiellement fonction de sa taille, du mode de transfert de chaleur et de sa complexité (nombre de passes dans les échangeurs, etc.).

2.2.1.6 CRITERE N°6 : COUT

Le coût de l'installation est fonction de la dépense initiale à l'achat du système, auquel viennent s'ajouter les frais d'entretien et d'acheminement des composants en site isolé.

2.2.1.7 CRITERE N°7 : FIABILITE -RISQUE DE DEFAILLANCE

Ce critère évalue la fiabilité du système, dépendamment des risques liés à la technologie de stockage utilisée. Dans notre cas, ces risques peuvent être de mélanger les fluides chauds et froids dans un réservoir thermocline ou bien de nature environnementale, en cas de fuite de certains fluides caloporteurs polluants.

2.2.1.8 CRITERE N°8 : ENCOMBREMENT

L'encombrement est l'espace nécessaire à l'installation du système. Ce n'est pas un critère majeur la plupart du temps, étant donné la configuration des sites où les SHEDAC sont installés.

2.2.2 CLASSIFICATION DES ARCHITECTURES DE STOCKAGE

La Figure 2-2 illustre bien la classification choisie pour différencier les architectures de stockage. On différencie en premier lieu les systèmes de stockage passifs des systèmes de stockage actifs.

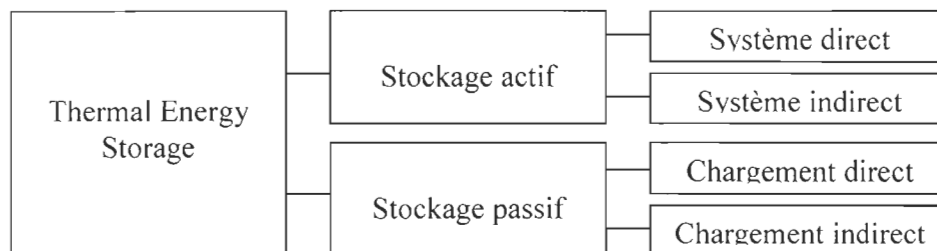


Figure 2-2 : Classification des architectures de stockage

Les systèmes de stockage actifs utilisent un mouvement de convection forcée à l'intérieur même du matériau de stockage, permettant ainsi d'augmenter significativement le flux thermique échangé et par conséquent d'augmenter l'efficacité du système. On distingue deux types de systèmes de stockage actifs: les systèmes directs, dans lesquels le fluide caloporteur sert également de matériau de stockage et est stocké directement dans un réservoir et les systèmes indirects, dans lesquels le fluide caloporteur et le matériau de stockage sont deux fluides différents.

Les systèmes de stockage passifs sont composés d'un réservoir thermique contenant un matériau solide, tels bétons, MCP, ou liquide/gazeux en convection libre. On distingue également les systèmes à chargement direct, où l'air comprimé passe directement à l'intérieur du matériau de stockage, des systèmes à chargement indirect, où la chaleur contenue dans l'air comprimé est d'abord extraite par un fluide caloporteur par l'intermédiaire d'un échangeur. Le design de ces systèmes de stockage est généralement assez compliqué, et leur fonctionnement est très peu flexible, ce qui est un problème majeur dans le cas du SHEDAC, car tout le fonctionnement du système dépend de la puissance délivrée par l'éolienne, elle-même proportionnelle au cube de la vitesse du vent, qui est hautement fluctuante et inconstante.

2.2.2.1 LES SYSTEMES DE STOCKAGE ACTIFS

2.2.2.1.1 LES SYSTEMES DE STOCKAGE ACTIFS DIRECTS

2.2.2.1.1.1 Solution 1 : Système actif direct à deux réservoirs séparés

La solution proposée ici utilise le même élément comme fluide caloporteur et matériau de stockage et deux réservoirs séparés, l'un contenant le fluide froid, l'autre le fluide chaud. La Figure 2-3 illustre le fonctionnement du système.

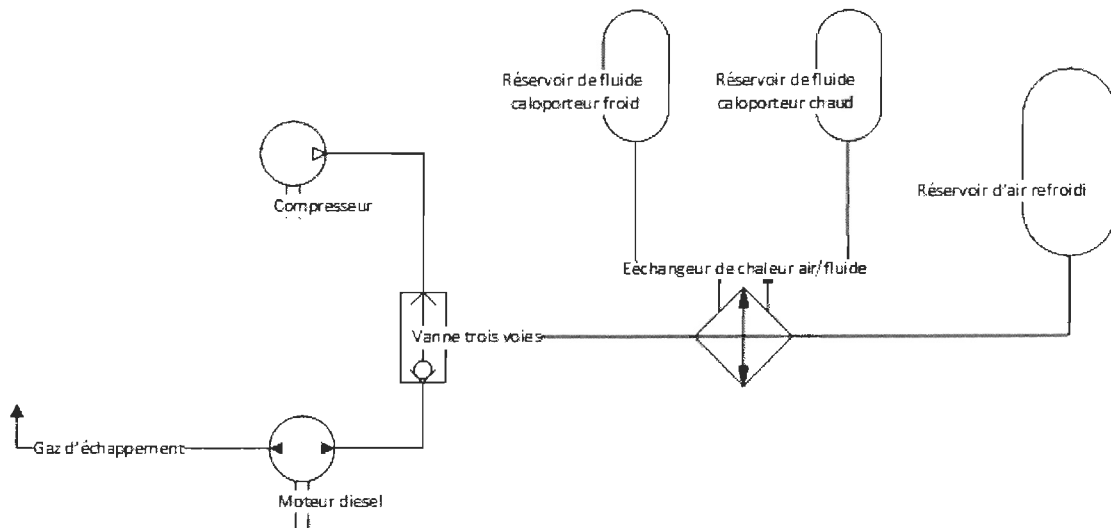


Figure 2-3 : Schéma de principe de la solution 1

Lors du chargement du réservoir d'air comprimé, le fluide caloporteur est mis en mouvement par l'intermédiaire d'une pompe du réservoir froid vers le réservoir chaud, refroidissant ainsi l'air comprimé. Lors de la décharge du même réservoir d'air, le fluide caloporteur est animé du mouvement inverse pour augmenter la température de l'air avant son entrée dans le moteur.

Le fait de stocker le fluide caloporteur directement dans des réservoirs sans utiliser un matériau de stockage différent permet d'avoir un stockage à température quasi constante, et donc une excellente flexibilité du système. Ainsi, même lors de périodes courtes de chargement du système, le fluide caloporteur dans le réservoir chaud sera stocké à haute température, ce qui est très intéressant dans le cas du SHEDAC, puisque lors de la phase de décharge, l'air comprimé doit être réchauffé à la plus haute température possible, pour augmenter d'autant plus le rendement du moteur thermique lors des périodes de vent faible. Ce type d'architecture est très intéressant du point de la flexibilité de stockage, est relativement simple à mettre en œuvre (un seul échangeur de chaleur est utilisé) et peut, suivant le fluide caloporteur utilisé, atteindre des températures de stockage très importantes.

Néanmoins, ce système est pénalisé par son coût, car même si un seul échangeur de chaleur peut être utilisé, il nécessite deux réservoirs thermiques différents contrairement aux systèmes classiques où un seul réservoir est utilisé. Il est évident également que le coût d'un tel système dépend beaucoup du fluide caloporteur utilisé, dont les prix sont très variables. Dans le cas des centrales solaires, cette solution est le plus souvent utilisée avec des sels fondus, qui sont en fait des mélanges eutectiques de différents nitrates dont la température de fusion est entre 100 °C et 200 °C, et qui présentent une bonne stabilité chimique jusqu'à des températures très élevées (de l'ordre de 500 °C) [7, 10, 12, 13]. Plus de détails concernant le choix du fluide caloporteur et du matériau de stockage seront présentés dans les sections qui suivent, où les sels fondus seront étudiés avec attention.

2.2.2.1.1.2 Solution 2 : Système actif direct à un réservoir avec thermocline

Cette solution de stockage et de récupération de chaleur reprend le même principe que la solution 1, sauf qu'au lieu de stocker le fluide caloporteur dans deux réservoirs

différents, on utilise un seul réservoir. Les fluides froids et chauds sont ensuite séparés par stratification, qu'elle soit naturelle sous l'effet du changement de densité (comme c'est le cas pour l'eau [11]) ou aidé par un matériau annexe.

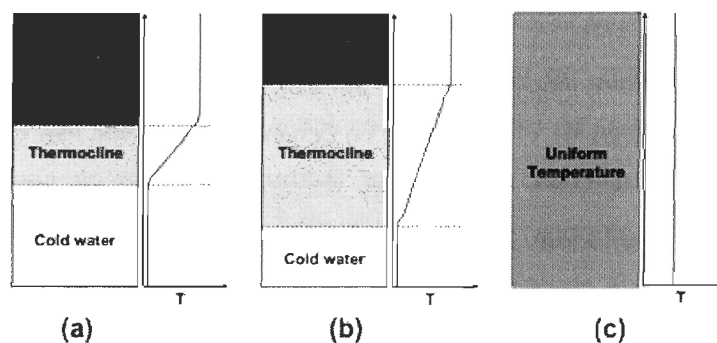


Figure 2-4 : Schéma de réservoirs thermocline avec différentes stratifications

Dans le cas des sels fondus, le quartzite et les sables siliceux ont été identifiés comme matériaux intéressants, de par leur bonne compatibilité avec ces fluides caloporteurs [7, 14]. La Figure 2-4 [11] montre plusieurs réservoirs de stockage thermique fonctionnant à l'aide de la thermocline (par stratification). Le gros avantage de cette solution par rapport à celle à deux réservoirs présentés ci-dessus est son coût, estimé comme étant jusque 35 % moins cher [7, 14] grâce au matériau intermédiaire dans lequel le gradient thermique se développe, qui joue un grand rôle dans le fonctionnement thermique du réservoir [7].

La Figure 2-5 présente le fonctionnement général du système de récupération et de stockage de chaleur utilisant la thermocline.

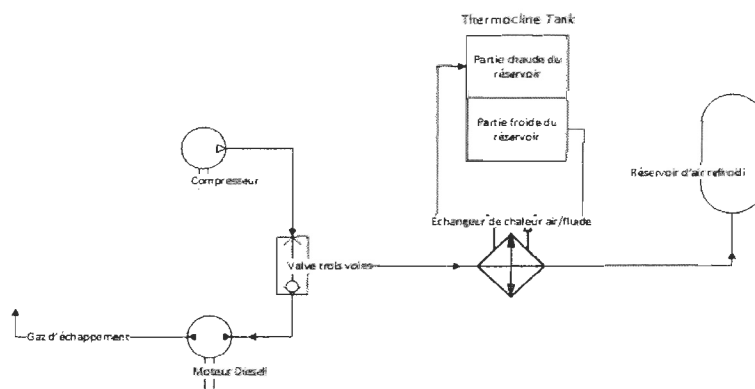


Figure 2-5 : Schéma de principe de la solution 2

Les inconvénients de cette solution sont principalement que la stratification thermique nécessite beaucoup d'attention pour assurer son bon fonctionnement et éviter le mélange des fluides chaud et froid, ce qui rend son design assez complexe.

2.2.2.1.2 LES SYSTEMES DE STOCKAGE ACTIF INDIRECTS

Dans ces systèmes, on utilise deux fluides différents: un fluide caloporteur qui va tourner en boucle dans un circuit fermé en échange direct avec l'air comprimé et un autre qui va servir de matériau de stockage thermique et être en contact avec le fluide caloporteur. Ces solutions permettent d'utiliser un fluide caloporteur plus cher que précédemment, car la quantité de fluide caloporteur dont on a besoin ici est plus faible, étant donné qu'il n'est pas directement stocké et utilisé en tant que matériau de stockage.

2.2.2.1.2.1 Solution 3 : Système actif indirect à deux réservoirs séparés

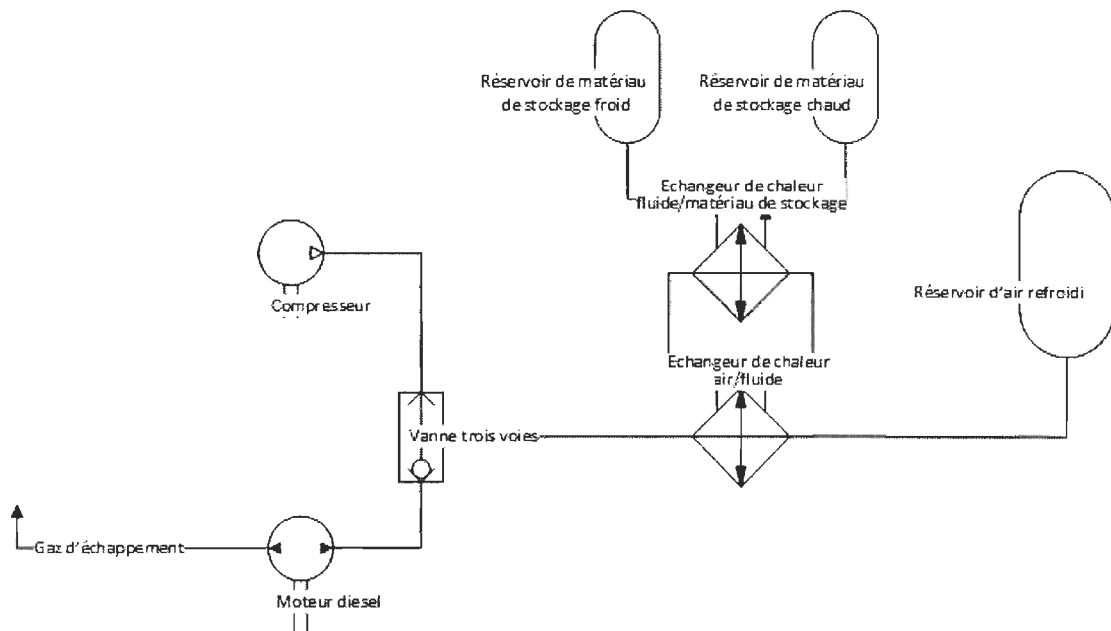


Figure 2-6 : Schéma de principe de la solution 3

Lors du chargement du réservoir d'air comprimé, le fluide caloporteur est mis en mouvement par l'intermédiaire d'une pompe du réservoir froid vers le réservoir chaud, refroidissant ainsi l'air comprimé. Le fluide caloporteur restitue ensuite cette énergie thermique au matériau de stockage. Lors de la décharge du même réservoir d'air, le matériau de stockage échange son énergie thermique avec le fluide caloporteur. Ensuite,

celui-ci est pompé à travers un circuit fermé pour augmenter la température de l'air avant son entrée dans le moteur.

L'avantage de ce système est de séparer le fluide caloporteur du matériau de stockage en lui-même, et permet ainsi de choisir un fluide caloporteur avec plus de liberté du point de vue financier, étant donné que les quantités nécessaires sont bien plus faibles que pour les systèmes actifs directs. De ce fait, on peut choisir des fluides caloporteurs avec de plus grandes conductivités thermiques, au détriment de leur pouvoir calorifique et ainsi augmenter le taux d'échange au sein du système.

Néanmoins, ce système présente de fortes contraintes, notamment en termes de coût, car, contrairement aux systèmes directs, il contient un circuit d'échange de chaleur ainsi qu'un échangeur supplémentaire, ce qui a tendance à rendre son coût rédhibitoire. Son utilisation est en plus limitée par le fait que les deux fluides doivent avoir des plages de température de fonctionnement communes pour pouvoir fonctionner de manière satisfaisante. De plus, un circuit d'échange supplémentaire tend à complexifier les opérations de maintenance et d'entretien.

2.2.2.1.2.2 Solution 4 : Système actif indirect à un réservoir avec thermocline

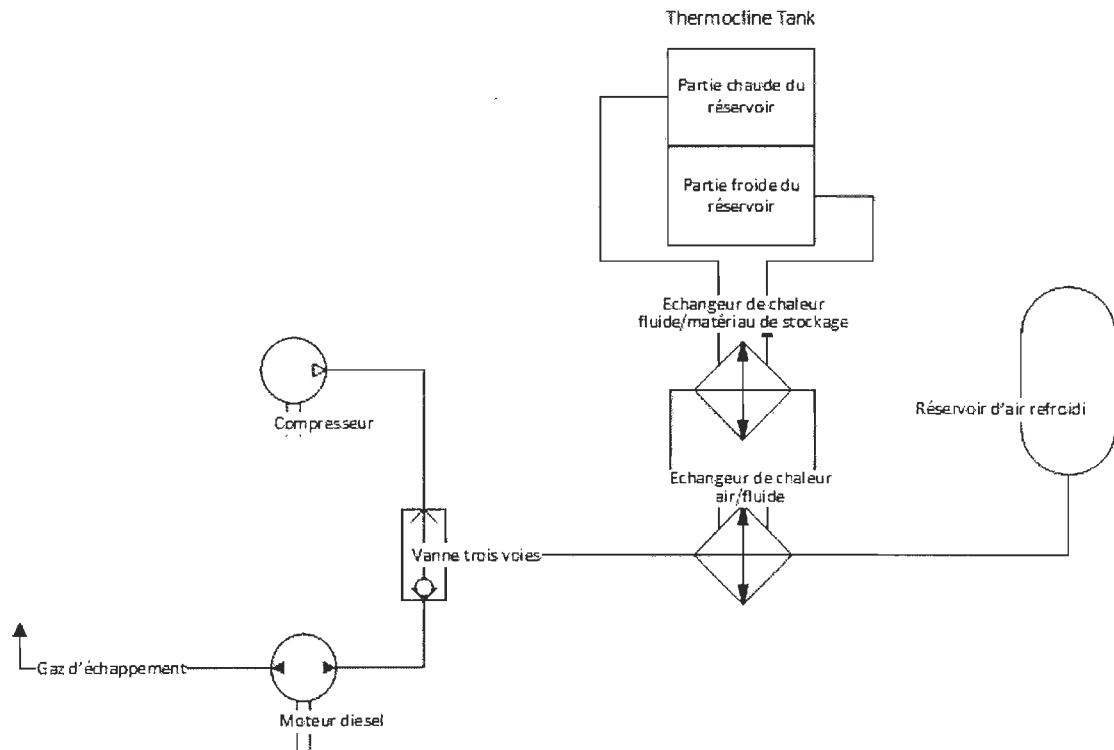


Figure 2-7 : Schéma de principe de la solution 4

Ce système, bien que similaire au précédent, utilise un seul réservoir de stockage au lieu de deux, ce qui a tendance malgré tout, à réduire légèrement son coût. Ses autres avantages et inconvénients sont les mêmes que ceux de la solution précédente.

2.2.2.2 LES SYSTEMES DE STOCKAGE PASSIFS

On distingue deux solutions principales d'architecture à utiliser en tant que système de stockage passif. La première une solution dite à chargement direct consiste à faire passer l'air comprimé directement à travers le réservoir contenant le matériau de stockage. La deuxième solution dite à chargement indirect consiste en utiliser un circuit caloporteur en parallèle avec celui de l'air comprimé, qui sera ensuite acheminé à l'intérieur du réservoir thermique pour transmettre son énergie au matériau de stockage.

On rappelle que dans le cas des systèmes de stockage passif, le matériau de stockage peut être solide (sensible ou latent), liquide ou gazeux, mais que ces derniers ne subissent pas de convection forcée en cas d'échange de chaleur comme c'était le cas précédemment.

2.2.2.2.1 SOLUTION 5 : SYSTEME PASSIF A CHARGEMENT DIRECT

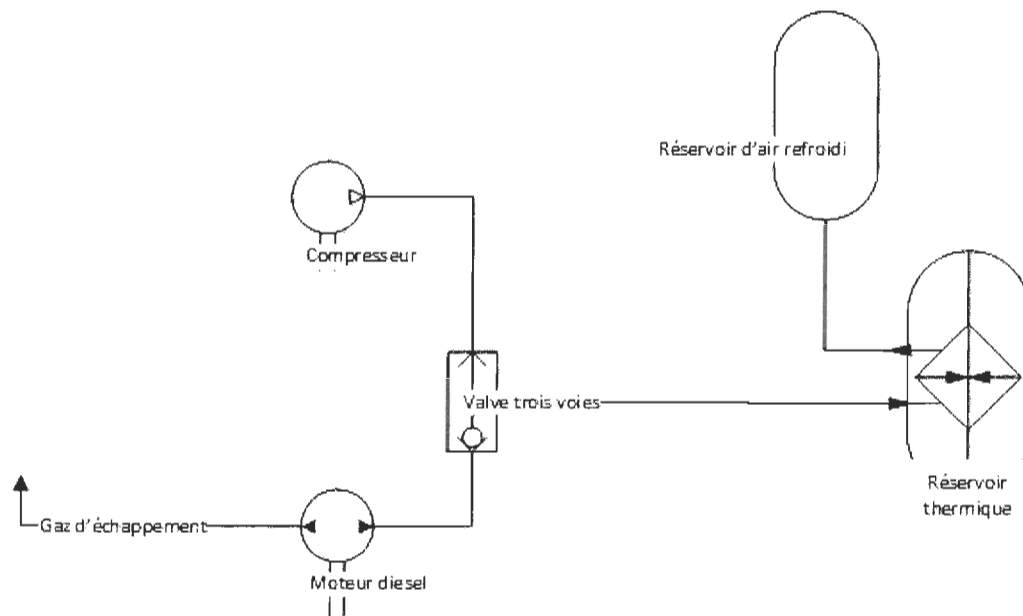


Figure 2-8 : Schéma de principe de la solution 5

Ce système a pour avantage de présenter un coût très faible. En effet, en utilisant des matériaux de stockage sensible solides tels des bétons hautes températures et des céramiques, qui sont les matériaux les plus étudiés pour ce type d'application, on peut stocker de grandes quantités d'énergie à haute température. Pour en revenir à l'architecture elle-même, il vient que, peu importe le type de matériaux de stockage utilisés, le flux thermique par m^2 échangé entre l'air sous pression et le matériau de stockage sera beaucoup plus faible que pour les systèmes actifs. Néanmoins, on peut atteindre de bien meilleures densités de stockage pour les systèmes passifs en utilisant des MCP ou des systèmes thermochimiques, ce qui est également intéressant.

Remarquons aussi que, excepté pour les systèmes thermochimiques qui fonctionnent suivant un principe assez particulier, ce type d'architecture ne permet pas une bonne flexibilité de fonctionnement. Cela veut dire qu'en cas de charge partielle du système, le réservoir n'atteindra pas sa température optimale de fonctionnement et de restitution de chaleur.

2.2.2.2.2 SOLUTION 6 : SYSTEME PASSIF A CHARGEMENT INDIRECT

Cette solution est un bon compromis entre les systèmes actifs en général et la solution passive à chargement direct, tant du point de vue du taux d'échange thermique que du coût d'investissement. On utilise ainsi un fluide caloporteur qui aura pour rôle de transmettre la chaleur entre l'air sous pression et le matériau de stockage.

Néanmoins, le même problème de flexibilité qu'avec la solution précédente est rencontré, ce qui, dans le cas du SHEDAC, est très compliqué à gérer. La Figure 2-9 illustre le fonctionnement du système.

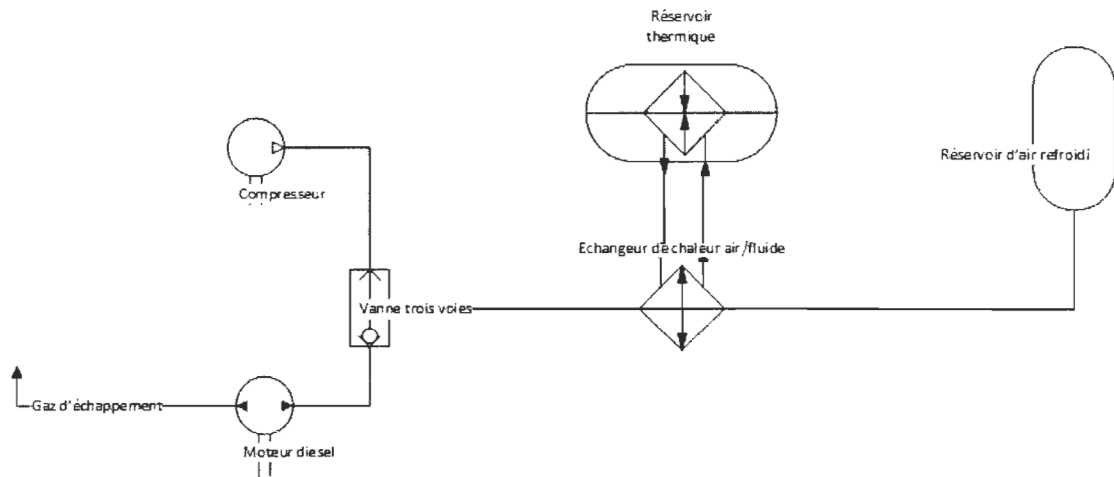


Figure 2-9 : Schéma de principe de la solution 6

2.2.3 CHOIX D'UNE SOLUTION DE STOCKAGE

Maintenant que les principales solutions de stockage et de récupération de chaleur ont été passées en revue, ces solutions seront évaluées en fonction des critères de choix développés précédemment, afin d'éliminer les candidates les moins intéressantes.

2.2.3.1 ÉVALUATION DES SOLUTIONS PAR CRITERE

Avant de procéder à l'évaluation en tant que telle, rappelons la numérotation adoptée pour le classement et l'identification des solutions:

Tableau 2-1 : Récapitulatif des solutions étudiées

Solution 1	Système actif direct à deux réservoirs séparés
Solution 2	Système actif direct à un réservoir avec thermocline
Solution 3	Système actif indirect à deux réservoirs séparés
Solution 4	Système actif indirect à un réservoir avec thermocline
Solution 5	Système passif à chargement direct
Solution 6	Système passif à chargement indirect

Les matrices de décision présentées dans ce chapitre se lisent de la manière suivante:

- ligne par ligne, si la solution i est meilleure que la solution j , on place un 1 dans la case j de la colonne i . De même, on vient à placer un 0 dans cette même case dans le cas contraire, et 0,5 si ces solutions sont équivalentes
- la moyenne des résultats de chaque solution par rapport aux autres est ensuite calculée et présentée en bas de chaque colonne et permet de classer ces solutions selon chaque critère

2.2.3.1.1 FLEXIBILITE DE FONCTIONNEMENT

Comme évoqué plus haut, la flexibilité de fonctionnement représente la capacité d'une solution à évoluer à de faibles taux de charge de manière efficace et en gardant une température de stockage la plus élevée possible. C'est un critère primordial dans le cas du SHEDAC, compte tenu de l'intermittence de l'énergie éolienne.

De ce point de vue, les solutions 1 et 3, stockant directement le fluide caloporteur dans deux réservoirs distincts sont les meilleurs, suivies de près par les solutions à thermocline, où l'échange thermique entre les deux parties du réservoir peut affaiblir la flexibilité de fonctionnement, étant donné qu'une partie de la chaleur est transmise dans la couche intermédiaire du réservoir.

Viennent ensuite les solutions de stockage passif, qui proposent une flexibilité de fonctionnement faible comparée aux systèmes actifs.

Tableau 2-2 : Matrice de décision relative au critère de flexibilité de fonctionnement

	Solution 1	Solution 2	Solution 3	Solution 4	Solution 5	Solution 6
Solution 1		0	0,5	0	0	0
Solution 2	1		1	0,5	0	0
Solution 3	0,5	0		0	0	0
Solution 4	1	0,5	1		0	0
Solution 5	1	1	1	1		0,5
Solution 6	1	1	1	1	0,5	
Total	0,9	0,5	0,9	0,5	0,1	0,1

2.2.3.1.2 SIMPLICITE

La simplicité est un critère importé de l'étude *Energy storage systems - Characteristics and Comparisons* [5] amenant au choix du CAES comme système d'énergie pour le SHED. Les solutions de stockage passif, avec en tête la solution 5 à chargement direct, sont les plus simples, étant donné qu'elles contiennent peu d'éléments et des éléments relativement simples.

Viennent ensuite les solutions actives directes, disposant de la même note de 0,5. On a estimé que la complexité de conception d'un réservoir thermocline était sensiblement équivalente à la complexité de mise en œuvre d'un système à deux réservoirs.

Les systèmes actifs indirects, disposant d'un circuit caloporteur supplémentaire, sont logiquement les plus compliqués à mettre en œuvre.

Tableau 2-3 : Matrice de décision relative au critère de simplicité

	Solution 1	Solution 2	Solution 3	Solution 4	Solution 5	Solution 6
Solution 1		0,5	0	0	1	1
Solution 2	0,5		0	0	1	1
Solution 3	1	1		0,5	1	1
Solution 4	1	1	0,5		1	1
Solution 5	0	0	0	0		0
Solution 6	0	0	0	0	1	
Total	0,5	0,5	0,1	0,1	1	0,8

2.2.3.1.3 EFFICACITE : QUANTIFICATION DES PERTES

Les pertes de chaleur peuvent survenir à différents endroits sur un TES, on distingue trois types d'interfaces de transfert thermique différentes:

- l'interface canalisation-milieu extérieur : c'est une interface de type convection forcée-conduction-convection libre qui est caractérisée par des pertes de chaleur aussi bien dans les conduites d'air sous pression que dans le fluide caloporteur.
- l'interface réservoir-milieu extérieur : dépendamment du matériau de stockage, cette interface peut être de type convection libre-conduction-convection libre ou simplement conduction-convection libre. Elle est caractérisée par des pertes thermiques entre le réservoir de stockage et le milieu extérieur.
- l'interface "thermocline" : cette interface est de type convection libre-conduction-convection libre et a lieu dans les réservoirs utilisant la thermocline pour séparer les fluides chauds et froid.

Ne possédant qu'une seule interface de pertes thermiques, la solution 5 obtient la note de 1 contre toutes les autres solutions. Vient ensuite la solution 6 avec une interface canalisation-milieu extérieur supplémentaire.

Tableau 2-4 : Matrice de décision relative au critère d'efficacité

	Solution 1	Solution 2	Solution 3	Solution 4	Solution 5	Solution 6
Solution 1		0,5	0	0	1	1
Solution 2	0,5		0	0	1	1
Solution 3	1	1		0,5	1	1
Solution 4	1	1	0,5		1	1
Solution 5	0	0	0	0		0
Solution 6	0	0	0	0	1	
Total	0,5	0,5	0,1	0,1	1	0,8

Comparativement, on juge l'échange au niveau d'une interface thermocline comme étant tout aussi préjudiciable que les échanges au sein des interfaces réservoir-milieu extérieur d'un système à deux réservoirs, c'est pourquoi elles possèdent les mêmes notes.

Avec son circuit caloporteur supplémentaire, les solutions actives indirectes présentent une moins bonne efficacité que toutes les autres.

2.2.3.1.4 PUISSANCE THERMIQUE MAXIMALE TRANSMISSIBLE

La puissance thermique maximale transmissible dépend en grande partie des modes de transfert au sein du système. Les systèmes 1 à 4, ne comportant que des interfaces convection forcée-conduction-convection forcée, permettent des taux de transfert de chaleur très importants, bien supérieurs à ceux des solutions passives.

Pour ce qui est des solutions passives, avec une interface convection forcée - conduction - convection forcée de plus que la solution 5, la solution 6 aurait un taux de transfert un peu meilleur que cette dernière.

Tableau 2-5 : Matrice de décision relative au critère de puissance maximale transmissible

	Solution 1	Solution 2	Solution 3	Solution 4	Solution 5	Solution 6
Solution 1		0,5	0,5	0,5	0	0
Solution 2	0,5		0,5	0,5	0	0
Solution 3	0,5	0,5		0,5	0	0
Solution 4	0,5	0,5	0,5		0	0
Solution 5	1	1	1	1		1
Solution 6	1	1	1	1	0	
Total	0,7	0,7	0,7	0,7	0	0,2

2.2.3.1.5 TEMPS DE REPONSE

Les solutions 1, 2 et 5 sont caractérisées par un seul échange de chaleur utile (c'est-à-dire en négligeant les échanges avec l'extérieur générant des pertes). Les solutions 1, 2 et 6 obtiennent donc la note de 1 contre toutes les autres solutions. L'interface d'échange des solutions 1 et 2 transmettant un plus grand flux de chaleur, le temps de réponse de ces solutions sera plus rapide que celui de la solution 6.

Les solutions 3 et 4 ayant un circuit caloporteur supplémentaire par rapport aux autres, leur temps de réponse sera plus important, et se placent en dernière position. Reste la solution 6 qui, avec un échange thermique de plus que la solution 5, est moins rapide que celle-ci mais moins lente que les solutions 3 et 4.

Tableau 2-6 : Matrice de décision relative au critère de temps de réponse

	Solution 1	Solution 2	Solution 3	Solution 4	Solution 5	Solution 6
Solution 1		0,5	0	0	0	0
Solution 2	0,5		0	0	0	0
Solution 3	1	1		0,5	1	1
Solution 4	1	1	0,5		1	1
Solution 5	1	1	0	0		0
Solution 6	1	1	0	0	1	
Total	0,9	0,9	0,1	0,1	0,6	0,4

2.2.3.1.6 COUT

Avec un seul réservoir thermique, la solution 5 apparaît comme la moins chère comparée aux autres, elle obtient donc la note de 1. Viennent ensuite les solutions 2 et 6, qui comportent toutes les deux un échangeur et un réservoir, et que l'on peut évaluer comme équivalente du point de vue économique.

Restent ensuite les solutions 1, 3 et 4. La solution 1 apparaît moins chère que les deux autres, étant donné qu'elle a un seul circuit caloporteur contrairement aux autres, qui en possèdent 2. Le réservoir thermocline de la solution 4 la rend moins chère que la solution 3.

Tableau 2-7 : Matrice de décision relative au critère de coût

	Solution 1	Solution 2	Solution 3	Solution 4	Solution 5	Solution 6
Solution 1		1	0	0	1	1
Solution 2	0		0	0	1	0,5
Solution 3	1	1		1	1	1
Solution 4	1	1	0		1	1
Solution 5	0	0	0	0		0
Solution 6	0	0,5	0	0	1	
Total	0,4	0,7	0	0,2	1	0,7

2.2.3.1.7 RISQUE DE DEFAILLANCE

Le risque de défaillance dépend du nombre d'éléments du système, et également de la complexité de ceux-ci. Il vient par exemple naturellement qu'un réservoir thermocline

présente un risque plus important qu'un réservoir thermique classique, de par le risque de mélange des fluides froid et chaud au sein du réservoir notamment.

Tableau 2-8 : Matrice de décision relative au critère de risque de défaillance

	Solution 1	Solution 2	Solution 3	Solution 4	Solution 5	Solution 6
Solution 1		0	0	0	1	0,5
Solution 2	1		1	0	1	1
Solution 3	1	0		0	1	1
Solution 4	1	1	1		1	1
Solution 5	0	0	0	0		0
Solution 6	0,5	0	0	0	1	
Total	0,7	0,2	0,4	0	1	0,7

La solution 5 apparaît comme ayant le risque de défaillance le plus faible de par sa simplicité. Les solutions 1 et 6 apparaissent comme ayant un taux de défaillance similaire. Certes, la solution 1 a un réservoir de plus que la 6, on pourrait donc en convenir qu'elle est moins sûre. Néanmoins, gardons à l'esprit que les réservoirs des solutions 1 à 4 sont de simples accumulateurs de liquide, alors que celui de la solution 6 contient une substance différente, et donc un circuit interne complexe pour procéder à l'échange thermique entre le fluide caloporteur et le matériau de stockage. Les solutions avec réservoirs à thermocline présentent un risque de défaillance plus important et se placent avant-dernière et dernière sur ce critère. La solution 3, à deux réservoirs et avec un circuit caloporteur de plus, se place entre la solution 1 et la solution 2.

2.2.3.1.8 ENCOMBREMENT

L'encombrement représente la taille du système dans sa globalité, que ce soit celle des réservoirs comme celle des échangeurs.

La solution 5, ne comportant qu'un seul réservoir thermique, est naturellement la plus compacte. Viennent ensuite les solutions 2 et 6, comprenant chacune un échangeur et un réservoir. La solution, comprenant un échangeur de plus mais un réservoir de moins que la solution 1, la précède. La solution 3 ferme la marche, avec ses deux circuits caloporteurs et ses deux réservoirs thermiques.

Tableau 2-9 : Matrice de décision relative au critère d'encombrement

	Solution 1	Solution 2	Solution 3	Solution 4	Solution 5	Solution 6
Solution 1		1	0	1	1	1
Solution 2	0		0	0	1	0,5
Solution 3	1	1		1	1	1
Solution 4	0	1	0		1	1
Solution 5	0	0	0	0		0
Solution 6	0	0,5	0	0	1	
Total	0,2	0,7	0	0,4	1	0,7

2.2.3.2 MATRICE DE DECISION GLOBALE

Tableau 2- 10 : Matrice de décision globale concernant l'architecture du TES

	Pondération	Solution 1	Solution 2	Solution 3	Solution 4	Solution 5	Solution 6
Flexibilité de fonctionnement	0,25	0,225	0,125	0,225	0,125	0,025	0,025
Simplicité	0,15	0,075	0,075	0,015	0,015	0,15	0,12
Efficacité	0,15	0,075	0,075	0,015	0,015	0,15	0,12
P_{max} transmissible	0,1	0,07	0,07	0,07	0,07	0	0,02
Temps de réponse	0,1	0,09	0,09	0,01	0,01	0,06	0,04
Coût	0,1	0,04	0,07	0	0,02	0,1	0,07
Risque de défaillance	0,1	0,07	0,02	0,04	0	0,1	0,07
Encombrement	0,05	0,01	0,035	0	0,02	0,05	0,035
Total	1	0,655	0,56	0,375	0,275	0,635	0,5
Classement		1	3	5	6	2	4

La solution 1, active directe avec deux réservoirs, arrive en première position devant la solution 5, passive avec chargement direct. Il est intéressant de remarquer que ces deux solutions présentent des caractéristiques très différentes. Alors que la solution 1 remplit les principaux critères techniques comme la flexibilité de fonctionnement, la puissance transmissible et le temps de réponse, la solution 5 est la plus simple, la moins chère et encombrante et la plus fiable.

Cette étude donne un aperçu du fonctionnement de ces solutions. Ainsi, on réservera la solution 1 pour les défis technologiques élevés, dans des sites où la vitesse du vent est très intermittente et où la récupération d'énergie à haute température est primordiale. La solution 5 sera quant à elle adaptée aux projets de plus faible envergure, ou sur des sites moins exigeants technologiquement parlant.

Notons également que les solutions 2 et 6, qui arrivent respectivement en troisième et quatrième position, sont un excellent compromis entre performance, flexibilité de fonctionnement et coût de revient.

Les solutions 3 et 4, quant à elles, présentent un coût trop important comparé aux avantages techniques qu'elles offrent, ce qui les rend dénuées d'intérêt dans le cas du SHEDAC.

Cette première étude a permis d'éliminer de manière certaine deux solutions : les solutions actives indirectes avec deux réservoirs et thermocline. Néanmoins, il paraît difficile de conclure de manière définitive quant à la solution à étudier à ce stade du projet sans se préoccuper des matériaux de stockage et fluides caloporteurs à utiliser dans chacune de ces solutions, qui est le sujet des prochaines sections.

2.3 PRÉSENTATION ET ÉTUDE DES FLUIDES CALOPORTEURS ET DES MATERIAUX DE STOCKAGE

Cette partie de l'étude a pour objectif de présenter les propriétés des différents fluides caloporteurs et matériaux de stockage utilisés dans l'industrie, afin d'aboutir à un ou plusieurs choix de fluides caloporteurs et de matériaux de stockage répondant le mieux aux critères particuliers du SHEDAC et pouvant, bien sûr, être utilisés au sein d'une des architectures mises en valeur plus haut.

Une fois ces fluides et matériaux clairement identifiés, on les associera aux solutions architecturales trouvées plus haut pour aboutir à des solutions complètes de stockage thermique.

2.3.1 PRÉSENTATION DES CARACTERISTIQUES DES FLUIDES CALOPORTEURS

Les comparaisons et classements faits dans cette section sont basées sur les valeurs des coefficients caloporteurs, calovecteurs, des températures d'utilisation recommandées trouvées dans la littérature [9, 13, 15, 16]. Parmi tous les fluides caloporteurs possibles, on peut distinguer plusieurs classes:

- les gaz, comme l'hélium, l'azote et le dioxyde de carbone

- l'eau, sous forme liquide ou de vapeur saturée
- les fluides organiques, parmi lesquels les huiles et les fluides halogènes
- les sels fondus
- les métaux fondus comme le mercure ou le sodium

Considérant notre application, et les quantités d'énergie à transférer, il est préférable de choisir:

- un fluide possédant un grand pouvoir caloporteur. En effet, comme précisé précédemment, l'enthalpie portée par un fluide est proportionnelle à son débit massique, sa capacité calorifique et sa température. Par exemple, si on multiplie par deux la capacité calorifique d'un fluide, on aura besoin de deux fois de débit massique pour porter le même flux, ce qui est très intéressant pour nous, si on pense au dimensionnement de la pompe qui actionnera le circuit de l'échangeur de chaleur.
- un fluide possédant un grand pouvoir calovecteur. En effet, le coefficient de transfert convectif d'un fluide est directement proportionnel à sa conductivité thermique par l'intermédiaire du nombre de Nusselt, tel que représenté par l'équation 2.

$$Nu = \frac{h \times d}{k} \quad (2)$$

Avec Nu , le nombre de Nusselt

h , le coefficient de transfert convectif ($W.K^{-1}.m^{-2}$)

d , le diamètre de la conduite considérée (m)

k , la conductivité thermique ($W.K^{-1}.m^{-1}$)

2.3.1.1 LES GAZ CALOPORTEURS

Les principaux gaz caloporteurs sont l'azote, l'air, l'hélium, le dioxyde de carbone et la vapeur d'eau surchauffée [9, 13, 16]. Ils sont ininflammables, non dangereux pour la santé en concentration modérée et stables sur un grand intervalle de température, ce qui

est important dans notre cas. Le tableau suivant résume les propriétés des principaux gaz caloporteurs à une pression de 0,1 MPa.

Tableau 2-11 : Propriétés des gaz caloporteurs à pression atmosphérique

Gaz considéré	C_p ($\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	C_v ($\text{kJ.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$)	ρ (kg.m^{-3})	k ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	Plage de température d'application
Hélium	5,2	0,9	0,18	0,150] -273 °C ; 800 °C[
Dioxyde de carbone	0,75	1,5	2	0,017] 0 °C ; 450 °C[
Air	1,01	1,18	1,17	0,026] 0 °C ; 1000 °C[
Azote	1,04	1,19	1,14	0,026] -196 °C ; 1000 °C[
Vapeur d'eau surchauffée	2,01	1,11	0,55	0,026] 100 °C ; 300 °C[
Dioxygène	0,92	1,21	1,32	0,025] 0 °C ; 1000 °C[

Remarque : les grandeurs affichées ci-dessus sont évaluées à température ambiante (20°C) pour tous les gaz, sauf pour la vapeur d'eau, où on les a évaluées à 120 °C. Compte tenu de leurs faibles pouvoirs caloporteurs, les gaz ne sont pas des candidats sérieux pour notre étude. On préfère les exclure immédiatement plutôt que d'introduire des solutions superflues qui ne seront de toute manière pas retenues, et qui risquent de nuire à la lisibilité des résultats de l'étude préliminaire.

2.3.1.2 L'EAU COMME FLUIDE CALOPORTEUR

En tant que fluide caloporteur, l'eau peut être utilisée aussi bien sous forme liquide que sous forme gazeuse. Sous forme liquide, c'est un fluide caloporteur très intéressant, utilisé comme référence avec la plupart des autres fluides caloporteurs. En effet, l'eau dispose d'un pouvoir caloporteur et calovecteur très grand. À température ambiante et pression atmosphérique par exemple, sa conductivité thermique est égale à $0,6 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ [9] et sa capacité calorifique massique estimée à $4,2 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ [9], ce qui en fait le fluide caloporteur de référence.

De plus, en augmentant sa pression, on peut utiliser l'eau sous forme liquide jusqu'à plus de 300 °C. Pour ce type d'utilisation, on dit que l'eau est comprimée [13]. Principalement, ce type d'application est utilisé dans le génie nucléaire, dans le circuit de refroidissement des réacteurs.

Pour assurer un bon fonctionnement de l'échangeur, notamment si l'on choisit un échangeur à tubes et calandre, il faut filtrer l'eau pour éviter les risques d'encrassement et de dysfonctionnement.

L'utilisation de vapeur d'eau saturée, quant à elle, permet d'utiliser le phénomène de changement d'état pour augmenter le flux d'énergie porté par le fluide, grâce à la chaleur latente. Dans des conditions normales de pression, le changement d'état de l'eau a lieu à 100 °C et la chaleur latente de vaporisation associée est :

$$L_v = 2257 \text{ kJ/kg} \quad (3)$$

On présente en détails les tables de propriétés de l'eau aux états liquide et gazeux en annexe 1.

2.3.1.3 LES FLUIDES ORGANIQUES

D'après [13], les fluides organiques caloporteurs peuvent être répartis en trois catégories: les huiles minérales d'origine pétrolière, les huiles synthétiques et les fluides halogénés.

De manière générale, les huiles minérales sont relativement bon marché et peu toxiques, néanmoins, leur utilisation est limitée en-dessous de 300 °C [13].

Les huiles synthétiques (hydrocarbures aromatiques et huiles silicones) présentent une stabilité thermique plus importante, jusqu'à des températures proches de 400 °C et leur comportement vis-à-vis des métaux est généralement satisfaisant. Leur coût au kilogramme est 2 à 20 fois plus élevé que celui des huiles minérales.

Les fluides halogénés sont plutôt utilisés dans l'industrie électronique, où l'on utilise leur évaporation à pression ambiante pour retirer de la chaleur d'un élément ou d'un fluide. Les températures maximales d'usage de ces fluides sont assez basses (entre 120 °C et 150 °C dépendamment du fluide considéré [13]). Les fluides halogénés ont un prix d'achat comparable à celui des huiles silicones, et sont donc très onéreux.

Du point de vue énergétique, les huiles organiques ont des capacités calorifiques et des conductivités thermiques nettement inférieures à celles de l'eau. Dépendamment des

études, ces valeurs changent. Marvillet et al. [13] présentent des coefficients de performance et un pouvoir calovecteur de deux ordres de grandeur inférieur à celui de l'eau et un pouvoir caloporteur deux fois moindres, en moyenne. Tian et al. [10] fournissent quant à eux des informations plus optimistes et estiment la conductivité des huiles comme étant en moyenne trois fois plus faible que celle de l'eau. Les résultats collectés sur les fluides caloporteurs sont résumés dans le Tableau 2-13.

2.3.1.4 LES SELS FONDUS

Les principaux sels fondus sont généralement formés de nitrite et nitrate de sodium (NaNO_2 ou NaNO_3) et de nitrate de potassium (KNO_3). On utilise ce type de mélanges pour fabriquer des eutectiques¹ dont la température de fusion sera plus faible. Ces fluides ont une plage de température importante : entre 150 °C et 500 °C. On peut citer deux sels eutectiques très courants [13]:

- le HTS1 (*Heat Transfer Salt 1*) : c'est un mélange de 40 % de nitrite de sodium, 53 % de nitrate de potassium et 7 % de nitrate de sodium. Sa température de fusion est de 142 °C et il est parfaitement stable entre 150 °C et 450 °C.
- le HTS2 : c'est un mélange de 45 % de nitrite de sodium et de 55 % de nitrate de potassium dont les propriétés sont très similaires au HTS1.

À ceux-ci s'ajoutent les sels fabriqués par Hitec, qui présentent des plages de températures d'utilisation similaires aux HTS, et de très bonnes propriétés calovectrices, en plus d'un faible coût.

Néanmoins, dans notre cas, le fait de ne pas pouvoir les utiliser en-dessous de 150 °C est très pénalisant. En effet, cela signifie que, dans le meilleur des cas, en fonctionnant avec un échangeur à contre-courant, l'air sortant de l'échangeur aura une température minimale de 150 °C, ce qui n'est pas optimal du point de vue du stockage d'air comprimé.

Ces fluides caloporteurs sont intéressants énergétiquement, c'est pourquoi ils peuvent être de bons candidats pour notre étude. De plus, ils proposent un coût de stockage de

¹ Un composé eutectique est un composé dont les températures de début et de fin de solidification sont égales

l'énergie faible, ne sont pas toxiques ni corrosifs, et ne sont pas inflammables, et présentent malgré tout une certaine simplicité d'utilisation. À titre d'exemple, le Tableau 2-12 montre quelques propriétés du HTS1 à différentes températures [10, 13, 17]:

Tableau 2-12 : Propriétés des principaux sels fondus

	Plage de température (°C)	ρ (kg/m ³) à 150 °C	C _p (kJ/(kg.K))	k (W/(m.K))
HTS1	150-450	2000	1,56	0,3
Hitec® solar salt	180-600	1899	1,5	0,72
HitecXL® solar salt	180-500	1992	1,4	0,52

Leur plus gros inconvénient est sans doute leur température de fusion élevée, qui induit un risque important de solidification du composé lors de son utilisation au sein d'un TES [7, 8], qui nécessite des dispositifs de chauffage pour éviter ce problème.

2.3.1.5 LES METAUX LIQUIDES

L'utilisation des métaux liquides en tant que fluide caloporteur est encore assez expérimentale. On dénote plusieurs métaux liquides déjà utilisés, ou au moins sur lesquels des essais poussés ont été effectués, comme le mercure (Hg), le sodium (Na), les alliages sodium-potassium (Na-K), le lithium (Li), le plomb (Pb) et les alliages plomb-bismuth (Pb-Bi).

Leur plage de température de fonctionnement est comprise entre 200 °C et 700 °C et même si leur pouvoir caloporteur est relativement faible (environ 1 kJ/kg.K), ils possèdent un pouvoir calovecteur d'exception (de l'ordre de 10 à 100 W/K.m [13]), soit 15 à 150 supérieur à celui de l'eau liquide.

Notons également que, au-delà d'une certaine température, les métaux liquides peuvent devenir hautement corrosifs et attaquer les conduites métalliques. Par exemple, au-delà de 400 °C, les aciers classiques alliés au carbone sont à éviter si l'on souhaite y faire circuler du mercure. La plupart de ces alliages présentent des risques sanitaires importants lors de leur manipulation : le mercure et les alliages plomb-bismuth produisent des vapeurs toxiques [13]. Les produits à base de sodium peuvent s'enflammer à l'air libre et ont une réaction chimique très violente avec l'eau. Tous ces éléments sont autant de contraintes

opérationnelles rédhibitoires quant à l'utilisation de ces fluides dans le cas du TES adapté au SHEDAC, et demanderait des équipements de sécurité bien trop lourds.

Malgré leurs excellentes propriétés calovectrices, l'utilisation des métaux liquides est réservée seulement à quelques industries de pointe, qui peuvent se permettre de dépenser des sommes conséquentes pour assurer la sécurité des installations.

2.3.2 COMPARAISON DES PRINCIPAUX FLUIDES CALOPORTEURS APPLICABLES AU SHEDAC

Les renseignements recueillis dans la littérature à propos des principaux fluides caloporteurs sont réunis dans le Tableau 2-13. Ils proviennent de plusieurs sources différentes [7, 9-11, 13, 16-20]. Plusieurs conflits apparaissaient quant aux plages de températures de fonctionnement des huiles et des sels fondus, où par exemple les composés Hitec® et HitecXL® présentaient des températures de fusion incohérentes avec leurs plages de fonctionnement dans [7, 10]. Ainsi, nous avons ajusté ces plages de température grâce aux indications fournis par [13], en prenant bien soin, pour les sels fondus, de garder une marge de température de 40 °C par rapport à leur température de fusion.

Tableau 2-13 : Résumé des données collectées sur les principaux fluides caloporteurs

Matériau	Plage de température (°C)	Masse volumique (kg/m ³)	Conductivité thermique (W/(m.K))	Chaleur spécifique (kJ/(kg.°C))	Chaleur spécifique (kWh/(m ³ .°C))	Coût au kg (US\$/kg)	Coût au kWh (US\$/kWh)
Eau (1 bar - liquide)	0-100	1000	0,3	4,179	1,16	0	0
Hitec® solar salt	180-600	1899	0,72	1,5	0,79	0,93	10,7
HitecXL® solar salt	180-500	1992	0,52	1,4	0,77	1,19	13,1
HTS 1	150-450	1800	0,3	1,56	0,78		
Nitrite salts	250-450	1825	0,57	1,5	0,76	1	12
Nitrate salts	265-565	1870	0,52	1,6	0,83	0,5	3,7
Carbonate salts	450-850	2100	2	1,8	1,05	2,4	11
Mineral oil	0-300	770	0,12	2,6	0,56	0,3	4,2
Synthetic oil	0-400	900	0,11	2,3	0,58	3	43
Silicone oil	0-400	900	0,1	2,1	0,53	5	80
Liquid sodium	200-530	850	71	1,3	0,31	2	21
Liquid mercury	0-300	13300	10-100	0,136	0,50		

2.3.2.1 CRITERES DE CHOIX

Afin de procéder au classement de ces fluides caloporteurs, des critères de choix ont été établis et expliqués de manière exhaustive. On spécifie également que nous réalisons ici une étude de fluide caloporteur à utiliser dans les solutions 1 et 2, soit les solutions actives directes à deux réservoirs et à un réservoir thermocline, et ce fluide caloporteur servira également de matériau de stockage. Il faut donc accorder une importance aussi bien au caractère calovecteur qu'au caractère caloporteur du fluide.

Cette étude garde sa pertinence quant au choix éventuel d'un caloporteur pour la solution 6.

2.3.2.1.1 PLAGES DE TEMPERATURE

Ce critère représente l'habilité du fluide caloporteur à fonctionner dans la plage de fonctionnement du SHEDAC. On définit la plage de fonctionnement optimale d'un fluide caloporteur pour le SHEDAC comme étant la suivante : de 0 °C à 400 °C.

2.3.2.1.2 POUVOIR CALOVECTEUR

Le pouvoir calovecteur est la capacité du fluide à transmettre de l'énergie thermique à travers une interface. Il est grandement dépendant de la conductivité thermique du matériau lors de phénomènes de convection forcée.

2.3.2.1.3 POUVOIR CALOPORTEUR

Le pouvoir caloporteur est également important dans le cadre de cette étude, étant donné que le fluide caloporteur sert également de matériau de stockage. Ainsi, afin d'étudier la compacité du système de stockage, on utilise le pouvoir caloporteur exprimé en $\text{kWh}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{K}^{-1}$.

2.3.2.1.4 SIMPLICITE DE MISE EN ŒUVRE

La simplicité a une place importante dans le choix du système. Elle représente les ajouts technologiques à apporter au TES en cas d'utilisation du fluide considéré. Par exemple, en cas d'utilisation de sels fondus, il faudra utiliser un système de chauffage indépendant pour garder la température du réservoir froid au-delà de 150 °C, pour éviter des risques de

solidification. Il tient aussi compte de la corrosion possible des installations par le fluide caloporteur.

2.3.2.1.5 COUT

Le critère coût utilisé ici sera le prix du kWh et non le prix du kilogramme de liquide. En effet, le fluide caloporteur servant également de matériau de stockage thermique, il convient de choisir ce critère de cette manière.

2.3.2.1.6 DANGER ET SECURITE - RISQUE DE DEFAILLANCE

Le critère danger et sécurité représente tout autant le risque de blessure des opérateurs lors de défaillance du système que le risque environnemental lors de fuite du liquide caloporteur.

2.3.2.2 ÉVALUATION DES SOLUTIONS PAR CRITERE

Dans cette étude, on choisit de regrouper les fluides en plusieurs groupes comme expliqué dans le Tableau 2-14, en fonction de leur nature et de leurs caractéristiques.

Tableau 2-14 : Récapitulatif des catégories de fluides caloporteurs étudiées

Groupe	Fluides représentés
Eau	Eau (1 bar - liquide)
Sels solaires	Hitec® solar salt
	HitecXL® solar salt
	HTS 1
Ni-Salts	Nitrite salts
	Nitrate salts
Carbonate salts	Carbonate salts
Huile minérale	Mineral oil
Autres huiles	Synthetic oil
	Silicon oil
Sodium liquide	Liquid sodium
Mercure liquide	Liquid mercury

Ainsi, on ne traite plus que huit solutions au lieu de douze, ce qui simplifie l'étude.

2.3.2.2.1 PLAGE DE TEMPERATURE

La matrice de décision du critère "Plage de température" a été trouvée en utilisant les données recueillies dans le Tableau 2-13. Elle est présentée dans le Tableau 2-15.

Tableau 2-15 : Matrice de décision relative à la plage de température

	Eau	Solar salts	Ni-salts	Carbonate salts	Mineral oil	Other oils	Liquid sodium	Liquid mercury
Eau		1	1	0,5	1	1	1	1
Solar salts	0		0	0	0,5	1	0,5	1
Ni-salts	0	1		0	1	1	0,5	1
Carbonate salts	0,5	1	1		1	1	1	1
Mineral oil	0	0,5	0	0		1	0	0,5
Other oils	0	0	0	0	0		0	0
Liquid sodium	0	0,5	0,5	0	1	1		1
Liquid mercury	0	0	0	0	0,5	1	0	
Total	0,071	0,571	0,357	0,071	0,714	1,000	0,429	0,786

Les huiles silicones et synthétiques présentent une plage de fonctionnement optimale, suivies de près par les huiles minérales.

2.3.2.2.2 POUVOIR CALOVECTEUR

Comme expliqué précédemment, le pouvoir calovecteur d'un fluide dépend grandement de sa conductivité thermique. Ainsi, le Tableau 2-13 permet d'aboutir à la matrice de décision suivante:

Tableau 2-16 : Matrice de décision relative au pouvoir calovecteur

	Eau	Solar salts	Ni-salts	Carbonate salts	Mineral oil	Other oils	Liquid sodium	Liquid mercury
Eau		1	1	1	0	0	1	1
Solar salts	0		0,5	1	0	0	1	1
Ni-salts	0	0,5		1	0	0	1	1
Carbonate salts	0	0	0		0	0	1	1
Mineral oil	1	1	1	1		0,5	1	1
Other oils	1	1	1	1	0,5		1	1

Liquid sodium	0	0	0	0	0	0		0,5
Liquid mercury	0	0	0	0	0	0	0,5	
Total	0,286	0,500	0,500	0,714	0,071	0,071	0,929	0,929

Avec leur conductivité thermique exceptionnelle, les métaux liquides arrivent largement en tête devant les différentes catégories de sels fondus.

2.3.2.2.3 POUVOIR CALOPORTEUR

Étant donné le fait que nous allons utiliser le fluide caloporteur également comme matériau de stockage, il convient de comparer les capacités calorifiques volumiques, exprimées en $\text{kWh}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{K}^{-1}$.

Tableau 2-17 : Matrice de décision relative au pouvoir caloporteur

	Eau	Solar salts	Ni-salts	Carbonate salts	Mineral oil	Other oils	Liquid sodium	Liquid mercury
Eau		0	0	0		0	0	0
Solar salts	1		0,5	1	0	0	0	0
Ni-salts	1	0,5		1	0	0	0	0
Carbonate salts	1	0	0		0	0	0	0
Mineral oil	1	1	1	1		0,5	0	0
Other oils	1	1	1	1	0,5		0	0
Liquid sodium	1	1	1	1	1	1		1
Liquid mercury	1	1	1	1	1	1	0	
Total	1,000	0,643	0,643	0,857	0,357	0,357	0,000	0,143

2.3.2.2.4 SIMPLICITE DE MISE EN ŒUVRE

Ne nécessitant pas de précautions d'utilisation particulières, ni d'équipements supplémentaires, l'eau et les différents types d'huiles organiques arrivent en tête de cette étude. Nécessitant des dispositifs de chauffage pour lutter contre leur solidification au sein du réservoir de fluide froid, les sels fondus se classent seconds derrière l'eau et les huiles.

Enfin, les métaux liquides ferment la marche, avec tout d'abord le mercure, qui nécessite de grandes précautions de manipulation et des mesures de sécurité importantes. Vient en dernière position le sodium liquide qui nécessite des précautions de manipulation très

importantes et un système de chauffage pour éviter d'atteindre sa température de solidification.

Tableau 2-18 : Matrice de décision relative à la simplicité de mise en œuvre

	Eau	Solar salts	Ni-salts	Carbonate salts	Mineral oil	Other oils	Liquid sodium	Liquid mercury
Eau		0	0	0	0,5	0,5	0	0
Solar salts	1		0,5	0,5	1	1	0	0
Ni-salts	1	0,5		0,5	1	1	0	0
Carbonate salts	1	0,5	0,5		1	1	0	0
Mineral oil	0,5	0	0	0		0,5	0	0
Other oils	0,5	0	0	0	0,5		0	0
Liquid sodium	1	1	1	1	1	1		1
Liquid mercury	1	1	1	1	1	1	0	
Total	0,857	0,429	0,429	0,429	0,857	0,857	0,000	0,143

2.3.2.2.5 COUT

La matrice de décision du critère de coût est basée sur les résultats présentés dans le Tableau 2-13 sur le coût du kWh thermique stocké.

Tableau 2-19 : Matrice de décision relative au critère de coût

	Eau	Solar salts	Ni-salts	Carbonate salts	Mineral oil	Other oils	Liquid sodium	Liquid mercury
Eau		0	0	0	0	0	0	0
Solar salts	1		0,5	0,5	1	0	0	0
Ni-salts	1	0,5		0,5	1	0	0	0
Carbonate salts	1	0,5	0,5		1	0	0	0
Mineral oil	1	0	0	0		0	0	0
Other oils	1	1	1	1	1		1	0
Liquid sodium	1	1	1	1	1	0		0
Liquid mercury	1	1	1	1	1	1	1	
Total	1,000	0,571	0,571	0,571	0,857	0,143	0,286	0,000

Total	1,000	0,714	0,714	0,286	0,714	0,429	0,071	0,071
-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

2.3.2.3 MATRICE DE DECISION GLOBALE ET CONCLUSION

La matrice de décision finale est présentée dans le Tableau 2-21. La première conclusion est que, malgré sa plage de température peu adaptée, l'eau demeure un excellent choix de fluide caloporteur. En effet, elle a de bonnes propriétés caloportrices et calovectrices, associées à un coût dérisoire. Néanmoins, son utilisation dans le cas du SHEDAC est impossible à cause de ses températures de fonctionnement peu élevées, ne permettant pas de stocker l'énergie à haute température.

Viennent ensuite deux solutions très intéressantes pour le SHEDAC: les sels fondus "solar salts" et les huiles minérales. Ces deux solutions ont simplement chacune un obstacle à leur réalisation:

- les sels fondus ne peuvent pas être utilisés en-dessous de 150 °C, ce qui impose de les jumeler à un autre composé (par exemple de l'eau) dans l'architecture active directe à deux réservoirs pour récupérer toute l'énergie possible, ou alors d'abandonner délibérément une partie de l'énergie contenue dans l'air comprimé. Ils nécessitent également un dispositif de chauffage du réservoir de sels froids pour éviter une solidification du fluide caloporteur
- les huiles minérales possèdent une conductivité relativement inférieure, ce qui peut, d'une part, exiger une pompe de capacité plus importante au sein du circuit caloporteur, et d'autre part des échangeurs avec des surfaces d'échange importantes. Ceci induit soit des échangeurs de très grande taille, soit des échangeurs couteux à haute compacité, soit des pertes de charge importantes dans les circuits d'air et de caloporteur.

Ainsi, cela permet de proposer six solutions complètes de récupération et de stockage de chaleur pour le SHEDAC :

- les solutions actives directes à deux réservoirs:
 - avec un circuit d'huile minérale

- avec un circuit de sels fondus
- avec un circuit de sels fondus et un circuit d'eau montés en série sur la conduite d'air comprimé
- les solutions actives directes avec thermocline:
 - avec un circuit d'huile minérale
 - avec un circuit de sels fondus
 - avec un circuit de sels fondus et un circuit d'eau montés en série sur la conduite d'air comprimé

Tableau 2-21 : Matrice de décision globale relative au choix d'un fluide caloporteur

Critère	Pondération	Eau	Solar salts	Ni-salts	Carbonate salts	Mineral oil	Other oils	Liquid sodium	Liquid mercury
Plage de température	0,26	0,019	0,149	0,093	0,019	0,186	0,260	0,111	0,204
Pouvoir calovecteur	0,19	0,054	0,095	0,095	0,136	0,014	0,014	0,176	0,176
Pouvoir caloporteur	0,19	0,190	0,122	0,122	0,163	0,068	0,068	0,000	0,027
Simplicité de mise en œuvre	0,14	0,120	0,060	0,060	0,060	0,120	0,120	0,000	0,020
Coût	0,12	0,120	0,069	0,069	0,069	0,103	0,017	0,034	0,000
Danger et sécurité	0,1	0,100	0,071	0,071	0,029	0,071	0,043	0,007	0,007
Total	1	0,603	0,566	0,510	0,474	0,561	0,521	0,329	0,435
Classement		1	2	5	6	2	4	8	7

2.4 PRÉSENTATION DES MATERIAUX DE STOCKAGE ENVISAGEABLES

Les principes de fonctionnement des trois types de matériaux de stockage ont déjà été présentés au début du rapport. Le but de cette partie est de sélectionner un ou plusieurs matériaux de stockage à utiliser dans les solutions 5 (système passif à chargement direct) et 6 (système passif à chargement indirect) également, même si cette dernière a été moins bien classée suite à la première étude de conception préliminaire et ne sera pas étudiée en priorité.

Étant donné le grand nombre de composés utilisables en tant que matériau de stockage, qu'ils fonctionnent de manière sensible, latente ou chimique, on peut difficilement procéder de la même manière qu'avec les fluides caloporteurs, en effectuant des matrices de décision. C'est pourquoi l'on doit, après avoir explicité les critères de choix des matériaux de stockage, éliminer plusieurs de ces matériaux en s'appuyant sur les données numériques ainsi que les conclusions recueillies dans la littérature [6, 7, 10-12, 19, 21-24].

2.4.1 ÉTUDE DES DIFFERENTS MCP

Les matériaux à changement de phase peuvent être de natures très différentes. Dans cette étude, on se concentrera uniquement sur les matériaux dont on utilise le changement de phase solide-liquide. Comme illustré Figure 2-10, deux sous-catégories : les matériaux organiques et inorganiques, qui sont eux-mêmes subdivisés en plusieurs catégories.

Ces matériaux possèdent de manière générale une conductivité thermique assez faible, qui peut être compensée par plusieurs méthodes. La première option est d'introduire des barres de MCP à l'intérieur d'une matrice constituée d'un matériau de grande conductivité thermique, afin d'augmenter le taux de transfert de chaleur au sein du réservoir (Figure 2-10). L'autre méthode consiste à mettre en mouvement la phase liquide du MCP pour utiliser le phénomène de convection forcée pour augmenter la puissance thermique transmissible [10].

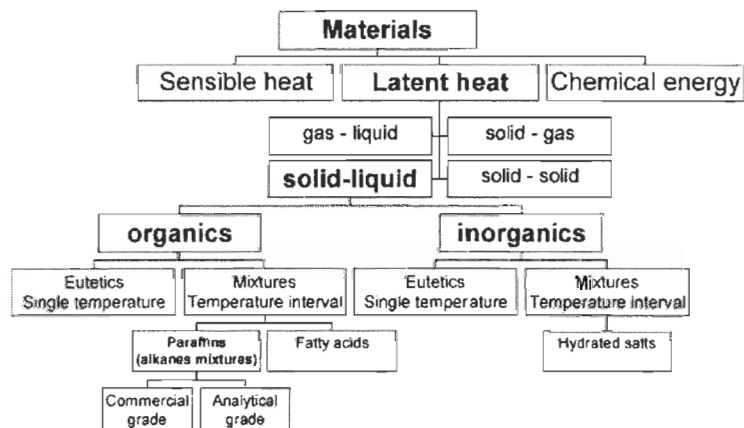


Figure 2-10 : Présentation des différentes catégories de matériaux de stockage latent [7]

Les données recueillies sur les MCP sont présentées en annexe 2. Notons que sur le nombre de matériaux étudié, seulement une petite partie est actuellement commercialisée en tant que MCP, le reste des matériaux présentés est potentiellement utilisable en tant que matériau à changement de phase, de par ses propriétés thermiques intéressantes. Le choix d'un MCP pour le SHEDAC est complexe, et dépend en grande partie du fluide caloporteur choisi et de sa plage de température de fonctionnement. Il ne faut pas oublier que, étant donnée l'importance du critère de flexibilité de fonctionnement dans le design du système, le MCP sélectionné doit être capable de fonctionner à de faibles taux de charge.

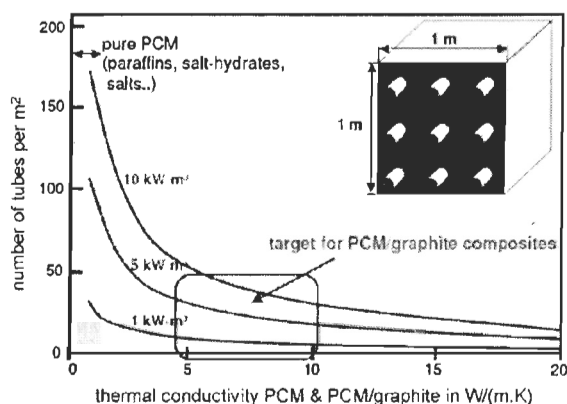


Figure 2-11 : Conductivité thermique d'un MCP en fonction [7]

Ainsi, on privilégiera les MCP à température de fusion moyenne, se situant entre 100 et 200 °C, afin d'atteindre cette dernière et ainsi utiliser les MCP dans des conditions adaptées. En effet, une température de fusion trop élevée engendrerait un mauvais refroidissement de l'air comprimé, et des pertes de chaleur au sein du système, étant données les faibles chaleurs sensibles de ces matériaux.

La différence de chargement entre un MCP et un matériau sensible est montrée sur la Figure 2-11 [7]. Dans le cas du SHEDAC, le désavantage des MCP par rapport aux matériaux de stockage sensible est que la quantité de chaleur stockée n'est pas une fonction linéaire de la température, ce qui complique le dimensionnement du réservoir, par rapport à un réservoir de matériau sensible.

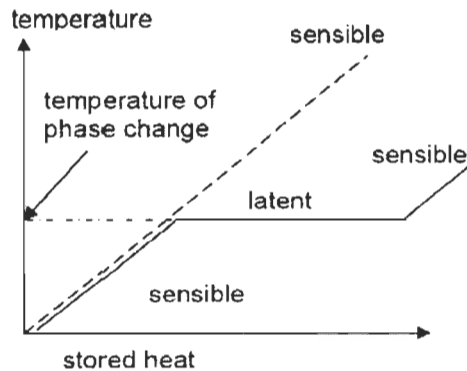


Figure 2-12 : Température en fonction de la quantité d'énergie stockée, pour un MCP et un matériau sensible [6]

On note également que, dans le cas des MCP, une partie de l'énergie est utilisée pour effectuer le changement d'état du matériau en lui-même, ce qui induit que, à chaleurs sensibles et quantité d'énergie stockée égales, la température de fin de chargement d'un MCP sera plus basse que celle d'un matériau sensible. Or, connaître la température maximale au sein du réservoir de stockage est très important. En effet, la température doit être facilement contrôlable, car une température basse de l'air en entrée du moteur peut avoir des effets significatifs sur la consommation de celui-ci, que ce soit en air comprimé ou en carburant [25].

Malgré ces inconvénients, plusieurs MCP pourraient être utilisés comme matériaux de stockage au sein d'un TES. Plusieurs hydrates de sel, possédant des températures de fusion basses (autour de 120 °C), se trouvent être des matériaux de stockage latent intéressants pour le SHEDAC, comme par exemple les sels Hitec® et HitecXL®, que l'on envisageait également d'utiliser comme fluide caloporteur dans la partie précédente. Ils se détachent des autres matériaux organiques utilisables en tant que MCP principalement par leur prix et leur faible risque d'inflammabilité [6].

2.4.2 ÉTUDE DES MATERIAUX DE STOCKAGE SENSIBLES

Les matériaux de stockage sensible utilisés dans l'industrie sont principalement de deux formes: liquide et solide. Les matériaux liquides pouvant être utilisés comme matériau de

stockage ont déjà été étudiés en tant que fluide caloporteur précédemment dans ce rapport. Les données recueillies sur les matériaux liquides de stockage sensible sont présentées dans le Tableau 2-13. L'avantage des matériaux de stockage liquide est que le taux d'échange thermique est meilleur que celui des matériaux solides, du fait du phénomène de convection libre qui apparaît au sein du réservoir thermique.

Les données recueillies sur les matériaux solides de stockage sensible sont répertoriées dans le Tableau 2-22. Notons néanmoins que certaines données ont été recalculées pour tenir compte de facteurs spécifiques au SHEDAC. En effet, les plages de température de fonctionnement ont été modifiées : les températures à froid des matériaux de stockage ont été prises égales à l'ambiante, soit 20 °C. De ce fait, le coût du kWh stocké et la densité volumétrique de chaleur ont dû être recalculés pour prendre en compte cette modification.

On suppose également que la température maximale atteignable au sein du réservoir thermique sera de 300 °C. Pour en arriver à cette conclusion, nous nous sommes basés sur les résultats d'études précédentes [1] dans lesquelles on considérait le stockage dans les réservoirs d'air comprimé comme étant adiabatique.

On note $Coût_{kWh}$ et Q_{vol} respectivement le coût du kWh stocké et la densité volumique de chaleur stockable dans le matériau. Avec les hypothèses énoncées ci-dessus, ces variables sont calculées de la manière suivante :

$$Coût_{kWh} = \frac{Coût_{kg} \times 3600}{(300 - T_{low}) \times \bar{c}_p} \quad (4)$$

$$Q_{vol} = \rho \times \bar{c}_p \times (300 - T_{low}) \quad (5)$$

Tableau 2-22 : Propriétés des principaux matériaux de stockage sensible

Matériau	T_{low} (°C)	T_{high} (°C)	Masse volumique (kg/m ³)	Conductivité thermique (W/(m.K))	Chaleur spécifique (kJ/(kg.K))	Coût au kg (US\$/kg)	Coût _{cal} au kWh (US\$/kWh)	Densité volumique de chaleur (kWh/m ³)
----------	-------------------	--------------------	--	--	--------------------------------------	----------------------------	---	---

Sable - Pierre - Huiles minérales	20	300	1700	1	1,3	0,15	1,48	171,9
Béton renforcé	20	400	2200	1,5	0,85	0,05	0,76	145,4
NaCl (solide)	20	500	2160	7	0,85	0,15	2,27	142,8
Fer	20	400	7200	37	0,56	1	22,96	313,6
Acier	20	700	7800	40	0,6	5	107,14	364,0
Briques de silice	20	700	1820	1,5	1	1	12,86	141,6
Briques de magnésium	20	1200	3000	5	1,15	2	22,36	268,3

De manière générale, on remarque que les matériaux sensibles possèdent une meilleure conductivité thermique que les MCP, et une densité volumique de chaleur plus faible. Néanmoins, la plage de température importante imposée par le SHEDAC est un avantage pour les matériaux sensibles, qui voient leur densité volumique de chaleur considérablement augmentée.

On peut donc éliminer les métaux et les briques de magnésium, qui présentent un coût par kWh stocké trop important pour être utilisés au sein d'un SHEDAC. L'utilisation d'huiles minérales en tant que matériau de stockage dans un système passif n'a pas grand intérêt, étant données sa densité de chaleur volumique moyenne et sa conductivité thermique inférieure aux autres moyens de stockage thermique.

Les deux matériaux les plus étudiés en tant que matériaux de stockage sensible solide sont le béton renforcé et la céramique (ou briques de silice). Plusieurs études sont en cours pour développer de nouveaux types de béton haute température, plus denses et possédant une chaleur sensible plus importante [26].

Comme matériau de stockage sensible solide, on retiendra le NaCl solide, pour sa conductivité thermique intéressante, qui assure un taux d'échange de chaleur satisfaisant comparé aux autres matériaux, et le béton renforcé, qui par son coût extrêmement faible, en fait une solution simple et bon marché intéressante.

2.4.3 LE STOCKAGE THERMOCHIMIQUE

La solution de stockage de chaleur par l'intermédiaire d'une réaction chimique est intéressante, notamment grâce aux hautes densités volumiques de chaleur stockée atteignables en théorie [7]. Plusieurs réactions chimiques sont utilisées pour stocker de la chaleur. Parmi les plus employées figurent des réactions d'oxydoréduction oxyde/métal (type SnO_x/Sn) et la réaction de dissociation de l'ammoniac NH_3 .

Toutes ces réactions chimiques sont amorcées par une quantité de chaleur lors de la phase de chargement, et génèrent ainsi un composé que l'on stocke à la température de fin de réaction. Lors de la phase de restitution de la chaleur, la réaction chimique est inversée. Le Tableau 2-23 recense des données sur les principaux composés utilisés.

Tableau 2-23 : Propriétés des composés les plus fréquemment utilisés pour le stockage thermochimique

Composé	Réaction	Densité d'énergie stockée	Température de la réaction (°C)
Ammoniac	$\text{NH}_3 + \Delta H \leftrightarrow 1/2\text{N}_2 + 3/2\text{H}_2$	67 kJ/mol	400 - 500
Méthane/eau	$\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{CO} + 3\text{H}_2$	n.a.	500 - 1000
Hydroxydes	$\text{Ca}(\text{OH}_2) \leftrightarrow \text{CaO} + \text{H}_2\text{O}$	3 GJ/m ³	500
Carbonate de calcium	$\text{CaCO}_3 \leftrightarrow \text{CaO} + \text{CO}_2$	4,4 GJ/m ³	800-900
Carbonate de fer	$\text{FeCO}_3 \leftrightarrow \text{FeO} + \text{CO}_2$	2,6 GJ/m ³	180
Hydrures de métal	$\text{Métal } x\text{H}_2 \leftrightarrow \text{métal } y\text{H}_2 + (x - y)\text{H}_2$	4 GJ/m ³	200 - 300
Oxydes de métal	Dissociation avec de l'eau	n.a.	2000 - 2500
Aluminium/alumine	n.a.	n.a.	2100 - 2300
Méthanol	$\text{CH}_3\text{OH} \leftrightarrow \text{CO} + 2\text{H}_2$	n.a.	200 - 250

Oxyde de magnésium	$MgO + H_2O \leftrightarrow Mg(OH)_2$	3,3 GJ/m ³	250 - 400
---------------------------	---------------------------------------	-----------------------	-----------

Chaque réaction a une température minimale au-delà de laquelle celle-ci est possible. C'est-à-dire qu'il faut non seulement fournir une quantité de chaleur suffisante, mais également que le fluide caloporteur soit à une température supérieure à celle de la réaction. Ainsi, si l'on utilise un échangeur de chaleur classique, le fluide caloporteur, en sortie du réservoir dans lequel se déroule la réaction chimique, sera au minimum à la température à laquelle commence la réaction chimique. Ceci implique des pertes importantes puisqu'une réserve de chaleur du caloporteur, correspondant à la différence entre la température de réaction et la température ambiante ne pourra pas être stockée de manière chimique.

Pour prendre un exemple, si l'on utilise du carbonate de fer (qui est le composé ayant la réaction commençant à la température la plus basse), on ne peut pas stocker l'énergie thermique contenue dans l'air comprimé si celui-ci sort du compresseur à une température inférieure à 180 °C.

L'utilisation de ce type de stockage peut être intéressante dans le cas où l'on utilise comme fluide caloporteur des sels fondus, car ceux-ci peuvent être utilisés entre 150 °C et 500 °C, et cela limite ainsi les quantités de chaleur perdues entre le fluide caloporteur et le matériau de stockage. Néanmoins, dans ce cas, si l'on veut récupérer toute l'énergie thermique portée par l'air comprimé, il faudra installer un deuxième circuit de refroidissement en série du premier, comme présenté Figure 2-13.

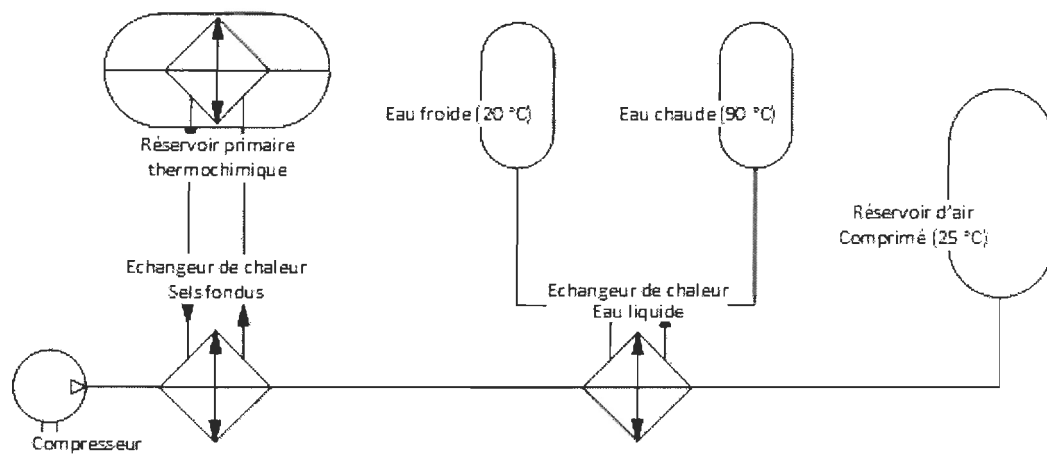


Figure 2-13 : Phase de stockage d'énergie d'une solution complète utilisant deux circuits caloporteurs et un stockage thermochimique

2.5 PRÉSENTATION DES SOLUTIONS COMPLETES RETENUES

Dans cette partie, on présentera les solutions complètes de TES à coupler avec le SHEDAC. On référencera tout d'abord les systèmes de type 1 (systèmes actifs directs à deux réservoirs séparés), étant donné qu'ils sont les plus adaptés au SHEDAC.

2.5.1 SOLUTION COMPLETE 1

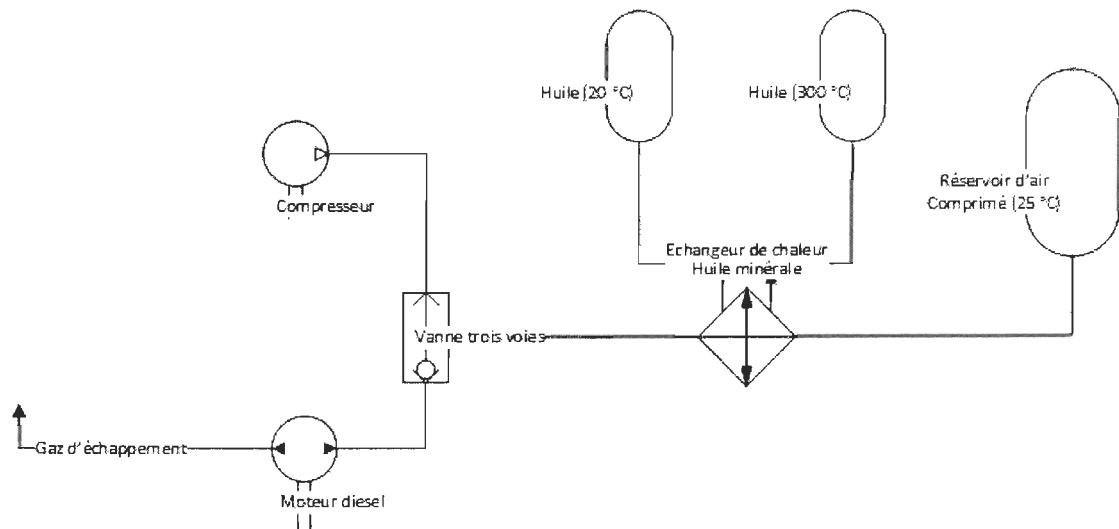


Figure 2-14 : Schéma de principe de la solution complète 1

Cette solution apparaît comme la plus appropriée. En effet, elle combine les avantages des systèmes actifs directs et bénéficie du très faible coût de l'huile minérale, de sa plage de températures de fonctionnement importante et permet de refroidir complètement l'air jusqu'à 20 °C.

Néanmoins, à ce stade de l'étude, il est impossible de conclure quant à la faisabilité d'une telle solution. En effet, il faut tout d'abord réaliser le dimensionnement des échangeurs de chaleur, qui peuvent, aux vues des propriétés calovectrices des huiles minérales, atteindre des tailles relativement importantes. C'est le principal inconvénient de cette méthode : une surface d'échange, nécessaire au niveau des échangeurs, grande par rapport au caloporteur de référence qu'est l'eau liquide.

2.5.2 SOLUTIONS COMPLETES 2 ET 2 BIS

La solution complète 2 comporte un seul circuit caloporteur de sels fondus, fonctionnant entre 180 °C et 450 °C. Ainsi, l'air comprimé n'est pas refroidi complètement jusqu'à la température ambiante et on laisse volontairement échapper de l'énergie thermique dans le réservoir d'air comprimé.

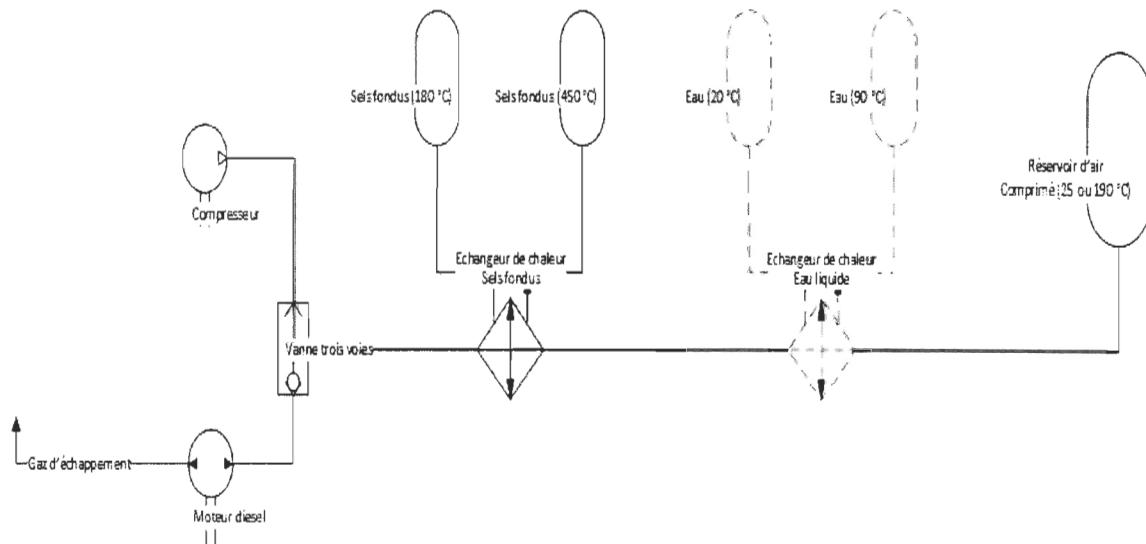


Figure 2-15 : Schéma de principe des solutions complètes 2 et 2-bis

La solution 2-bis, quant à elle, possède un deuxième circuit de récupération de chaleur, qui permet de refroidir complètement l'air comprimé et ainsi de capter la même quantité d'énergie thermique que la solution 1 aux pertes près. Ici, on a choisi d'utiliser de l'eau liquide, avec deux réservoirs, pour limiter les coûts d'achat du caloporteur. Notons que pour réduire les coûts encore plus, on peut utiliser un réservoir thermocline pour l'eau, au lieu de deux réservoirs séparés, ou utiliser un système passif à chargement direct avec comme matériau de stockage du béton renforcé.

2.5.3 SOLUTION COMPLETE 3

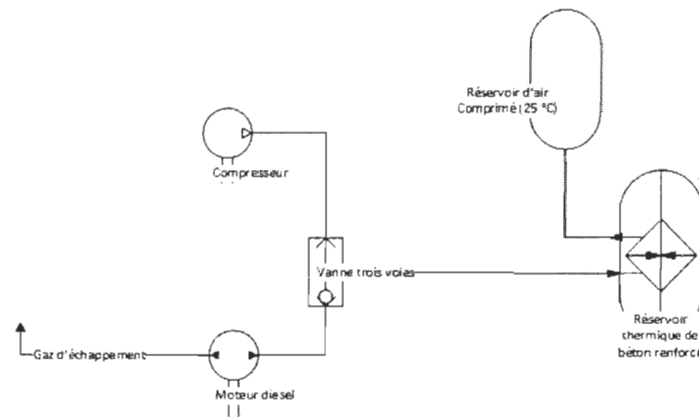


Figure 2- 16 : Schéma de principe de la solution complète 3

La solution complète 3 est un système de type 5, passif à chargement direct : c'est la solution disposant du coût et de l'encombrement les plus faibles. Il est néanmoins nécessaire de modéliser finement le réservoir thermique (qui dans ce cas, comporte un échangeur de chaleur), afin de juger de la faisabilité technique et de l'efficacité de ce système.

2.5.4 SOLUTION COMPLETE 4

La solution 4 est une solution intermédiaire en termes de performance et de coût entre les solutions complètes 1 et 3. Elle pourra être étudiée en cas de nécessité, mais ne sera pas modélisée en priorité. Elle comprend un circuit caloporteur utilisant de l'huile minérale et un réservoir thermique contenant du béton renforcé, ce qui permet de réduire la taille de

l'échangeur de chaleur à l'intérieur du réservoir thermique et d'augmenter la puissance thermique transférable.

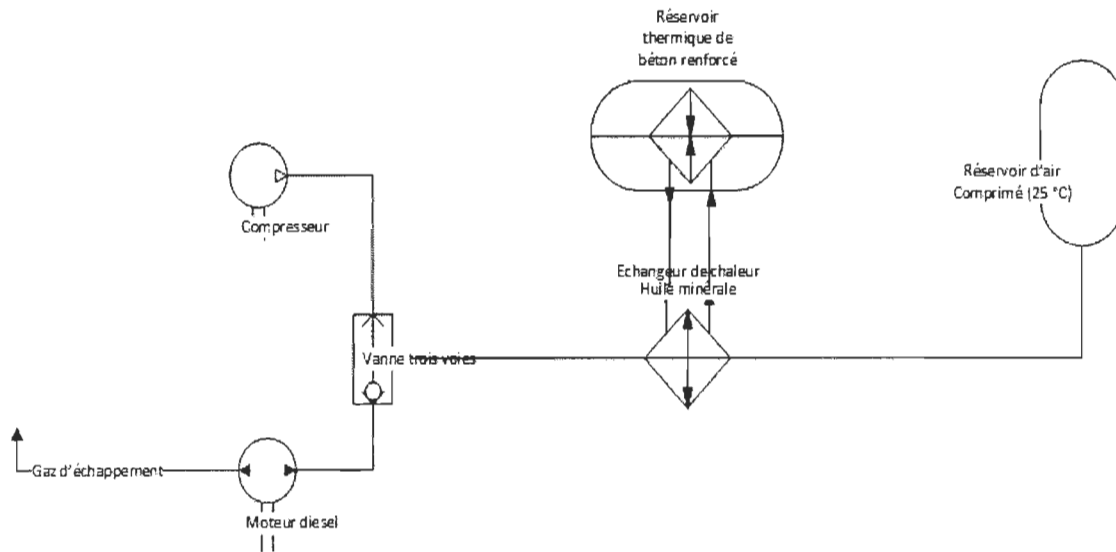


Figure 2-17 : Schéma de principe de la solution complète 4

2.6 CONCLUSION DU CHAPITRE

L'objectif principal de cette étude était d'éliminer un grand nombre de solutions de stockage par l'intermédiaire d'une étude préliminaire, permettant ainsi de cibler les solutions qui seraient modélisées dans l'étape suivante. De plus, cette étude a permis de recueillir des données sur les principaux systèmes, fluides caloporteurs et matériaux de stockage utilisés dans l'industrie.

Nous avons finalement abouti à quatre solutions viables pour assurer la récupération, le stockage de la chaleur au sein du SHEDAC, et éventuellement le contrôle de la température en entrée du moteur, qui est hautement dépendant du débit du fluide caloporteur choisi lors de la restitution de chaleur. Parmi ces solutions, deux sont du même type (actif direct avec plusieurs réservoirs) et seront modélisées sensiblement de la même manière. La troisième solution est une solution passive à chargement direct, présente pour sa simplicité et son faible coût. La quatrième solution est un compromis qui sera modélisée seulement en cas de nécessité.

Il est à noter que les réservoirs thermocline ont été évincés des solutions complètes retenues, afin de ne pas rendre les résultats de l'étude nébuleux. L'impact d'un réservoir thermocline sur le stockage thermique sera étudié ultérieurement, et les résultats seront comparés avec ceux trouvés pour les systèmes à deux réservoirs.

La prochaine étape du projet est le pré-dimensionnement et la modélisation des échangeurs de chaleur et réservoirs de chaque solution complète, pour pouvoir comparer de manière plus fine leurs caractéristiques et avantages techniques.

CHAPITRE 3

ETUDES INDEPENDANTES DU FONCTIONNEMENT DES COMPOSANTS DU SHEDAC

Avant de rentrer dans les détails et d'étudier de manière indépendante le fonctionnement des différents composants du SHEDAC, il convient de préciser ses paramètres de fonctionnement.

Le système considéré dispose d'une centrale éolienne de puissance nominale supérieure à celle de la charge à alimenter, le plus souvent un village ou une station de télécommunications, d'une génératrice diesel et d'un système de stockage d'énergie : le CAES. En lui-même, le CAES est composé d'un ou plusieurs compresseurs, d'un ou plusieurs réservoirs d'air comprimé et, dans le cas présent, d'un TES permettant de récupérer la chaleur dégagée lors du processus de compression et ainsi de stocker l'air à 20 °C.

Dans une étude précédente, il a été établi que l'utilisation de plusieurs petits compresseurs branchés en série était plus appropriée, compte tenu notamment des coûts de transport, qu'un compresseur multiétage [2]. Dans la présente étude, la conclusion précédente sera affinée en considérant non seulement la puissance électrique nécessaire à la compression, mais également la puissance thermique récupérable au sein du processus de compression.

La Figure 3-1 présente le schéma de principe du SHEDAC ainsi que les paramètres de fonctionnement qui seront utilisés dans la suite de cette étude. Il a été supposé que le moteur diesel fonctionne selon son cycle thermodynamique classique, et qu'aucune modification n'a été apportée au système de contrôle des soupapes. Ce paramètre architectural limite ainsi la pression d'air à l'entrée du moteur à 4 bars, pour éviter que la pression dans le moteur en fin de compression n'atteigne des valeurs trop élevées, qui pourraient l'endommager. Dans les sections qui suivent, la pression à l'entrée du moteur sera fixée à 4 bars.

Pour ce qui est des réservoirs d'air comprimé, il a été admis que l'air y est stocké à une pression de 300 bars (30 MPa) et à température ambiante, supposée ici égale à 20 °C.

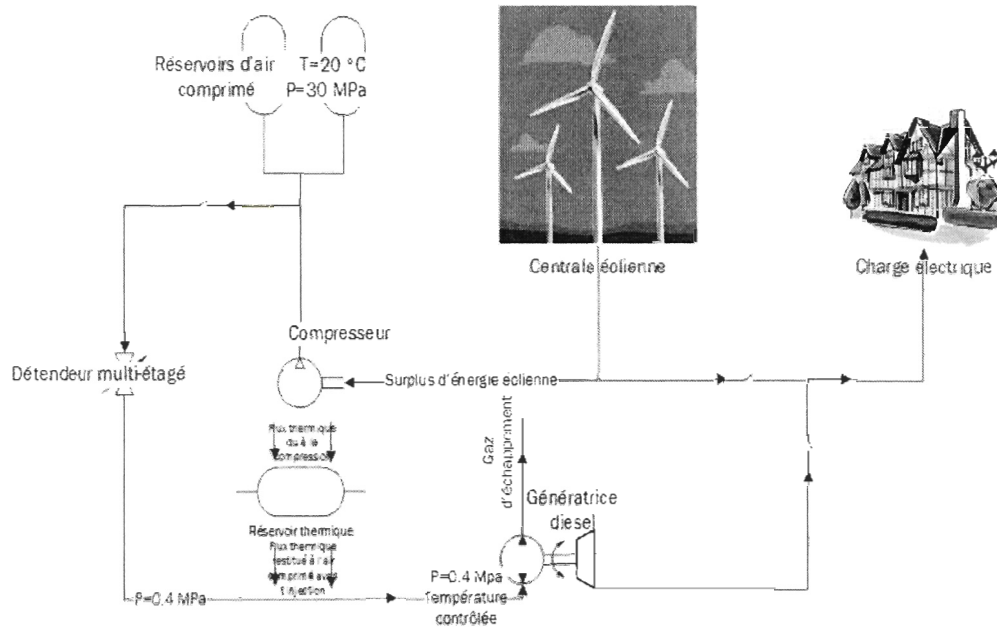


Figure 3-1 : Schéma de principe du SHEDAC

Le principe de fonctionnement du système est le suivant : lors de la phase de stockage, lorsque la puissance délivrée par l'éolienne est supérieure à celle consommée par la charge, le surplus d'énergie est utilisé pour faire fonctionner un compresseur. L'air ainsi comprimé est ensuite stocké dans des réservoirs à 30 MPa, et dans le même temps, l'énergie thermique produite durant la compression est récupérée et stockée dans un réservoir thermique.

Cette partie du mémoire s'appuie sur les modèles et résultats publiés dans l'article [3] tout en les détaillant et en leur apportant une portée supplémentaire résidant dans le contrôle du moteur hybride diesel-pneumatique.

On présentera dans un premier temps les modèles utilisés pour modéliser le fonctionnement du moteur, des compresseurs et détendeurs.

3.1 MÉTHODOLOGIE ET MODELES UTILISES

3.1.1 CYCLE THERMODYNAMIQUE DU MOTEUR HYBRIDE

Afin de quantifier l'influence de la température et de la pression de l'air comprimé à l'admission du moteur diesel, nous avons repris un modèle simple de moteur hybride diesel pneumatique, utilisé dans plusieurs études réalisées dans la littérature [1, 3, 27, 28]. Le but du projet n'étant pas d'obtenir un modèle détaillé du cycle thermodynamique du moteur, on précisera ici seulement les équations permettant de trouver les consommations spécifiques en air et en carburant du moteur hybride. Le cycle thermodynamique du moteur hybride est présenté à la Figure 3-2.

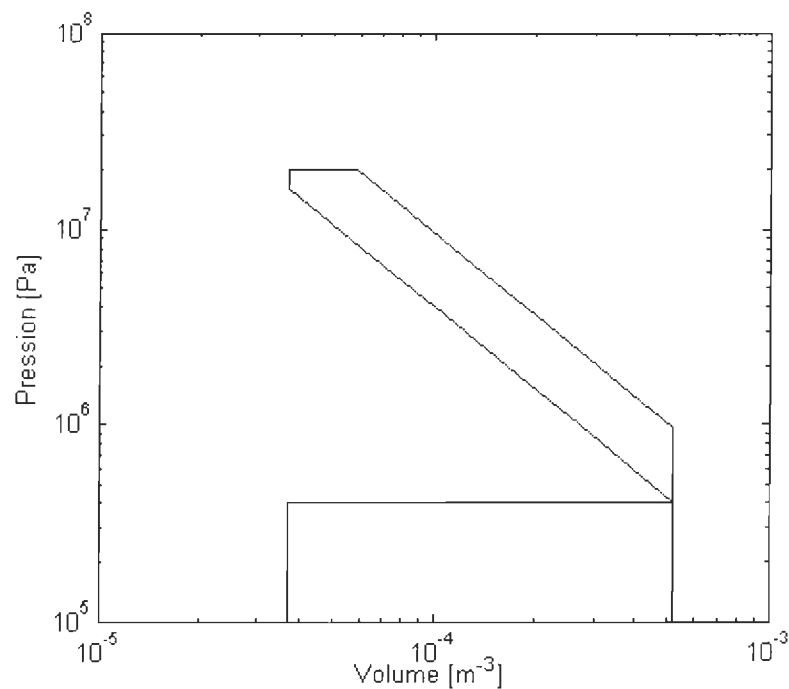


Figure 3-2 : Exemple de cycle thermodynamique du moteur hybride diagramme logarithmique

Une fois le travail produit au cours du cycle thermodynamique, W_{moteur} , calculé, les consommations spécifiques d'air et de carburant ont été exprimées à l'aide des formules, respectivement en kg/kWh et g/kWh, en fonction des masses d'air et de carburant injectées m_{fuel} et m_{air} .

$$Q_{fuel} = \frac{m_{fuel}}{W_{moteur} \times 3.6 \times 10^{-3}} \quad (6)$$

$$Q_{air} = \frac{m_{air}}{W_{moteur} \times 3.6} \quad (7)$$

3.1.2 CALCUL DES QUANTITES D'ENERGIE MISES EN JEU AU SEIN DU DETENDEUR

L'air comprimé étant stocké à 30 MPa, et injecté dans le moteur à des pressions variables entre 0.1 et 0.4 MPa, il convient de procéder à une détente avant son injection.

Deux types d'énergie sont mis en jeu au sein d'un détendeur multiétagé : l'énergie thermique apportée à l'air qui subit la détente, et l'énergie mécanique récupérable générée par cette même détente. Dans notre cas, on suppose que le détendeur est un moteur à air comprimé multiétagé, ou plutôt plusieurs moteurs mono-étagés installés en série et comportant des échangeurs de chaleur entre chacun d'eux.

En fonction du nombre d'étages que comporte le détendeur, et dans le cas où le système comporte un seul étage, les quantités de chaleur mises en jeu seront différentes dépendamment de la manière dont la restitution de la chaleur s'effectue (avant ou après le détendeur).

Dans le cas du détendeur à un seul étage, en faisant l'hypothèse d'une évolution polytropique adiabatique, si l'air est chauffé avant le détendeur, la quantité de chaleur à introduire par kilogramme d'air, $Q_{chaleur_m}$, sera :

$$Q_{chaleur_m} = c_{p_air} \times \left(T_a \times \left(\frac{P_a}{P_{stock}} \right)^{\frac{1-k}{k}} - T_{stock} \right) \quad (8)$$

En gardant le même détendeur, si l'air est chauffé après détente, la quantité de chaleur à introduire par kilogramme d'air sera alors:

$$Q_{chaleur_m} = c_{p_air} \times \left(T_a - T_{stock} \times \left(\frac{P_{stock}}{P_a} \right)^{\frac{1-k}{k}} \right) \quad (9)$$

La consommation massique de chaleur à introduire au sein d'un détendeur à « n_{det} » étages de détente peut être, ensuite, généralisée.

Ainsi, entre chaque étage de détente, un échangeur de chaleur est inséré. Le débit du fluide caloporteur associé est ainsi contrôlé de telle manière que l'air ressorte de chaque échangeur intermédiaire à la température de stockage, T_{stock} . Avec la même méthode de contrôle, la température de l'air à la sortie du dernier échangeur est la température d'admission d'air dans le moteur diesel, T_a .

La quantité totale de chaleur restituée par les « n_{det} » échangeurs d'un détendeur à n étages peut être exprimée de la manière suivante :

$$Q_{chaleur_m} = (n_{det} - 1) \times c_{p_air} \times T_{stock} \times \left(1 - \left(\frac{P_{stock}}{P_a} \right)^{\frac{1-k}{k n_{det}}} \right) + c_{p_air} \times \left(T_a - T_{stock} \times \left(\frac{P_{stock}}{P_a} \right)^{\frac{1-k}{k n_{det}}} \right) \quad (10)$$

Ces formules permettent de quantifier l'impact du nombre d'étages sur la consommation de chaleur au sein d'un détendeur multiétagé. Néanmoins, il sera intéressant de comparer la quantité de chaleur fournie (dépendant, à nombre d'étage fixé, de la température de l'air en entrée des détendeurs T_{e_det}) par rapport à l'énergie mécanique retirée, impactant directement sur la puissance demandée au moteur diesel et ainsi sur sa consommation de carburant.

$$Q_{chaleur_det_m} = c_{p_air} \times (T_{e_det} - T_{stock}) + (n_{det} - 1) \times c_{p_air} \times T_{e_det} \times \left(1 - \left(\frac{P_{stock}}{P_a} \right)^{\frac{1-k}{k n_{det}}} \right) + c_{p_air} \times \left(T_a - T_{e_det} \times \left(\frac{P_{stock}}{P_a} \right)^{\frac{1-k}{k n_{det}}} \right) \quad (11)$$

La quantité d'énergie mécanique pouvant être récupérée par ce processus de détente peut être exprimée de la manière suivante:

$$E_{det_m} = \frac{n_{det} \times k}{k - 1} \times r \times T_{e_det} \times \left(1 - \left(\frac{P_a}{P_{stock}} \right)^{\frac{k-1}{k n_{det}}} \right) \quad (12)$$

Toutes les quantités de chaleur exprimées ci-dessus sont des consommations de chaleur par kilogramme d'air comprimé. Pour pouvoir comparer la quantité de chaleur en fonction des caractéristiques de fonctionnement du moteur diesel, il convient de considérer la consommation spécifique de chaleur, qui est la quantité de chaleur fournie à l'air comprimé pour produire un kWh d'énergie à la sortie du moteur. Notée « $Q_{chaleur}$ », elle peut être exprimée de la manière suivante :

$$Q_{chaleur} = \frac{Q_{air} \times Q_{chaleur_m}}{3,6 \times 10^6} \quad (13)$$

3.1.3 CALCUL DES QUANTITES D'ENERGIE MISES EN JEU AU SEIN DU COMPRESSEUR

Pour calculer les énergies mises en jeu au sein d'un groupe de compression d'air, pouvant contenir plusieurs étages, chaque étage de compression a été considéré séparément pour pouvoir étudier à la fois l'énergie consommée par l'installation pour comprimer l'air et l'énergie thermique générée durant le processus de compression.

En procédant ainsi, beaucoup de configurations diverses peuvent être étudiées en plaçant des échangeurs de chaleur de manière indépendante.

Pour calculer l'énergie nécessaire à la compression, le volume mort du compresseur a été considéré négligeable. Le cycle thermodynamique du compresseur est illustré sur la Figure 3-3 [2].

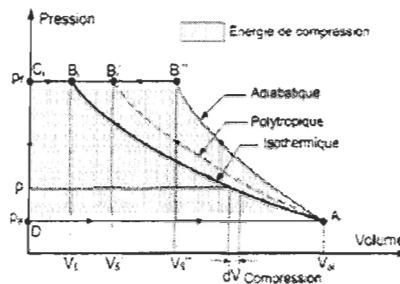


Figure 3-3 :Cycle thermodynamique du compresseur [2]

Il a été considéré que la compression s'effectue de manière polytropique, avec $k=1,3$ [2]. La quantité d'énergie nécessaire pour comprimer un kilogramme d'air de température « T_a » et de pression « P_a » à la pression « P_e » est [3]:

$$E_{comp_m} = \frac{k}{k-1} \times r \times T_a \times \left(\left(\frac{P_e}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (14)$$

La variation d'enthalpie de l'écoulement d'air au cours du processus de compression $Q_{chaleur_comp}$, par kilogramme d'air comprimé, est explicitée dans l'équation .

$$Q_{chaleur_comp_m} = c_{p_air} \times T_a \left(\left(\frac{P_a}{P_e} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right) \quad (15)$$

3.2 PRÉSENTATION DES RESULTATS ET DISCUSSION

Au cours de cette partie, des simulations ont été effectuées pour quatre températures d'entrée d'air différentes : -10 °C, 0 °C, 20 °C et 60 °C, pour des couples spécifiques variant entre 0 et 400 N.m/L.

3.2.1 ÉTUDE DU PROCESSUS DE DETENTE

On étudie ici l'impact de deux variables sur le fonctionnement d'un détendeur multiétagé. Dans un premier temps, on va quantifier l'influence du nombre d'étages du détendeur à piston, et de la stratégie de restitution de chaleur sur la quantité de chaleur nécessaire au réchauffage de l'air, dans l'optique où l'on ne récupère pas l'énergie mécanique au niveau du détendeur. Ensuite, on étudiera les quantités d'énergie mécanique récupérable et la chaleur consommée en fonction de la température d'entrée dans les détendeurs, T_{e_det} , et du nombre d'étages.

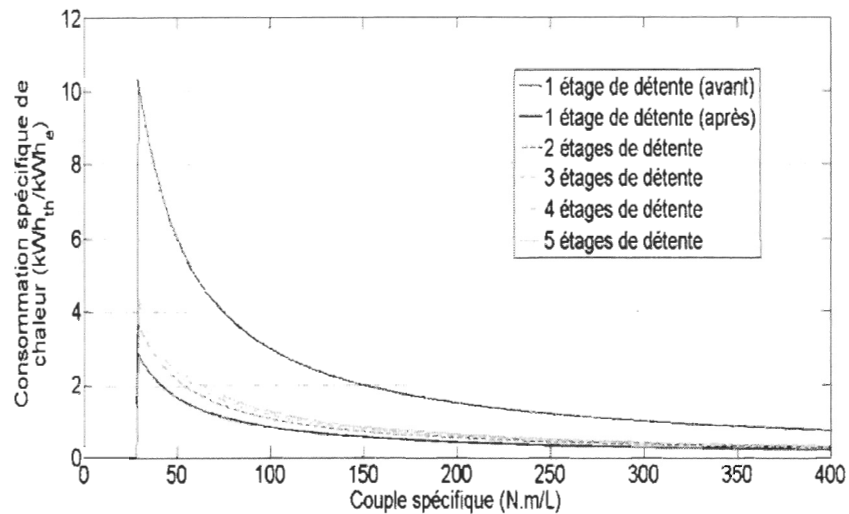


Figure 3-4 : Consommation spécifique de chaleur en fonction du nombre d'étages de détente

Pour cette simulation, la température d'admission a été fixée à 20 °C, puis l'endroit où la chaleur sera restituée a été étudié: à l'entrée ou à la sortie du détendeur ou entre ses étages. Ainsi, un détendeur à un étage consomme, en chauffant l'air avant la détente, une quantité d'énergie bien plus importante qu'en chauffant après. À titre d'exemple, pour un couple spécifique de 100 N.m/L (charge appliquée à la génératrice diesel), le chauffage d'air en amont du détendeur consomme plus de trois fois d'énergie thermique (2,989 kWh_{th}/kWh_e) par rapport au chauffage d'air après le détendeur (0,82 kWh_{th}/kWh_e).

En effet, pour faire en sorte que l'air soit à une température de 20 °C en fin de détente, il faut le préchauffer à plus de 700 °C en entrée du détendeur, alors qu'en chauffant après le détendeur, l'air sort à une température de près de -200 °C, induisant une réduction du gradient de température à combler.

Néanmoins, des températures si basses peuvent à terme fragiliser les canalisations d'air. Pour conclure définitivement quant à la faisabilité d'une telle solution de détente, il faudrait étudier le comportement du matériau en fatigue thermique, ce qui n'est pas l'objectif de cette étude.

En augmentant le nombre d'étages du détendeur (et donc le nombre d'échangeurs de chaleur), il peut être remarqué que la consommation d'énergie thermique augmente légèrement. En contrepartie, cela permet de réduire les gradients thermiques dans la

conduite. À titre d'exemple, en utilisant 5 étages comportant des rapports de détente égaux, la température intermédiaire entre deux étages (avant restitution de chaleur), sera de $-43\text{ }^{\circ}\text{C}$, ce qui réduit significativement la sollicitation thermique de la conduite par rapport à une détente monoétagée.

Dans le cas où on récupère l'énergie mécanique produite par le détendeur multiétagé, il est important de chauffer de manière plus importante l'air en entrée des étages de détente. En effet, comme on peut le voir équation 12, la quantité d'énergie mécanique récupérable dans un détendeur est directement proportionnelle à la température de l'air à l'entrée de celui-ci.

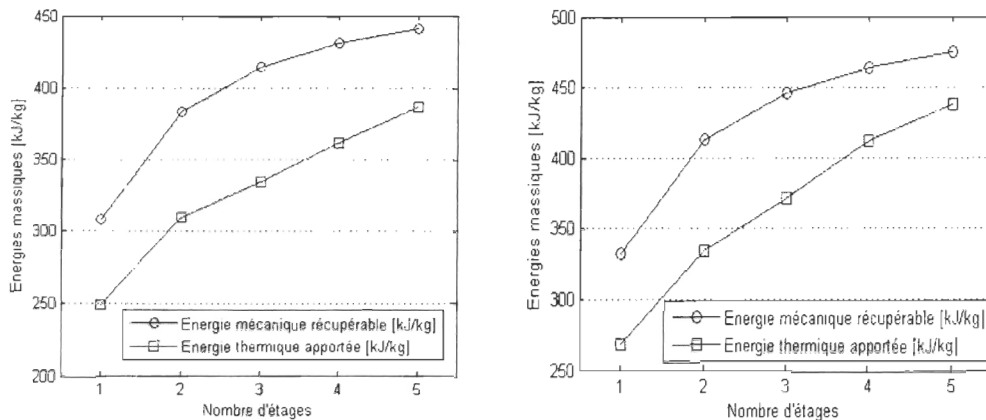


Figure 3-5 : Energies mises en jeu au sein d'un processus de détente multiétagé, avec une température d'entrée d'air à $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ (à gauche) et $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ (à droite)

La Figure 3-5 montre l'énergie mécanique récupérable en fonction de l'énergie thermique fournie et du nombre d'étages du détendeur. À titre d'exemple, on remarque que, pour un détendeur à 5 étages, augmenter la température de l'air en entrée des détendeurs de $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ représente une augmentation de 11 % de l'énergie thermique consommée, pour gagner environ 8 % d'énergie mécanique supplémentaire. Notons néanmoins que, dans notre cas, la pression et la température dans le réservoir ont été supposées constantes et égales respectivement à 30 MPa et $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, la pression de l'air à l'admission du moteur hybride est fixée à 0.4 MPa .

Toutefois, en fonctionnement réel, on présentera dans la suite du mémoire des résultats prouvant que la température dans le réservoir d'air subit des variations importantes, en fonction du degré de remplissage et que la pression y varie également, étant donné que les réservoirs stockent l'air à volume constant, et donc à pression variable.

3.2.2 ÉTUDE DU PROCESSUS DE COMPRESSION

Dans cette partie, plusieurs configurations de compression différentes ont été étudiées, tant du point de vue de l'énergie électrique consommée, que de l'énergie thermique récupérable.

Plusieurs configurations isothermes (c'est-à-dire en incluant un échangeur de chaleur entre chaque étage de compression) comprenant 1 à 5 étages de compression ont été analysées et comparées. Il apparaît qu'un compresseur multiétagé consomme bien moins d'énergie qu'un compresseur monoétagé, pour comprimer la même masse d'air à la même pression. À titre d'exemple, un compresseur à cinq étages consomme 46 % d'énergie par unité de masse de moins qu'un compresseur monoétagé, comme indiqué sur la Figure 3-6.

L'énergie thermique récupérable lors du processus de compression est présentée sur la Figure 3-7. Comme attendu, le compresseur monoétagé génère un échauffement de l'air plus important, ce qui se traduit par une plus grande quantité d'énergie thermique récupérable comparée à un compresseur multiétagé.

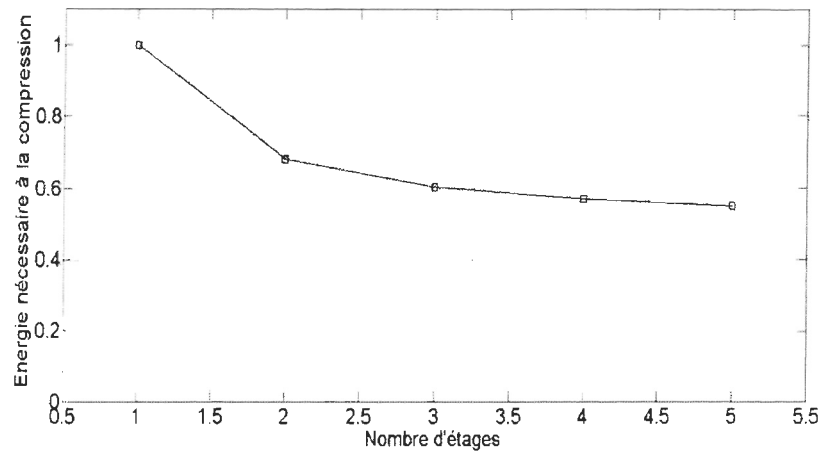


Figure 3-6 : Énergie électrique consommée par le compresseur en fonction de son nombre d'étages

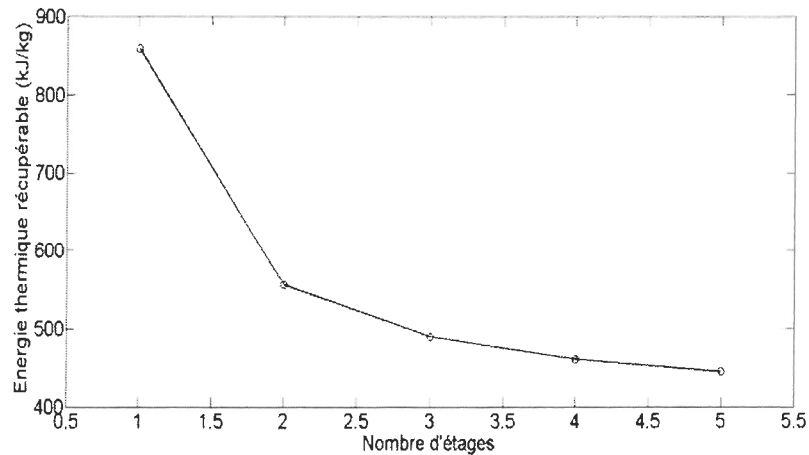


Figure 3-7 : Énergie thermique produite lors de la compression en fonction du nombre d'étages

3.2.3 INFLUENCE DES PARAMETRES D'ENTREE DE L'AIR SUR LE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR

Dans un premier temps, nous regarderons à pression d'admission constante ($P_a = 0.4$ MPa) l'influence de la température en fonction du couple spécifique imposé par la charge, en utilisant le modèle de moteur thermique suralimenté présenté dans la littérature [1]. Dans un deuxième temps, pour un nombre de couples spécifiques limités, on étudiera l'influence des deux paramètres de l'air à l'entrée du moteur (température et pression).

La Figure 3-8 décrit le rendement du moteur diesel hybride (suralimenté par l'air comprimé) sur une plage de couples spécifiques donnés, pour chaque température d'admission d'air étudiée. Il est à remarquer que la température d'admission a plusieurs effets sur le rendement du moteur. En premier lieu, une augmentation de la température d'admission de l'air a tendance à décaler le pic de rendement du moteur vers des valeurs de couple plus faibles, et améliore légèrement son fonctionnement à de faibles charges.

Néanmoins, elle implique également une diminution de la valeur maximale du rendement atteignable par le moteur, et une dégradation significative du rendement pour des hautes valeurs de couple.

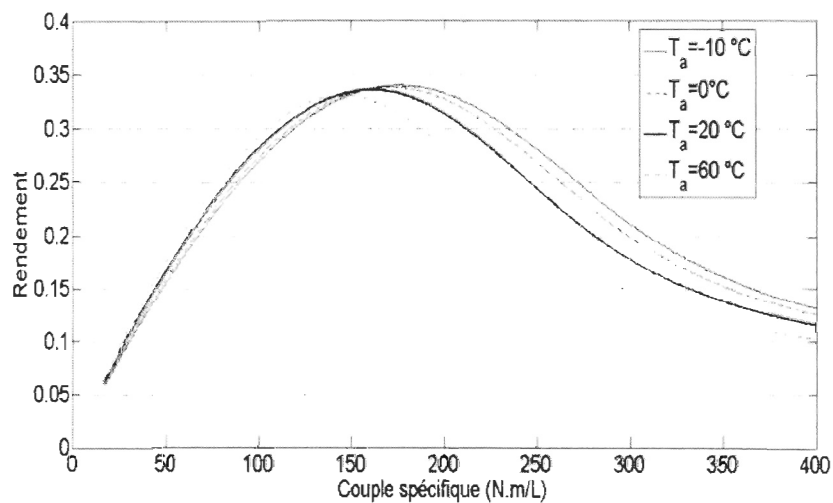


Figure 3-8 : Rendement en fonction du couple spécifique pour différentes températures d'air à l'admission

Il peut être remarqué que les courbes de rendement se croisent autour d'une valeur de couple égale à 150 N.m/L.

Les Figure 3-9, Figure 3-10 et Figure 3-11 représentent respectivement la consommation spécifique d'air comprimé, de chaleur, et de carburant en fonction du couple spécifique à fournir, pour différentes températures d'admission d'air.

Il peut être remarqué que l'augmentation de la température de l'air à l'entrée du moteur provoque une diminution de la quantité d'air comprimé nécessaire à couple spécifique égal (Figure 3-9). Une économie de l'air comprimé stocké peut être, ainsi, réalisée en augmentant sa température d'admission dans le moteur.

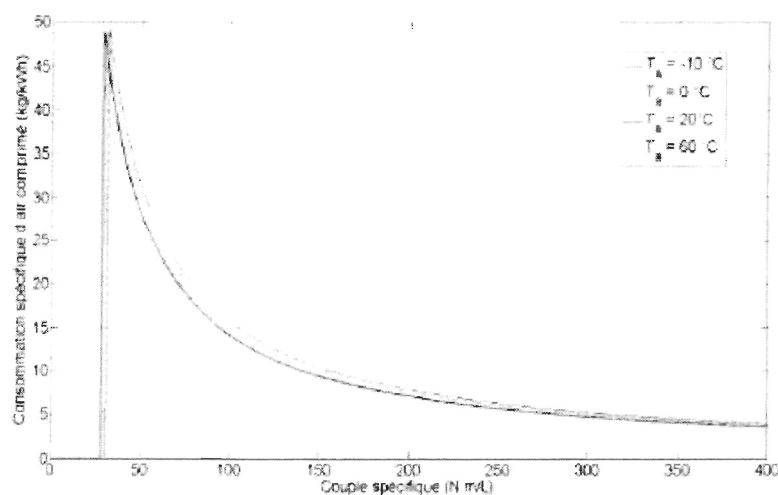


Figure 3-9 : Consommation spécifique d'air comprimé en fonction du couple spécifique

D'un autre côté, il peut être observé que, dans la plage de températures étudiée, la température d'admission a une influence assez faible sur la consommation spécifique de chaleur (Figure 3-10). Ceci est dû aux effets combinés de la diminution de la consommation spécifique d'air comprimé et de la méthode de détente utilisée dans cette partie.

Contrairement à la consommation spécifique d'air, l'effet d'une augmentation de la température d'admission sur la consommation spécifique de carburant n'est pas positif pour n'importe quel couple.

En effet, pour des couples allant jusqu'à 150 N.m/L, augmenter la température permet de réduire la consommation en carburant du moteur (Figure 3-11). Par exemple, pour un couple de 50 N.m/L, le fait d'injecter de l'air à 60 °C à l'entrée du moteur permet d'économiser 10,1 % de carburant par rapport à de l'air injecté à 20 °C, 15,4 % par rapport à de l'air injecté à 0 °C et 18,1 % par rapport à de l'air injecté à -10 °C.

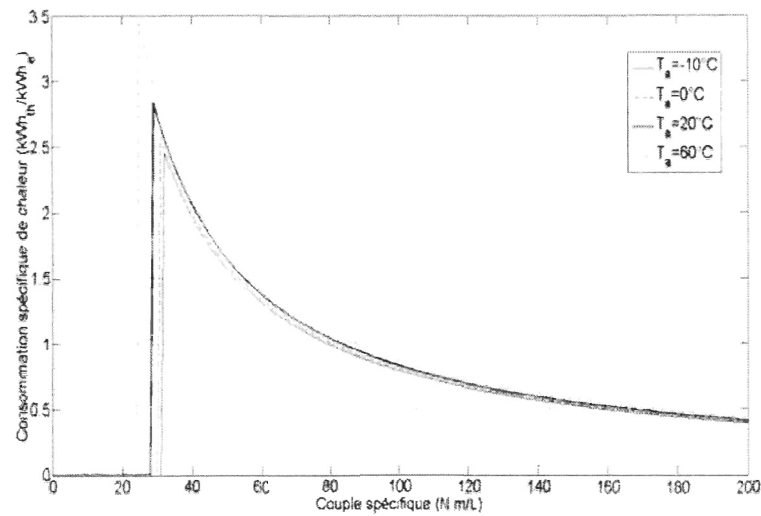


Figure 3-10 : Consommation spécifique de chaleur en fonction du couple spécifique

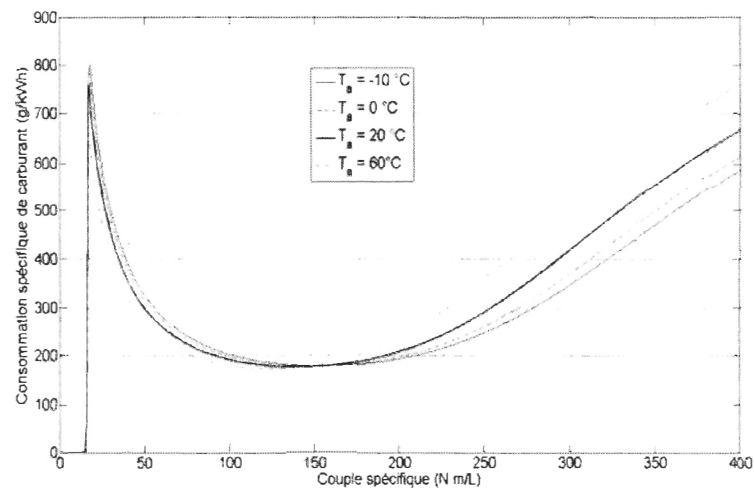


Figure 3-11 : Consommation spécifique de carburant en fonction du couple spécifique

Néanmoins, au-delà de 150 N.m/L, augmenter la température d'air injecté augmente la consommation de carburant du moteur par kWh produit (Figure 3-11).

À titre d'exemple, pour un couple de 250 N.m/L, injecter de l'air à 60 °C induit une augmentation de la consommation de carburant de 24,3 % par rapport au cas où l'air est injecté à 20 °C, de 38,5 % par rapport à de l'air injecté à 0 °C et de 45,7 % par rapport à de l'air injecté à -10 °C.

Il nous reste maintenant à approfondir le contrôle du moteur. En effet, dans notre cas, les paramètres de contrôle sont la température et la pression de l'air en entrée du moteur. Afin d'optimiser les économies de carburant à court et à long terme, il convient de ne "gaspiller" l'air comprimé stocké pour minimiser la consommation carburant instantanée, car cela pourrait avoir l'effet inverse sur un bilan annuel.

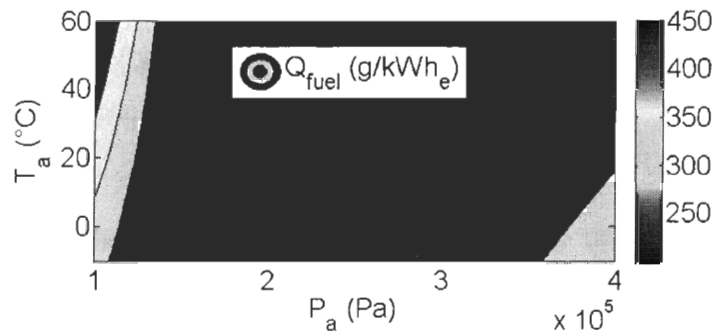


Figure 3-12 : Consommation spécifique de carburant du moteur, pour un couple de 50 N.m/L, en fonction de la température et de la pression d'air à l'admission

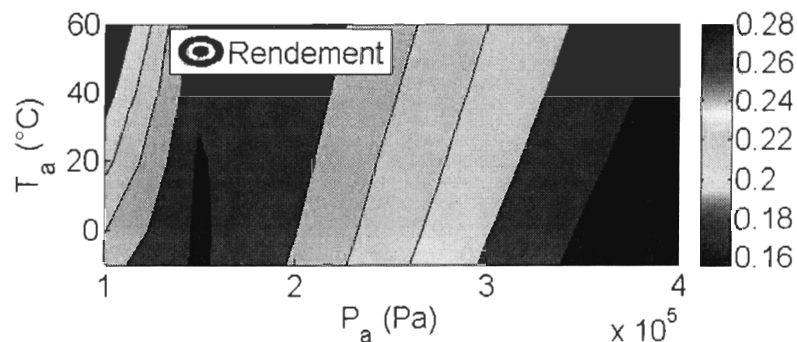


Figure 3-13 : Rendement global du moteur, pour un couple de 50 N.m/L, en fonction de la température et de la pression d'air à l'admission

On peut voir une illustration de cette affirmation en Figure 3-12 où la consommation de carburant minimale ne se situe pas à une pression de 0.4 MPa, mais autour de 2 bars (soit 0.2 MPa).

A la Figure 3-13, on peut voir apparaître un maximum de rendement pour des températures faibles, dans une zone voisine de 1.5 bars, qui permet de réaliser des économies de carburant importantes tout en minimisant la consommation d'air comprimé et de chaleur, dont la variation est illustrée en Figure 3-14 et Figure 3-15.

Ces figures montrent que la consommation spécifique de chaleur (exprimée en $\text{kWh}_{\text{th}}/\text{kWh}_e$, représente le nombre de kWh thermique consommés pour produire un kWh électrique, ou tout du moins mécanique, qui sera à son tour converti en électricité par l'intermédiaire d'un générateur électrique, comme un alternateur par exemple) peut être supérieure à 1 pour des conditions de température et de pression élevées à l'entrée du moteur. Ces valeurs résultent du fait que l'air subit une détente très importante (d'une pression initiale de 30 MPa à des pressions inférieures à 0.4 MPa) et par conséquent, une chute de température importante, qu'il faut combler pour pouvoir injecter l'air dans le moteur sans risquer de l'endommager.

On peut remarquer également que, de manière générale, plus on chauffe l'air comprimé avant de l'injecter dans le moteur, plus on économise de l'air, et ce pour fournir la même puissance à la sortie du moteur.

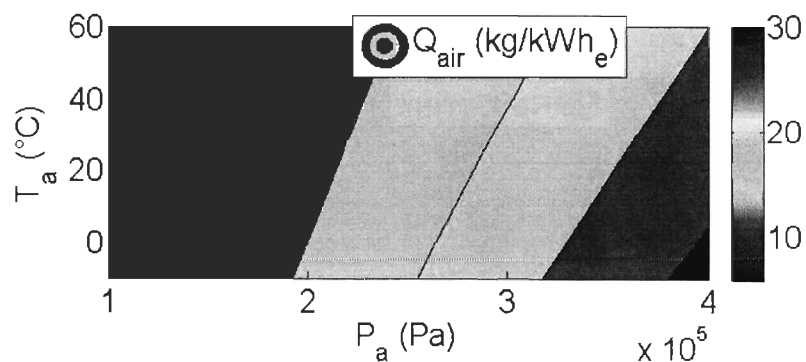


Figure 3-14 : Consommations spécifiques d'air comprimé en fonction des températures et pression d'entrée, pour un couple spécifique de 50 N.m/L

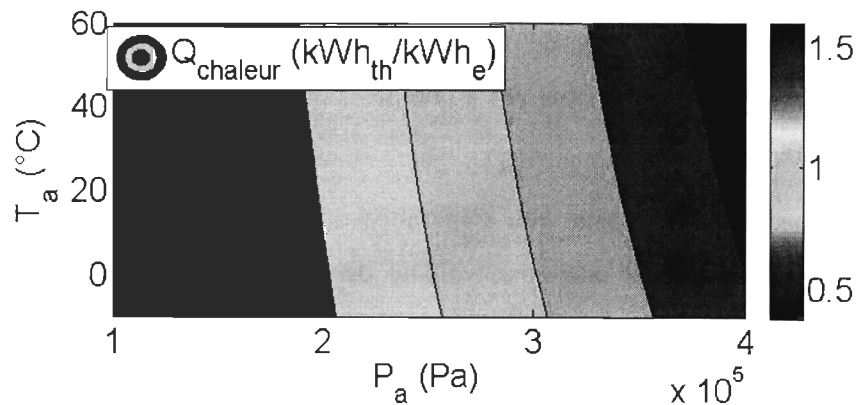


Figure 3-15 : Consommations spécifiques de chaleur en fonction des températures et pression d'entrée, pour un couple spécifique de 50 N.m/L

3.3 CONCLUSION DU CHAPITRE

Nous avons passé en revue à l'intérieur de ce chapitre les différents effets que peuvent avoir l'implantation d'un TES sur le fonctionnement des principaux composants d'un SHEDAC de manière individuelle (comme le compresseur multiétagé, le détendeur, le moteur) dans des conditions opératoires fixes (pression et température du réservoir).

Même si l'apport du TES a été mis en valeur, il reste toutefois à réaliser des études plus approfondies pour s'approcher de l'apport réel du système en fonctionnement sur long terme, par exemple sur une année de fonctionnement ou sur des scénarios types plus courts.

Dans la partie suivante, on s'attachera à caractériser le gain en carburant annuel apporté par les éoliennes d'une part, et les systèmes de stockage d'énergie d'autre part.

CHAPITRE 4

CONTRIBUTION DES ÉQUIPEMENTS SUPPLÉMENTAIRES SUR LE FONCTIONNEMENT ANNUEL

Le but de cette partie est, en s'appuyant sur les modèles et l'étude réalisée précédemment, de mettre en place un modèle permettant d'aboutir aux économies de carburant réalisées sur une année par un système SHED avec ou sans stockage d'énergie, par rapport au cas où le site isolé en question serait seulement muni d'une génératrice diesel.

Une fois cet impact établi, il sera possible d'étudier différentes stratégies de contrôle du moteur diesel afin d'optimiser encore les économies de carburant réalisables. Le modèle présenté dans cette partie a été réalisé sous le logiciel Matlab, plus précisément sous son interface de programmation graphique Simulink.

4.1 PRÉSENTATION DU MODÈLE ET TUTORIEL D'UTILISATION

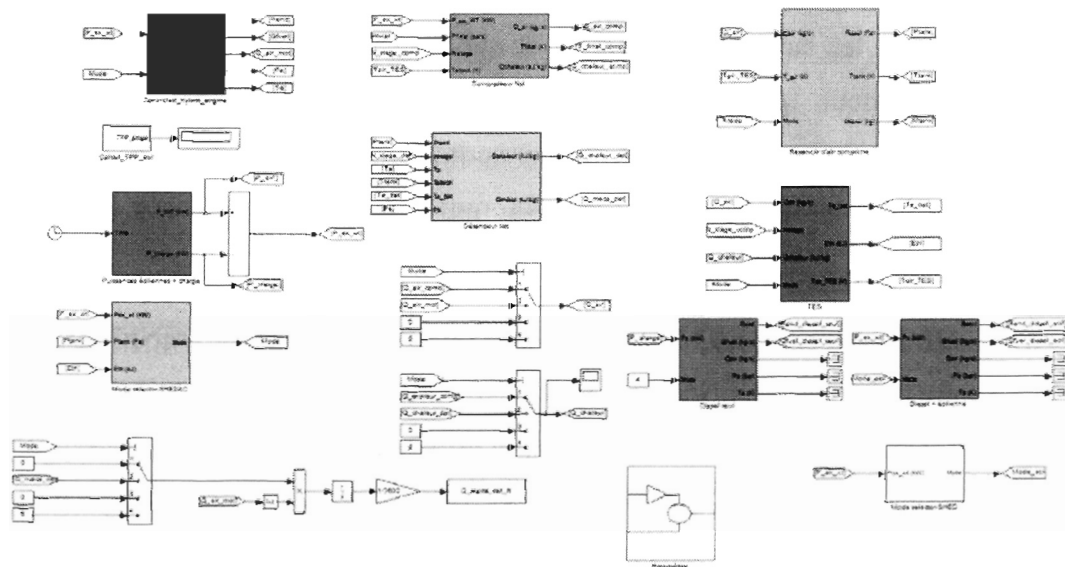


Figure 4-1 : Modèle Simulink réalisé en vue de caractériser les économies de carburant annuelles réalisées grâce au SHEDAC

La Figure 4-1 présente le modèle Simulink dans sa globalité. Afin d'améliorer la lisibilité de celui-ci, il a été choisi d'utiliser différents modèles « enfants » pour chaque composant du système que l'on a imbriqué dans des sous-systèmes. Ainsi, chaque bloc de couleur sur la Figure 4-1 représente le modèle d'un composant bien spécifique, ce qui permet également de mettre en valeur leurs entrées et sorties, et de clarifier leur fonctionnement. Les grandeurs physiques sur lesquelles agissent ces modèles sont stockées dans les blocs trapézoïdaux blancs.

Il convient de noter que, pour marquer les différences de performances induites par l'ajout d'éoliennes et de stockage d'énergie, le modèle présenté ici calcule également le carburant consommé dans les cas « diesel seul » ou « diesel-éoliennes (sans stockage) ».

Il convient de revenir rapidement sur le fonctionnement de chaque bloc de manière indépendante, pour clarifier leur rôle et voir dans quelle mesure ils contribuent au bon fonctionnement du système.

4.1.1 BLOC "PARAMÈTRES"

Le bloc "Paramètres" est situé dans la partie basse du modèle Simulink. Il s'agit du seul bloc ne possédant ni entrées ni sorties. Il regroupe plusieurs données fixes étant utilisées dans les autres sous-systèmes et que l'on a choisi de regrouper au sein d'un même bloc pour faciliter leur édition. Y figurent notamment les paramètres de remplissage initiaux des réservoirs d'air comprimé et de chaleur, la vitesse de rotation de la génératrice diesel, la vitesse de vent moyenne annuelle corrigée et le nombre d'éoliennes.

4.1.2 BLOC MAGENTA : LECTURE DU FICHER EXCEL ET GÉNÉRATION DES PUISSANCES GÉNÉRÉES ET CONSOMMÉES

Le bloc « magenta » est chronologiquement le premier bloc évalué par le système. Il possède un seul paramètre d'entrée (le temps) et deux paramètres de sortie (les puissances consommées par la charge et fournies par l'éolienne). Sa fonction est double : il a pour rôle d'une part de lire le fichier Excel contenant les vitesses de vent et la puissance moyenne horaire consommée par la charge pour une année entière, et d'autre part, à partir de la vitesse de vent lue, de déterminer la puissance éolienne produite.

Pour cela, le bloc réalise tout d'abord une correction sur la vitesse lue dans le fichier Excel. En effet, les mesures de vitesse de vent ont été réalisées sur le site de Tuktoyaktuk au Canada, et présentent une moyenne annuelle assez faible, de l'ordre de $5.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, ce qui correspond à un site à faible potentiel éolien. Du coup, pour rendre compte de l'impact des équipements sur des sites plus venteux, le modèle est paramétrable de telle manière que la vitesse moyenne annuelle est paramétrable par l'utilisateur, tout en gardant les fluctuations temporelles mesurées à Tuktoyaktuk, se reporter au bloc "Paramètres" pour plus d'informations.

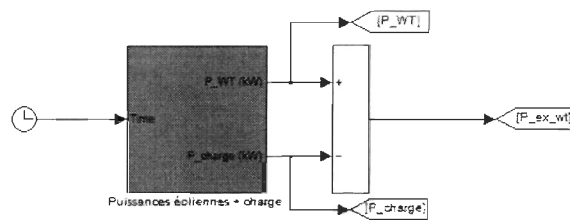


Figure 4-2 : Schéma du bloc de calcul des puissances fournies par l'éolienne et consommées par la charge en fonction du temps

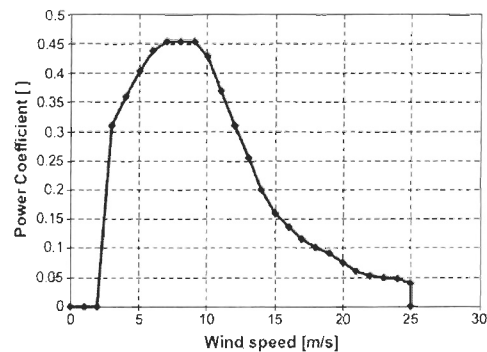


Figure 4-3 : Facteur de puissance de la turbine ENERCON 330 kW considérée [1]

La puissance éolienne est ensuite calculée en utilisant la courbe du coefficient de puissance d'une turbine éolienne ENERCON d'une puissance de 330 kW, Figure 4-3, en utilisant la formule suivante, que l'on multiplie ensuite par le nombre d'éoliennes installées:

$$P_{WT} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{air} \cdot F_{WT} \cdot V_{Wind}^3 \cdot S_{WT} \quad (16)$$

4.1.3 BLOC BLEU CLAIR : MODE SELECTOR - SHEDAC

Ce bloc est la pièce angulaire du modèle. En effet, il a pour rôle de déterminer dans quel mode le modèle entier travaillera. Il permet à tous les autres sous-systèmes de fonctionner correctement ensemble, et d'éviter les conflits de valeur et les erreurs de traitement. Il possède trois entrées: la puissance excédentaire du parc éolien (qui est en fait la différence entre la puissance fournie par le parc éolien et celle consommée par la charge), la pression contenue dans les réservoirs d'air comprimé, et l'énergie thermique au sein du TES, ainsi qu'à la sortie : le mode de fonctionnement du système.

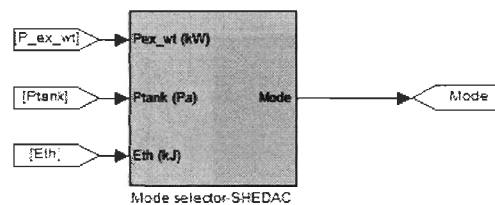


Figure 4-4 : Sélecteur de modes du modèle Simulink

Les modes les plus fréquemment rencontrés sont:

- mode 1 : la puissance excédentaire est positive et les réservoirs ne sont pas pleins. Le système fonctionne donc en mode remplissage
- mode 2 : la puissance éolienne ne suffit pas aux besoins de la charge et les réservoirs d'air ont une pression supérieure à 4 bars. Le moteur fonctionne donc en mode hybride diesel-pneumatique pour subvenir aux besoins de la charge
- mode 3 : la pression dans les réservoirs d'air est inférieure à 4 bars, et les éoliennes ne parviennent pas à subvenir aux besoins de la charge. Le moteur fonctionne donc en mode diesel sans suralimentation
- mode 4 : la puissance éolienne est excédentaire, mais les réservoirs d'air comprimé sont pleins, du coup une partie de l'énergie produite est dissipée, faute de pouvoir être stockée. Le moteur diesel est arrêté.

4.1.4 BLOC ROUGE : MOTEUR HYBRIDE ET CONTROLLEUR

Ce bloc contient le modèle du moteur hybride diesel-pneumatique ainsi que son organe de contrôle, permettant de déterminer la température et la pression d'air, ainsi que la quantité de carburant à injecter, qui agit en fonction d'un paramètre d'optimisation (consommation de carburant instantanée, rendement, ...). Les stratégies de contrôle, à proprement dit, seront présentées dans les sections qui suivent.

Ce bloc comporte deux entrées, la puissance éolienne excédentaire et le mode de fonctionnement, calculé par le sélecteur de modes, et 5 sorties : le rendement, la consommation de carburant instantanée, la consommation d'air instantanée, ainsi que la pression et la température d'entrée de l'air données par le contrôleur spécifique au moteur.

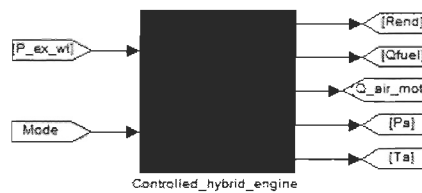


Figure 4-5 : Sous-système du moteur hybride contrôlé

Pour améliorer la rapidité de ce sous-système, on a utilisé des cartographies de fonctionnement, plutôt que de réexécuter des calculs à chaque itération, qui ont été implémentées directement dans le modèle Simulink, comme montré à la Figure 4-1. Ces tables comportent à chaque fois trois entrées : le couple spécifique demandé au moteur, la température et la pression de l'air à l'admission.

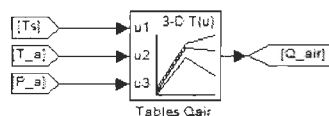


Figure 4-6 : Table de consommation d'air du moteur hybride

4.1.5 BLOC VERT : COMPRESSEUR MULTIETAGÉ

Ce bloc contient le modèle du compresseur multiétagé présenté en CHAPITRE 4. Il permet de calculer le débit d'air comprimé fourni par le compresseur, étant donné que la pression de fin de compression est toujours fixée à 300 bars.

Ce bloc comporte quatre entrées, à savoir : la puissance excédentaire fournie par l'éolienne, la pression de fin de compression (qui est également la pression finale atteinte lors du remplissage total des réservoirs, modifiable dans le bloc "Paramètres"), le nombre d'étages du compresseur et la température du fluide caloporteur présent dans le réservoir froid. À la sortie du sous-système, on retrouve le débit d'air, la température de fin de compression et la quantité de chaleur par unité de masse produite.

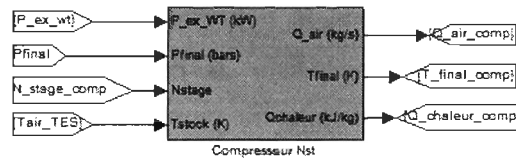


Figure 4-7 : Sous-système comprenant le modèle du compresseur multiétagé

4.1.6 BLOC BLEU CLAIR : RESERVOIRS D'AIR COMPRIME

Ce bloc sert à calculer les variables d'état (température, pression, masse...) de l'air à l'intérieur des réservoirs tout au long de la durée de la simulation. Notre modèle comporte trois entrées : le débit d'air instantané, la température de l'air stocké et le mode de fonctionnement ainsi que trois sorties, qui sont en fait les variables d'état du système.

Ces variables ont été calculées à l'aide des équations suivantes. Lors de la phase de charge, c.-à-d. du remplissage des réservoirs d'air comprimé, les variations de température et de masse sont calculées de la manière suivante [1], en utilisant le premier principe de la thermodynamique:

$$dm_{stock} = q_{m_air} \cdot dt \quad (17)$$

$$dT_{stock} = \frac{\gamma \cdot T_{air} - T_{stock}}{m_{stock}} \cdot q_{m_air} \cdot dt \quad (18)$$

Lors de la phase de décharge des réservoirs, on utilise les équations suivantes pour recalculer le changement des variables d'état du système:

$$dm_{stock} = -q_{m_air} \cdot dt \quad (19)$$

$$dT_{stock} = \frac{(\gamma - 1) \cdot T_{stock}}{m_{stock}} \cdot q_{m_air} \cdot dt \quad (20)$$

La pression à l'intérieur de réservoirs est recalculée, dans les deux cas de fonctionnement, en utilisant la loi des gaz parfaits, comme suit:

$$P_{stock} = \frac{m_{stock} \cdot r \cdot T_{stock}}{V_{stock}} \quad (21)$$

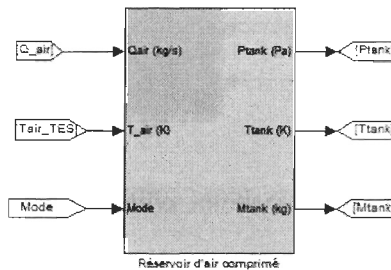


Figure 4-8 : Sous-système comprenant le modèle des réservoirs d'air comprimé

4.1.7 BLOC GRIS : THERMAL ENERGY STORAGE

Ce bloc contient un modèle très simplifié du Thermal Energy Storage (TES). Il comporte quatre entrées : le débit d'air, le nombre d'étages du compresseur, la quantité de chaleur massique qui lui est apportée ou retirée, ainsi que le mode de fonctionnement du système. À la sortie, on retrouve la température d'entrée de l'air dans le détendeur multiétagé, l'énergie thermique stockée au sein du système, ainsi que la température de l'air du réservoir de fluide caloporteur froid, qui est supposée égale à celle de l'air refroidi entrant dans le réservoir.

Du point de vue du modèle en lui-même, ce bloc est assez simple. En effet, ce modèle est fait pour avoir une idée de l'impact maximal que peut apporter un TES au sein du SHEDAC. De ce fait, le modèle du TES est un simple compteur d'énergie thermique : on lui ajoute l'énergie extraite à l'air comprimé lors de la phase de compression, et on lui retire celle nécessaire au chauffage de l'air lors de sa détente avant injection dans le moteur.

Les températures de stockage, de l'air réchauffé et refroidi sont supposées constantes. En effet, grâce à plusieurs tests réalisés sur le contrôle du débit de fluide caloporteur, ces

hypothèses, bien que fortes, sont pertinentes pour déterminer l'impact maximal du système du point de vue des économies de carburant.

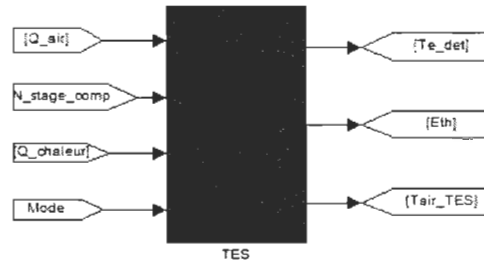


Figure 4-9 : Sous-système comprenant le modèle du TES

4.1.8 BLOC JAUNE : DETENDEUR MULTIETAGÉ

Ce sous-système contient le modèle du détendeur multiétagé présenté dans le CHAPITRE 4. Il comporte 6 entrées : la pression à l'intérieur des réservoirs d'air, le nombre d'étages du détendeur, la température d'admission dans le moteur, la température de stockage de l'air dans les réservoirs, la température à l'entrée des étages de détente (fournie par le TES), et la pression d'air à l'admission du moteur.

Il retourne deux grandeurs, la quantité d'énergie mécanique massique récupérée au sein du détendeur et la quantité d'énergie thermique massique consommée pour réchauffer l'air entre les étages de détente. Il est à noter qu'afin d'augmenter la quantité d'énergie mécanique récupérable dans le détendeur, cette température a été fixée à 155 °C. .

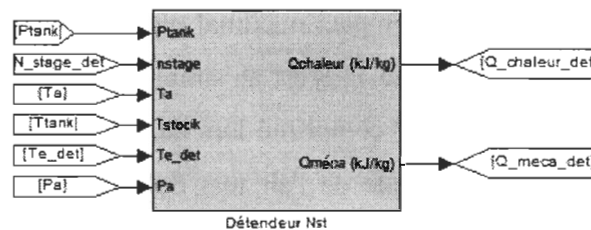


Figure 4-10 : Sous-système du détendeur multiétagé

4.1.9 BLOC ORANGE : CAS OU SEULE UNE GENERATRICE DIESEL EST INSTALLEE

Ce bloc sert à quantifier les économies de carburant réalisées par le SHEDAC comparativement au cas où une génératrice diesel fournit seule l'énergie. Il possède deux entrées : la puissance demandée par la charge et le mode de fonctionnement, qui est dans ce cas-ci toujours égal à 4 (c.-à-d. fonctionnement de la génératrice seule), ce qui nous a permis de réutiliser un modèle jumeau de celui qui a servi pour modéliser le moteur contrôlé inséré dans le SHEDAC.

Ce bloc possède deux sorties utilisées de manière effective, les trois autres étant directement connectés à des blocs "Terminator", ce qui signifie que leurs valeurs ne sont assignées à des variables dans le système. Ces deux sorties sont le rendement et la consommation de carburant instantanés.

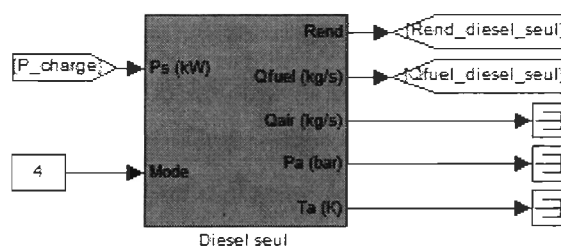


Figure 4-11 : Bloc comprenant un sous-système représentant le cas où seule une génératrice diesel est installée

4.1.10 BLOCS BLANC ET VERT FONCE : CAS DU SHED SANS STOCKAGE D'ENERGIE

Ces deux blocs font partie du système SHED (système hybride éolien-diesel), et servent à quantifier l'impact de l'ajout d'éoliennes par rapport à une génératrice diesel seule (sans stockage) et séparer l'impact de l'ajout des systèmes de stockage d'énergie.

Le bloc blanc sert au contrôle du moteur diesel : il retourne la valeur 1 quand la puissance éolienne excédentaire est positive (c.-à-d. moteur diesel à l'arrêt) et 2 dans le cas contraire.

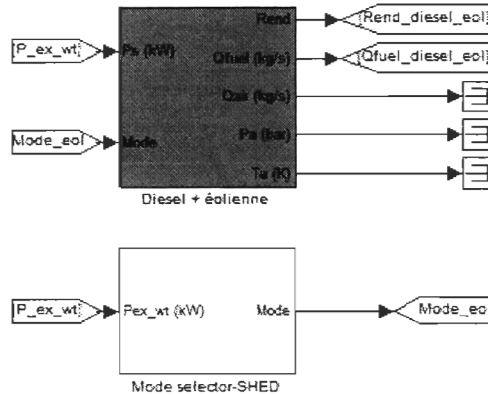


Figure 4-12 : Sous-système SHED sans stockage d'énergie

4.2 STRATEGIES DE CONTROLE DU MOTEUR THERMIQUE - REUTILISATION DE L'AIR COMPRIME

L'ajout du TES, malgré ses nombreux avantages (réduction du volume des réservoirs d'air, diminution de la perte d'énergie thermique, augmentation du rendement de compression, ...), tend à complexifier le système et son contrôle. En effet, il apporte une source d'énergie supplémentaire au système qui influe à la fois sur le fonctionnement du moteur hybride diesel-pneumatique et sur celui du détendeur (ou moteur à air comprimé) en amont de ce dernier.

Pour simplifier le contrôle du système, on a supposé dans notre cas que seul le moteur hybride serait utilisé pour subvenir aux besoins directs de la charge, la récupération d'énergie au sein du détendeur étant supplémentaire. Néanmoins, l'énergie produite au sein du processus de détente est comptabilisée durant le fonctionnement du système, ce qui permet de donner une évaluation, certes grossière, du potentiel de cette solution.

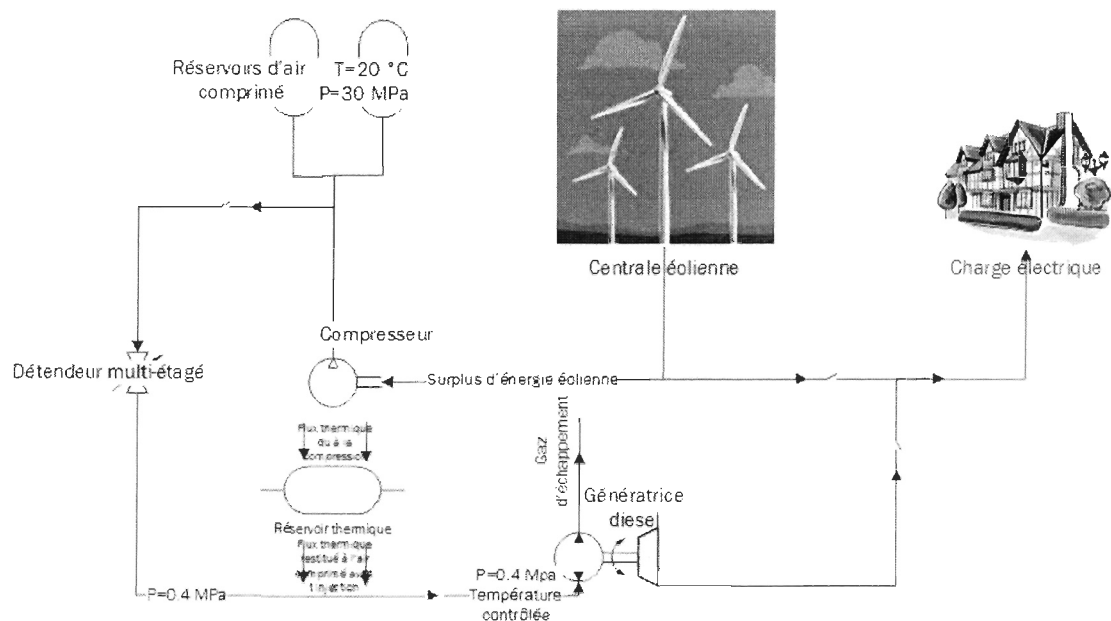


Figure 4-13 : Schéma de principe du système SHEDAC

Comme illustré sur la Figure 4-13, on dispose de trois sources d'énergie distinctes pour produire un kWh à partir du moteur hybride : l'énergie pneumatique, thermique et l'enthalpie libérée par le diesel au cours de sa combustion. Notre but étant de minimiser la consommation annuelle de carburant du moteur, il nous faut trouver des stratégies de fonctionnement adéquates.

La première idée qui nous vient à l'esprit, naturellement, serait d'optimiser la consommation instantanée de carburant. La méthode est la suivante, en fonction du couple demandé, le programme de contrôle cherchera les valeurs de température et de pression correspondant à la consommation de carburant, sur des cartographies semblables à celle exposée sur la Figure 4-14.

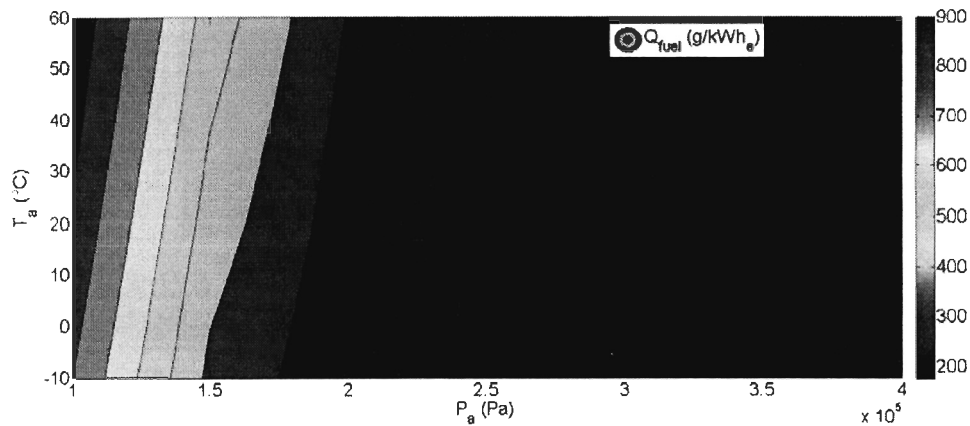


Figure 4-14 : Cartographie de consommation de carburant pour un couple spécifique de 100 N.m.L^{-1}

Le contrôle est réalisé de la manière suivante. En préalable, avant de lancer la simulation directement à partir du fichier Simulink, le fichier d'initialisation calcule un tenseur à 3 dimensions (température, pression, couple spécifique) en choisissant un pas pour chaque grandeur, Figure 4-15.

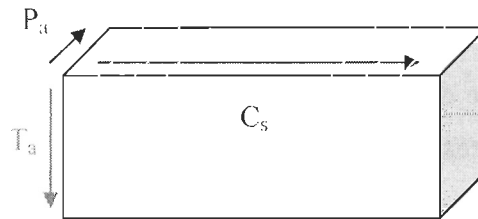


Figure 4-15 : Schéma de principe du tenseur de consommation de carburant

Une fois le tenseur calculé, il est utilisé en cours de simulation à la fois pour le contrôle du système et pour la modélisation du moteur. Le contrôle se fait de la manière suivante. En fonction du couple spécifique demandé au moteur et imposé par la charge:

- si la valeur de couple demandé est égale à une des valeurs pour lesquelles on a déjà calculé une cartographie de consommation, on procède à la recherche du minimum de consommation sur celle-ci
- si ce n'est pas le cas, cela implique que la valeur de couple cible est encadrée par deux valeurs de couple "cartographiées". Il nous faut alors recalculer une cartographie intermédiaire. Pour cela, nous avons choisi, plutôt que de relancer

le modèle du moteur hybride, d'utiliser une interpolation linéaire entre les deux matrices (ou cartographies) les plus proches, étant donné que cette technique d'interpolation est l'une des techniques d'interpolation proposées par Simulink.

La matrice intermédiaire est calculée à l'aide du système d'équations suivant, avec C_{s_target} le couple spécifique cible que doit délivrer le moteur, I_{C_s} l'intervalle utilisé pour calculer le tenseur de consommation carburant pour la grandeur couple spécifique, Mat_{inter} la nouvelle cartographie de carburant calculée, et p qui va servir de "poids" pour calculer la moyenne pondérée (ou le barycentre) des deux matrices considérées (qui sont des projections du tenseur $Cs_{i,j,k}$:

$$p = \left[C_{s_target} - I_{C_s} \cdot \text{tronc} \left(\frac{C_{s_target}}{I_{C_s}} \right) \right] \cdot \frac{1}{I_{C_s}} \quad (22)$$

$$Mat_{inter} = (1 - p) \cdot (Cs_{i,j,k})_{k=\text{tronc}(C_{s_target}/I_{C_s})+1} + p \cdot (Cs_{i,j,k})_{k=\text{tronc}(C_{s_target}/I_{C_s})+2} \quad (23)$$

Notons également que la fonction *tronc* utilisée ci-dessus retourne simplement la troncature, ou la partie entière, d'un nombre. Elle est utilisée pour connaître les indices des matrices à utiliser pour l'interpolation linéaire.

Une fois cette matrice calculée, il suffit de l'analyser à l'aide de fonctions Matlab préenregistrées pour en trouver le minimum et ses coordonnées.

Un autre facteur d'optimisation courant est le rendement du moteur hybride. La démarche est sensiblement la même que celle présentée pour l'optimisation de la consommation instantanée de carburant, aussi bien du point de vue du calcul du tenseur que du calcul des matrices intermédiaires lorsque que cela est nécessaire. Une seule chose change, au lieu de chercher le minimum de la cartographie étudiée, on cherchera cette fois-ci le maximum.

Cette méthode tend, comme on pourra le voir dans la section résultats, à augmenter les économies de carburant réalisées par rapport à la méthode d'optimisation de carburant instantanée exposée plus haut. En effet, cette méthode permet d'optimiser l'énergie à l'entrée du moteur (carburant, air comprimé et chaleur) pour la production d'un kWh.

Ainsi, même si l'on consomme à l'instant « t » un peu plus de carburant que par la stratégie de contrôle initialement présentée, cette technique permet d'économiser de l'air comprimé et de fonctionner ainsi plus longtemps en mode hybride, pour une meilleure économie de carburant annuelle.

En poussant ce raisonnement plus loin, on peut remarquer que, pour prendre un exemple, sur la cartographie de consommation de carburant Figure 4-14, la zone de consommation minimale (bleu foncée) est très étendue : de 2.5 à 4 bars en pression sur une variation de température de près de 70 °C. Ainsi, on remarque que, finalement, peu importe où l'on se trouve dans cette plage, la variation de consommation de carburant sera très faible par rapport à un fonctionnement en mode moteur atmosphérique pur. Par contre, au sein de cette zone, les consommations d'air comprimé et de chaleur varient de manière bien plus importante comme on voit sur les Figure 4-16 et Figure 4-17.

C'est le principe de la troisième stratégie de contrôle que nous allons présenter ici : il s'agit d'économiser l'air comprimé autant que possible tout en affectant au minimum la consommation de carburant. Néanmoins, à ce stade du projet, le but n'est pas de trouver un facteur d'optimisation définitif ou de trouver la meilleure stratégie de fonctionnement pour le système. Il s'agit juste de réaliser une étude préliminaire, développant les stratégies de fonctionnement de base et la méthode de contrôle du moteur, et dans un deuxième temps d'ouvrir des pistes de réflexion pour réduire encore plus la consommation de carburant.

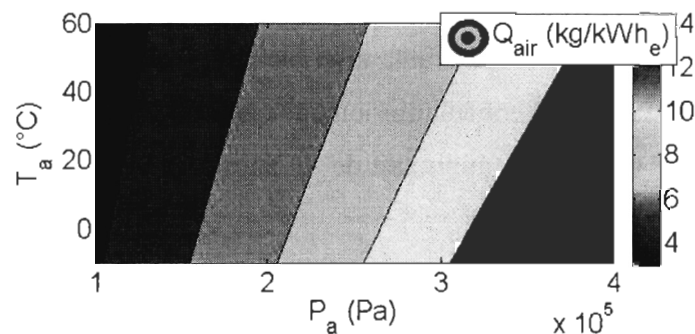


Figure 4-16: Cartographies des consommations spécifiques d'air comprimé et pour un couple de 100 N.m/L

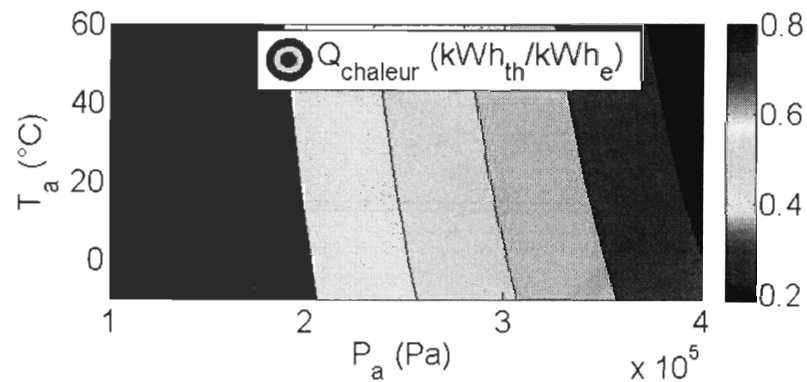


Figure 4-17 : Cartographies des consommation spécifique de chaleur pour un couple de 100 N.m/L

On peut remarquer, sur la Figure 4-16, que plus l'on augmente la température de l'air comprimé, plus on l'économise. Dans notre troisième stratégie de contrôle, nous avons procédé de la manière suivante : on a tout d'abord situé le maximum du rendement, identifié la température et la pression correspondantes, puis attribué à la température de l'air à l'admission la valeur 100 °C. De ce fait, on a réalisé une méthode de contrôle à haute température, permettant d'économiser encore plus d'air comprimé. Figure 4-17, on remarque que l'on consomme entre 0.2 et 0.8 kWh_{th} pour produire un kWh_e en sortie du moteur.

4.3 RESULTATS OBTENUS

L'objectif de cette partie est de présenter et d'analyser les résultats obtenus grâce au modèle présenté précédemment. Dans un premier temps, nous allons étudier l'impact de l'implantation d'éoliennes sur la consommation de carburant en site isolé, en fonction du potentiel éolien du même site. Pour cela, nous avons fait varier la vitesse moyenne du vent sur le site, en "ajustant" les valeurs horaires des données de vent mesurées à Tuktoyaktuk.

Les résultats sont présentés à la Figure 4-18. L'implantation d'éoliennes a un impact important sur la consommation de carburant du système, augmentant, comme on peut s'y attendre, en même temps que le potentiel éolien du site. À titre d'exemple, pour un TPP de 1, les économies de carburant vont de 38 % pour des potentiels éoliens faibles (5.5 m/s de vitesse moyenne annuelle) et passent à plus de 55 % pour des forts potentiels éoliens

(7.5 m/s de vitesse moyenne annuelle, ou plus). Pour un TPP de 2, les économies de carburant vont de 50 % pour des sites à faible potentiel et passent à plus de 65 % pour des sites à potentiel élevé.

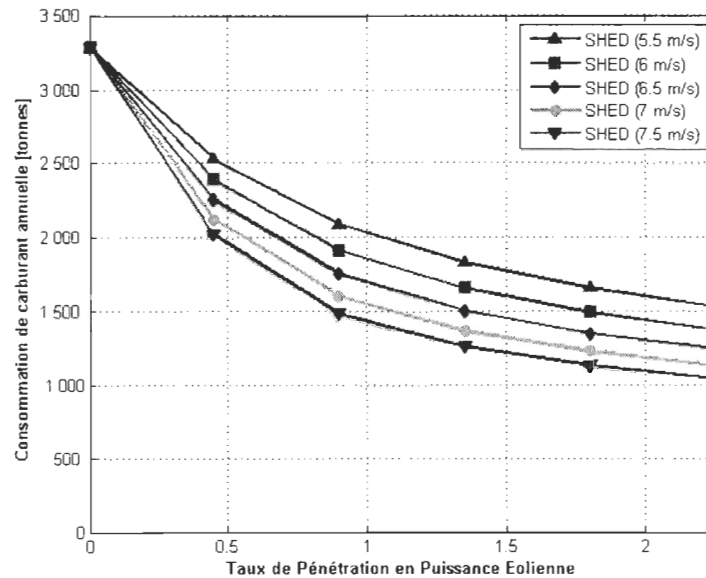


Figure 4-18 : Consommations de carburant au sein d'un système SHED pour différents potentiels éoliens

La Figure 4-19 représente la puissance de la charge et des éoliennes ensemble avec les bilans énergétiques. Nous observons la grande variabilité de la puissance demandée par la charge, et, à plus forte raison, celle de la puissance produite par le parc éolien. Ce sont ces variations rapides qui compliquent considérablement le contrôle du système.

On a également comptabilisé, d'une part, l'énergie fournie par le moteur thermique sur toute l'année, ainsi que le surplus de puissance éolienne, qui en fonction de l'implantation d'un CAES ou non, est soit stocké, soit dissipé. Le cas étudié à la Figure 4-19 est un SHED à faible TPP installé dans un site de faible potentiel éolien, similaire à celui de Tuktoyaktuk en termes de potentiel.

On remarque que, dans ce cas précis, le surplus d'énergie éolienne annuel représente tout de même un peu plus de 10 % de l'énergie annuelle produite par le moteur diesel.

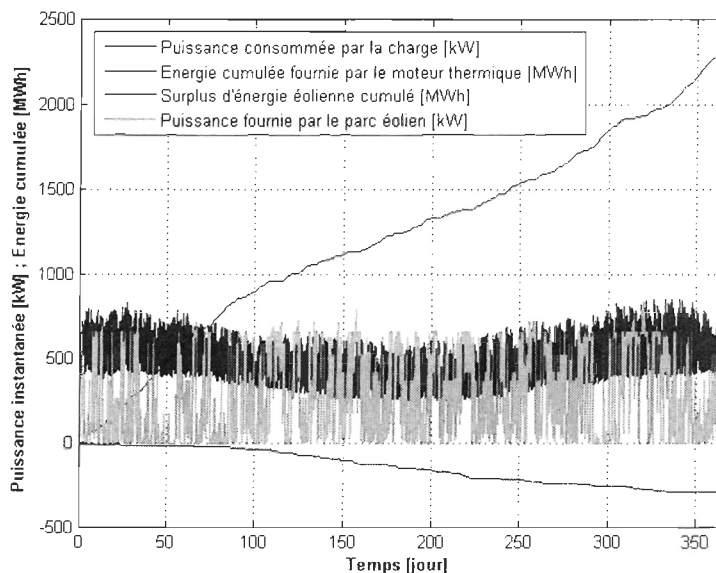


Figure 4-19 : Bilan des énergies cumulées et des puissances instantanées au sein d'un SHEDAC d'un système éolien-diesel pour un TPP de 0.9 et une vitesse de vent annuelle de 5.5 m/s, et un volume de stockage d'air de 2200 m³

On a ensuite cherché à étudier l'impact de l'ajout d'équipements en site à fort potentiel éolien. Les consommations de carburant cumulées sur une année des systèmes SHED, SHEDAC, et à génératrice diesel seule sont représentées à la Figure 4-20. L'implantation d'éoliennes permet de réduire la consommation de carburant en site isolé de près de 67 %, alors que la mise en œuvre d'un système de stockage permet de réduire davantage cette consommation de 11 % de plus.

L'impact du CAES + TES peut paraître réduit, néanmoins, il faut garder à l'esprit que ces 11 % représentent tout de même 350 tonnes de carburant économisées, et que cette stratégie de contrôle ne tient pas compte de l'énergie récupérée au sein du détendeur (ou moteur à air comprimé) chargé de détendre l'air en amont du moteur thermique. On étudiera l'évolution de cette grandeur ultérieurement.

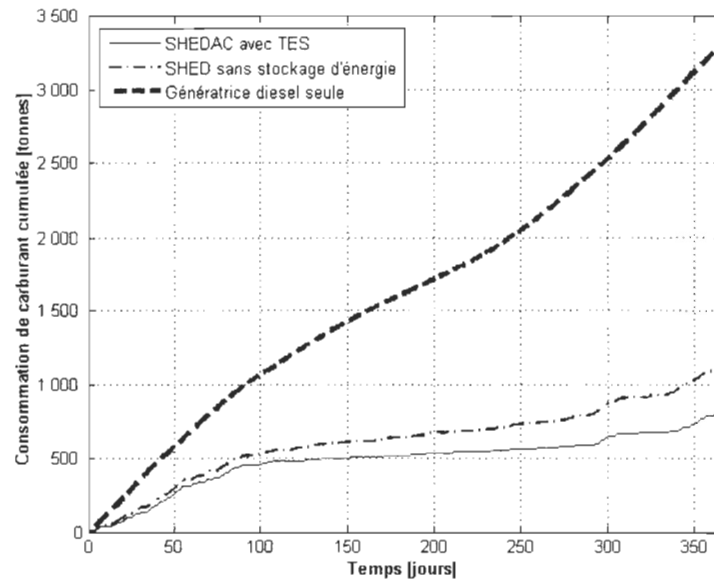


Figure 4-20 : Impact de l'ajout d'équipement sur le fonctionnement d'un SHEDAC dans les conditions suivantes : $V_{moy_vent} = 7.5$ m/s, $TPP = 1.8$, $V_{stock} = 2200$ m³

La Figure 4-21 a pour objectif de résumer une grande partie des résultats obtenus au sein de l'étude. En effet, elle représente à la fois l'impact de la variation du TPP éolien et de l'augmentation du volume de stockage d'air sur la consommation de carburant. Le seul paramètre fixé est le potentiel éolien du site, que l'on a choisi élevé (7.5 m/s), afin de rendre les variations de consommations plus grandes et les résultats plus lisibles.

On remarque que, pour des faibles TPP, inférieurs à 1, le CAES et l'augmentation de volume de celui-ci n'a que peu d'impact sur la consommation de carburant du système. Une première conclusion apparaît, le CAES ne semble pas utile pour des faibles TPP éoliens.

L'impact du CAES est par contre bien visible pour des TPP élevés, où la variation de volume de stockage a un impact important, de près de 40 %, entre un système SHED et un SHEDAC d'une capacité de 3000 m³, pour un TPP de 2.25.

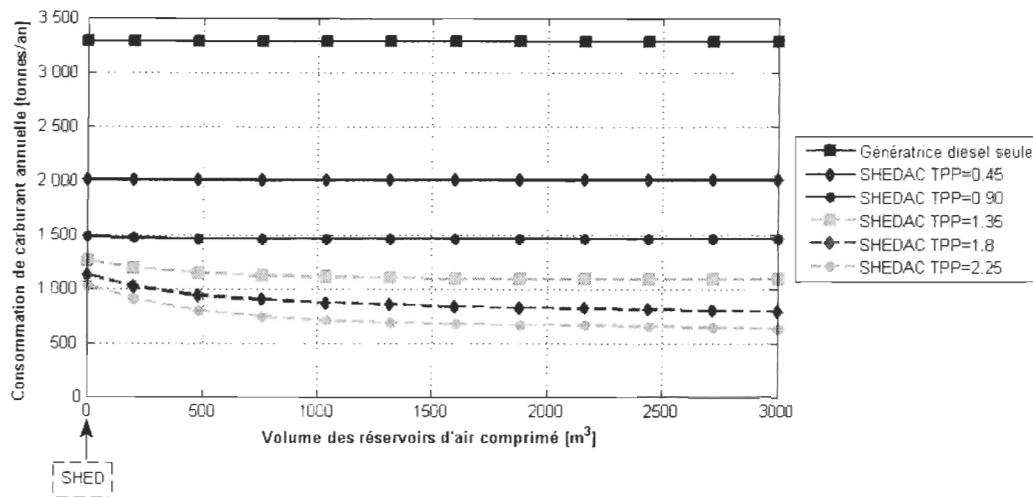


Figure 4-21 : Impact du TPP et du volume des réservoirs d'air sur la consommation d'un SHEDAC installé en site à fort potentiel éolien (7.5 m/s de moyenne annuelle)

Nous avons réalisé un essai comparatif des différentes stratégies de fonctionnement exposées plus haut. Les résultats sont présentés à la Figure 4-22. Le SHEDAC sur lequel cette comparaison a été réalisée a un TPP éolien de 1.8, un volume de stockage d'air comprimé de 2200 m³, et a été théoriquement installé sur un site à fort potentiel éolien.

On remarque que, si l'optimisation du rendement permet de réaliser une faible économie de carburant par rapport à une optimisation de la consommation instantanée, la méthode de contrôle n°3 permet une économie de carburant annuelle intéressante, de près de 40 tonnes annuelles, qui approchent les 5 %.

Même si cette économie de carburant peut paraître dérisoire par rapport aux économies réalisées par l'implantation d'éoliennes ou même de systèmes de stockage d'énergie, il faut garder à l'esprit que les économies réalisées en modifiant la stratégie de contrôle est "gratuite", puisqu'il s'agit juste d'une réutilisation différente des énergies mises en jeu au sein du système et non d'un ajout de matériel.

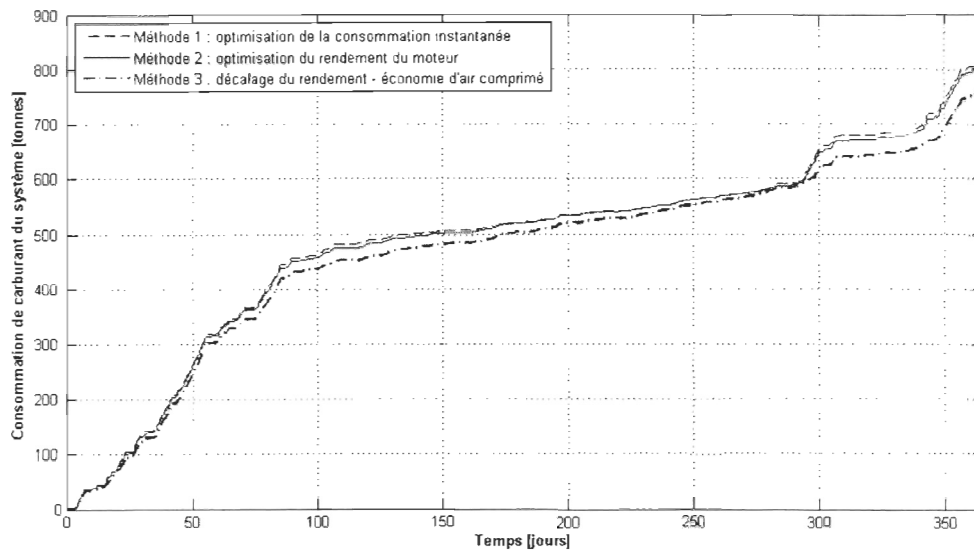


Figure 4-22 : Comparaison des méthodes de contrôle du moteur hybride diesel pneumatique

La Figure 4-23 présente le bilan des principales énergies produites et consommées au sein du système. La courbe bleue représente l'énergie cumulée consommée par la charge sur une année, qui est produite par les 3 sources également représentées ici : le moteur en fonctionnement diesel classique, le moteur en fonctionnement hybride diesel-pneumatique et le parc éolien.

On remarque, comme l'on s'y attendait à la suite des résultats précédents, que les éoliennes fournissent la majeure partie de la puissance consommée par la charge (61 %, Figure 4-24), alors que le moteur fournit les 40 %, divisés presque équitablement entre son fonctionnement hybride et son fonctionnement classique. Il faut néanmoins noter une différence énorme entre ces deux modes de fonctionnement, qui sont les deux seuls responsables de la consommation de carburant du site, c'est leur consommation de carburant spécifique annuelle moyenne.

En effet, avec une consommation de carburant spécifique moyenne 3 fois plus importante que celle du mode hybride, le mode de fonctionnement diesel se trouve responsable de près de 75 % de la consommation de carburant du système, pour contribuer à fournir quasiment la même quantité d'énergie.

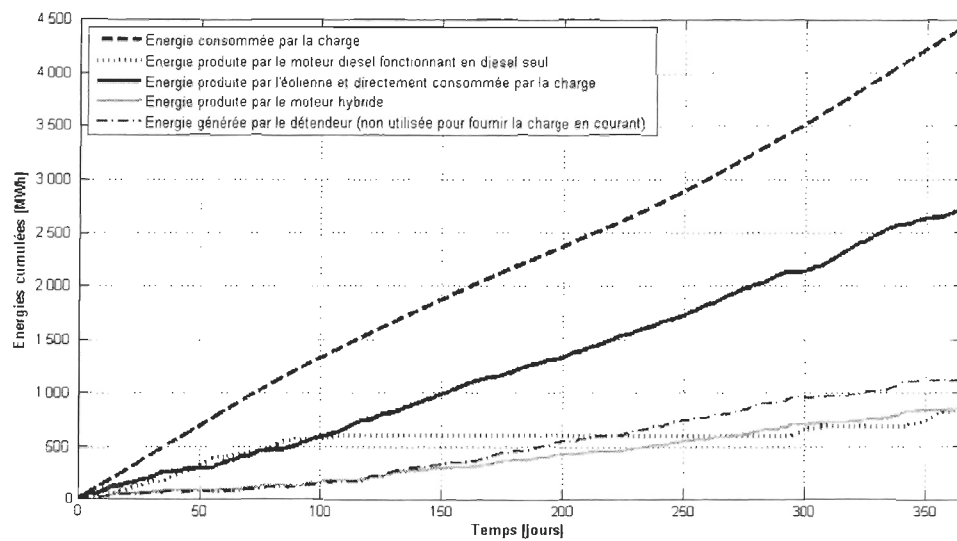


Figure 4-23 : Bilan énergétique cumulé d'un système SHEDAC ($V_{moy_vent} = 7.5$ m/s, $TPP = 1.8$, $V_{stock} = 2200$ m³) sur une année de fonctionnement

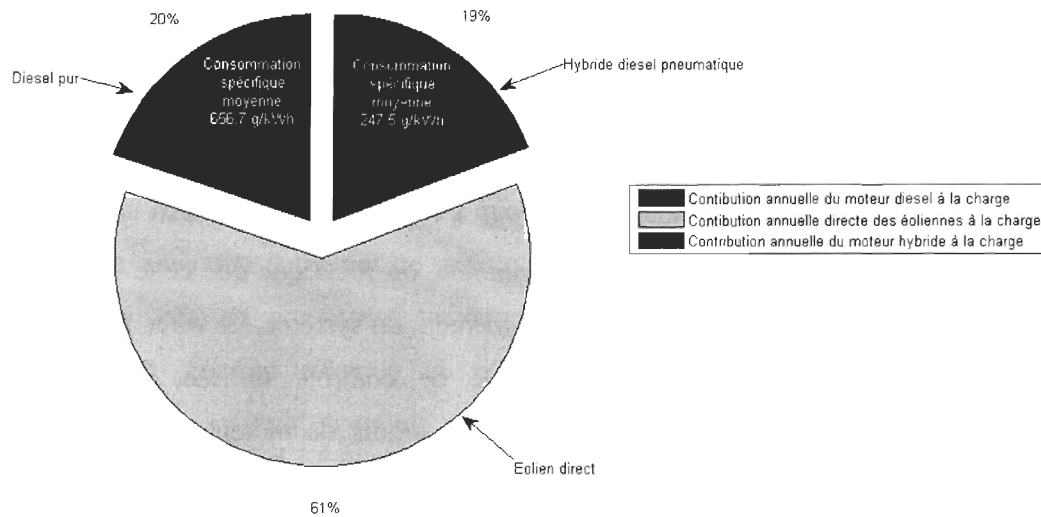


Figure 4-24 : Diagramme circulaire résumant la contribution de chaque source d'énergie aux besoins de la charge

Une autre chose intéressante à souligner sur la Figure 4-23 est que, pendant 6 mois (d'avril à septembre), le moteur diesel ne fournit strictement aucune puissance en mode conventionnel. En effet, durant cette période, le vent est fort (Figure 4-25) et les réservoirs d'air ne sont jamais vides, ce qui permet de subvenir aux besoins de la charge

principalement avec la puissance éolienne, et de compléter les éventuelles périodes creuses en fonctionnant en mode hybride, et donc à faible consommation.

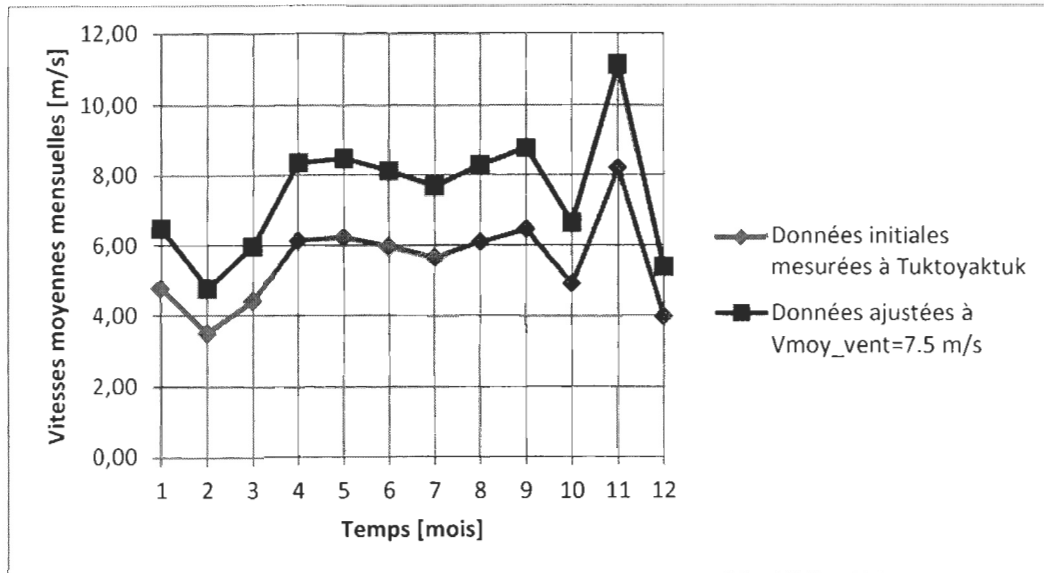


Figure 4-25 : Données de vent moyennes mensuelles sur le site de Tuktoyaktuk

Comme expliqué précédemment, dans le modèle, la quantité d'énergie résultante de la détente de l'air comprimé dans le détendeur a été comptabilisée, mais non utilisée pour subvenir aux besoins de la charge. Néanmoins, on remarque que cette énergie pourrait avoir un impact significatif sur le fonctionnement du système. En effet, à la Figure 4-23, on se rend compte qu'avec la méthode de contrôle utilisée, l'énergie produite intrinsèquement au sein du détendeur situé en amont du moteur est supérieure à celle produite par le moteur en mode diesel conventionnel, et donc supérieure à celle produite en mode hybride.

En effet, annuellement, l'énergie ainsi produite par le détendeur correspond à 25 % de l'énergie consommée par la charge, ce qui laisse présager de belles économies de carburant supplémentaires à mettre à l'actif du système CAES + TES.

4.4 CONCLUSION DU CHAPITRE

En conclusion de ce chapitre, on peut ajouter que le système CAES + TES a un impact fort sur les économies de carburant du système, impact qui peut être encore augmenté en

remplaçant le détendeur multiétagé par un moteur à air comprimé, capable de restituer une quantité d'énergie non anodine à partir de cette détente.

L'impact du TES seul (non-associé au CAES) est assez dur à évaluer. En effet, le TES contribue surtout au bon fonctionnement du système dans son ensemble, pour éviter les pertes de chaleur au sein du réservoir d'air, et le surdimensionnement de celui-ci si l'air n'était pas refroidi. Il permet d'économiser de l'air comprimé en le surchauffant à l'entrée du moteur et aussi d'augmenter l'énergie fournie par l'air comprimé au moteur durant le cycle thermodynamique.

Néanmoins, plusieurs choses restent à évaluer du point de vue de la modélisation et du contrôle du système pour pouvoir déterminer son efficacité réelle.

CHAPITRE 5

ÉTUDE D'IMPLANTATION D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR ET SYSTÈME TES AU SEIN D'UN SHEDAC

5.1 INTRODUCTION

Le but de ce chapitre est de présenter une étude d'intégration d'un échangeur de chaleur sur le site de Tuktoyaktuk (Canada), sur un système SHEDAC fonctionnant dans des conditions différentes de celles explicitées dans le chapitre 4. En effet, le SHEDAC sur lequel sera implanté notre TES, dans ce cas particulier, stocke l'air à une pression de 40 bars, et la technique d'hybridation pneumatique utilisée ici est dite "haute pression" (voir Figure 1-3 et paragraphe 2.4 pour plus d'informations). De plus, au lieu d'utiliser un compresseur multi-étagé, ce système (théorique) fait fonctionner le moteur thermique en compresseur pneumatique en commandant les soupapes d'admission et d'échappement, créant ainsi un compresseur mono-étagé.

Le travail exécuté auparavant a fait l'objet d'une thèse [1] qui s'est terminé en 2013, comprenant notamment un modèle Simulink faisant le bilan énergétique du système éolien-diesel. Cette version du modèle prend en compte les aspects de l'énergie éolienne, du diesel et du stockage d'air comprimé mais ne tient pas compte des transferts de chaleur au sein du système. En effet, dans cette étude, on suppose que le stockage d'air est parfaitement adiabatique, c'est-à-dire qu'il n'y a pas d'échange de chaleur entre les réservoirs d'air et le milieu extérieur qui peut atteindre des températures extrêmes.

De plus, étant donnée la taille du réservoir d'air comprimé dans cette étude [1] (près de $100\ 000\ \text{m}^3$), et donc la surface d'échange induite avec l'air extérieur, il est nécessaire de prendre en compte les échanges thermiques au niveau des réservoirs thermiques.

C'est pourquoi, dans cette étude, on se propose d'étudier un système de récupération de chaleur au niveau des réservoirs thermiques, et plus précisément un échangeur de chaleur capable de récupérer l'énergie thermique de l'air sortant du compresseur, afin de la

stocker dans un réservoir thermique, puis de la retransmettre à l'air comprimé avant de le réinjecter dans le moteur diesel.

Dans un premier temps, on balayera les différents types d'échangeurs possibles, en s'appuyant sur des rapports descriptifs [6, 29] afin de mettre en évidence les différentes solutions envisageables. Vient ensuite une présentation rapide des principes et équations nécessaires à la modélisation simple des échanges de chaleur en convection forcée.

On présentera ensuite le pré-dimensionnement de l'échangeur [9, 30] à insérer dans le modèle Simulink du système éolien-diesel-air comprimé et les particularités inhérentes au site de Tuktoyaktuk. On finira cette étude par la présentation d'un modèle d'échangeur co-courant simple et directement insérable dans le modèle du système éolien-diesel complet.

5.2 PRÉSENTATION DES DIFFERENTS MODELES D'ECHANGEUR

5.2.1 CRITERES DE CLASSIFICATION ET DE CHOIX D'UN ECHANGEUR

Pour commencer, il convient de définir les différents critères de classement technologique des échangeurs de chaleur, afin de pouvoir qualifier avec précision chaque système. Les critères les plus répandus sont [6, 29] :

- classement technologique : on différencie ainsi le type de surfaces d'échange utilisé par l'échangeur dans trois grandes familles
 - les échangeurs à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires
 - les échangeurs à plaques : à surface primaire ou secondaire (avec ailettes)
 - les autres types d'échangeurs: comme par exemple les caloducs
- classement suivant le mode de transfert de chaleur (conduction, convection ou rayonnement) : il est rare qu'un échangeur n'utilise qu'un seul type de transfert thermique. Le plus souvent, ils combinent convection et conduction.
- classement suivant le procédé de transfert de chaleur :
 - sans stockage : l'échangeur agit ainsi en simple récupérateur, avec plusieurs passages de fluide

- avec stockage (par l'intermédiaire d'une matrice tournante ou fixe emmagasinant de la chaleur) : l'échangeur agit alors en régénérateur et il n'y a qu'une seule passe de fluide
- classement fonctionnel :
 - les deux fluides sont monophasiques
 - un des fluides subit un changement de phase au cours de l'échange thermique : l'échangeur est alors appelé évaporateur ou condenseur
 - les deux fluides subissent un changement de phase, comme dans les évapocondenseurs
- classement suivant la compacité de l'échangeur : on dira qu'un échangeur est compact si le ratio de sa surface d'échange par son volume total est supérieur à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$
- classement suivant le matériau de la paroi d'échange :
 - les échangeurs à paroi métallique : acier, cuivre, aluminium...
 - les échangeurs à paroi non métallique : plastique, céramique...

La famille des échangeurs de chaleur est en effet très large, comme le montre le nombre de critères de classification énoncés ci-dessus. Un certain nombre de critères de choix peuvent s'appliquer en fonction des situations. Dans notre cas, celui de Tuktoyaktuk, les critères de choix les plus importants sont incontestablement les pressions et températures de service. En effet, la pression de l'air en sortie du moteur, utilisé en mode compresseur, peut atteindre 40 bars et sa température $600 \text{ }^\circ\text{C}$, pour un débit d'air maximal de 3 kg/s , ce qui correspond à des conditions de fonctionnement extrêmes.

À titre indicatif, pour se rendre compte des puissances qui devront être échangées au sein de l'échangeur, calculons le flux thermique que l'on doit extraire de l'air comprimé dans les conditions présentées ci-dessus. On rappelle l'expression du flux thermique porté par un fluide à une température T :

$$q = \dot{m}_{air} \times c_{p_air} \times T \quad (24)$$

Avec q , le flux thermique en W

\dot{m}_{air} , le débit d'air ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)

c_{p_air} , la chaleur spécifique de l'air à pression constante $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

T , la température du fluide (K)

Admettons que l'on souhaite stocker l'air comprimé à 40 °C, la puissance thermique à évacuer sera alors:

$$q = 3 \times 1007 \times (600 - 40) = 1.7 \text{ MW} \quad (25)$$

avec c_{p_air} évalué à la température moyenne du fluide d'après les tables de propriétés de l'air [9].

Ainsi, le défi de Tuktoyaktuk et des systèmes éolien-diesel est double, car l'échangeur devra à la fois supporter des pressions élevées (jusqu'à 40 bars) tout en dissipant des puissances thermiques de l'ordre du Mégawatt.

Parmi les autres critères de choix, on peut citer la compacité ou encore l'agressivité des fluides mis en jeu. Ces deux critères ont une importance relative dans notre cas. En effet, l'air n'est pas un gaz spécialement corrosif et du point de vue compacité, étant donnée la taille très importante du réservoir d'air comprimé à Tuktoyaktuk ($100\,000\text{m}^3$) la taille de l'échangeur n'aura que peu d'impact dans l'espace général occupé par le système.

5.2.2 LES ECHANGEURS TUBULAIRES

On distingue trois grandes familles d'échangeurs tubulaires:

- les échangeurs monotubes : dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir fermé
- les échangeurs à tubes coaxiaux : parmi lesquels vient se placer l'échangeur co-courant classique
- les échangeurs multitubulaires :
 - à tubes séparés

- à tubes rapprochés
- à tubes et calandre
- à tubes à ailettes

La Figure 5-1 [29] illustre bien les différents types d'échangeurs tubulaires.

Ces deux dernières catégories d'échangeurs multitubulaires seront étudiées plus en détails dans la suite du rapport.

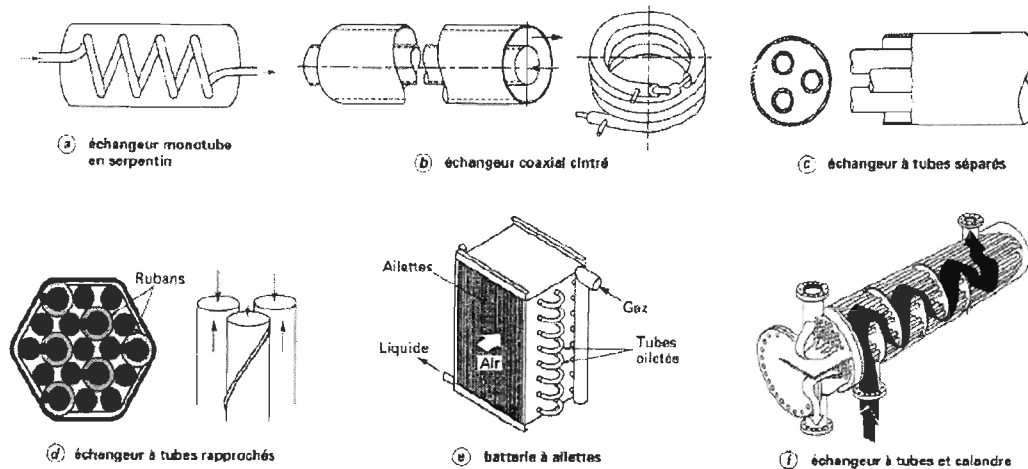


Figure 5-1 : Différents types d'échangeurs tubulaires

5.2.3 LES ECHANGEURS A TUBES AILETES

Les ailettes sont fréquemment utilisées dans tous types d'échangeurs thermiques, qu'ils sont à plaques ou à tubes. Elles servent à augmenter la surface d'échange et ainsi diminuer la longueur de tubes nécessaire pour réaliser l'échange de chaleur. Elles sont particulièrement efficaces quand un fluide est nettement moins calovecteur que l'autre [29].

On peut distinguer plusieurs types d'ailettes:

- les ailettes transversales, installées dans la direction perpendiculaire au flux :
 - les ailettes transversales continues, qui traversent plusieurs tubes de l'échangeur

- les ailettes transversales indépendantes, entourant un seul tube
- les ailettes annulaires ou spiralées
- les ailettes longitudinales, qui sont installées suivant la direction du flux, à l'intérieur ou bien à l'extérieur d'un tube

5.2.4 LES ECHANGEURS A TUBES ET CALANDRE

Les deux principaux critères d'un choix d'un échangeur à tubes et calandres sont la différence de température et l'encrassement des fluides [29]. Ce sont les échangeurs de chaleur les plus répandues dans l'industrie et leur design est encadré par les normes de la TEMA (Tabular Exchanger Manufacture Association) dont le tableau de désignation est disponible dans les références [6, 29].

Un échangeur à tubes et calandres fonctionne de la manière suivante. On fait de préférence circuler le fluide à haute pression (dans notre cas, l'air chaud) à l'intérieur du faisceau de tubes pour éviter d'avoir une trop forte épaisseur de calandre [29]. L'eau, quant à elle, circule dans la calandre autour du réseau de tubes. On peut également installer des déflecteurs d'entrée au niveau de la calandre pour protéger le faisceau de tubes si le produit ρv^2 de l'eau supérieur à $2250 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$. On utilise également des chicanes pour orienter l'écoulement d'eau dans la calandre, augmenter sa vitesse, et ainsi augmenter le coefficient d'échange global de l'échangeur. Néanmoins, les chicanes n'ont pas qu'un rôle thermique, elles permettent également de rigidifier le réseau de fluide, au même titre que les tirants et entretoises.

La Figure 5-2 décrit bien l'architecture d'un échangeur à tubes et à calandres [29].

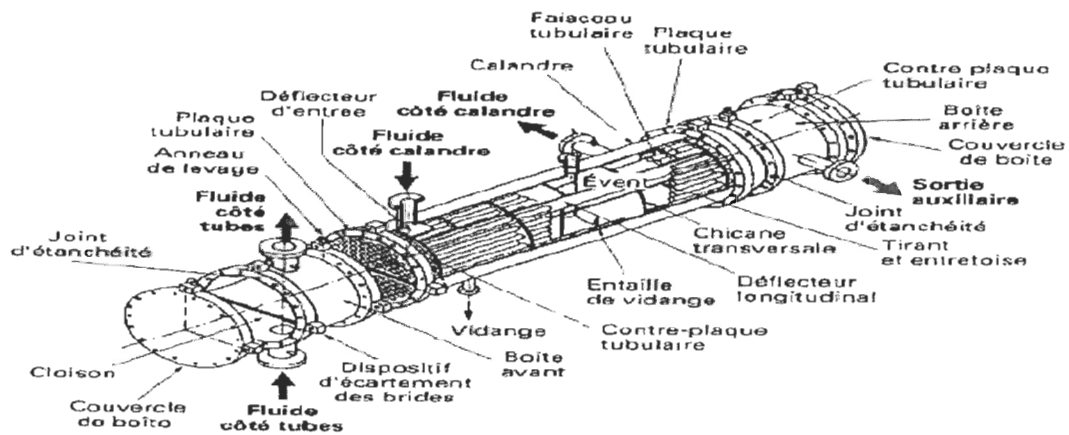


Figure 5-2 : Vue en coupe d'un échangeur à tubes et calandres

On distingue deux principaux arrangements de calandres : les calandres avec faisceaux tubulaires horizontaux et avec tubes en U (Figure 5-3) [6]. Dans le cas où l'échangeur est sujet à de forts gradients de température ($>50\text{ }^{\circ}\text{C}$, ce qui est bien notre cas), il peut y avoir de fortes dilatations différentielles au sein de la calandre. Pour limiter ces effets, plusieurs solutions existent [29] :

- éviter d'avoir les deux plaques tubulaires soudées à la calandre
- choisir des tubes en U

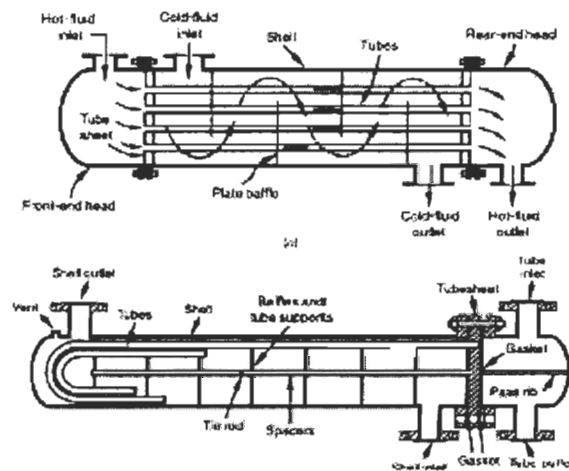


Figure 5-3 : Vue plane des deux configurations principales d'échangeurs à tubes et calandre

5.2.5 LES ECHANGEURS A PLAQUES

Au sein de la famille des échangeurs à plaque, on distingue deux sous-catégories:

- les échangeurs à surface primaire sont constitués de différents modèles de plaques, dont le motif peut être assez varié. On distingue les échangeurs à plaques et joints, des échangeurs à plaques brasées ou soudées, au sein de cette catégorie.
- les échangeurs à surface secondaire, qui sont formés de tôles ondulées superposées, créant ainsi des ailettes supplémentaires. Ces échangeurs possèdent une excellente compacité ($> 1500 \text{ m}^2/\text{m}^3$) et la surface dite secondaire (formée par les ailettes) peut constituer jusqu'à 90 % de la surface d'échange totale [29].

Dans un échangeur à surface primaire, les plaques ont un double rôle d'intensification du transfert de chaleur de tenue à la pression du système.

5.2.5.1 LES ECHANGEURS A SURFACE PRIMAIRE

On passe brièvement sur les échangeurs à plaques et à joints. Ce type d'échangeurs contient des plaques métalliques équipées de joints et serrées les unes contre les autres par l'intermédiaire de tirants et de flasques. À cause de ces joints d'étanchéité, leur utilisation est limitée tant en température (inférieure à $260 \text{ }^\circ\text{C}$) qu'en pression (généralement limitée à 10 bars) [6].

On peut ensuite distinguer plusieurs types d'échangeurs à plaques soudées ou brasées. Chacun possédant son procédé de fabrication et ses caractéristiques propres :

- l'échangeur platulaire : il consiste en un assemblage de tôles embouties, éventuellement soutenues par des turbulateurs ou des picots soudés. Il peut résister à des pressions de 30 à 40 bars et des températures jusqu'à $600 \text{ }^\circ\text{C}$.
- l'échangeur Compabloc (1) : un assemblage de plaques corruguées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et à joints. Sa plage de fonctionnement s'étend jusqu'à 40 bars en pression et $300 \text{ }^\circ\text{C}$ en température.

- l'échangeur Packinox (2) : c'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions, comportant une surface d'échange entre 1000 m² et 8000m², et un NUT (Nombre d'Unités de Transfert) jusqu'à 15. Il supporte des pressions de 50 bars et des températures de 600 °C.
- l'échangeur lamellaire (3) : c'est une variante de l'échangeur à tubes et calandres dans le sens où, au lieu qu'il y ait un faisceau de tubes à l'intérieur de la calandre, on y retrouve un faisceau de tubes aplaties ou de lamelles. Il supporte des pressions de 25 bars et des températures de 350 °C.
- l'échangeur à spirales (4) : il est composé de deux rubans de tôle enroulés et maintenus parallèles soudés sur les plaques. Il est généralement utilisé exclusivement pour des échanges thermiques comprenant des fluides. Sa plage de fonctionnement s'étend jusqu'à 25 bars en pression et 300 °C en température.
- l'échangeur brasé (5) : c'est une variante de l'échangeur à plaques et joints conventionnel, sauf qu'il ne comporte ni joints d'étanchéité, ni tirants de serrage. Cet échangeur étant fabriqué par brasage dans un four sous vide, sa taille est limitée. De plus, il est limité à 30 bars en pression, 225 °C en température et à des débits de liquide de 50 m²/h.

Tous ces échangeurs sont illustrés à la Figure 5-4 [29], et leurs limites de fonctionnement sont résumées dans le Tableau 5-1.

Tableau 5-1 : Tableau récapitulatif des caractéristiques des échangeurs à surface primaire

Nom de l'échangeur	Limite de pression	Limite en température	Commentaires
Échangeur platulaire	40 bars	600 °C	
Échangeur Compabloc	40 bars	300 °C	
Échangeur Packinox	50 bars	600 °C	Grandes surfaces d'échange, NUT élevé
Échangeur lamellaire	25 bars	350 °C	
Échangeur à spirales	25 bars	300 °C	Plutôt utilisé pour des fluides
Échangeur brasé	30 bars	225 °C	Petites dimensions, débit de fluide limité

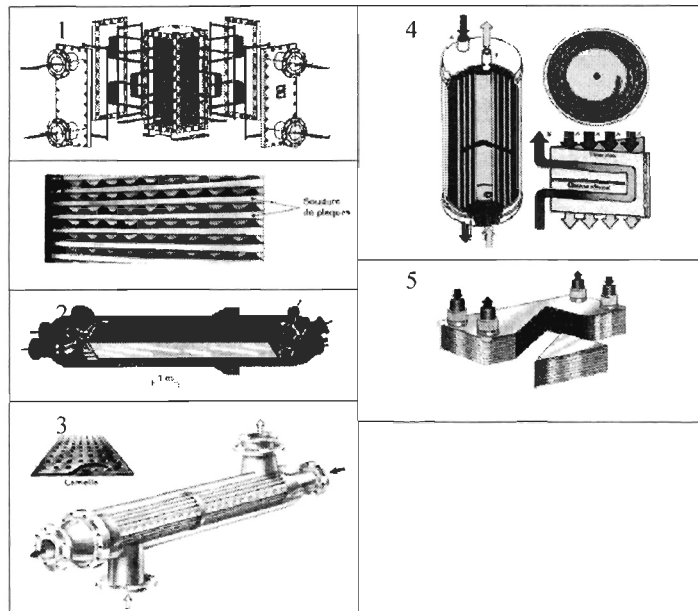


Figure 5-4 : Schéma des différents types d'échangeurs à surface primaire

5.2.5.2 LES ECHANGEURS A SURFACE SECONDAIRE

Les échangeurs à plaques à surface secondaire sont des échangeurs souvent faits exclusivement en acier inoxydable ou en aluminium. Entre deux plaques, ils comportent généralement des ailettes qui peuvent être soit serties, soit brasées. Ces échangeurs sont très compacts, et sont destinés principalement à des industries très exigeantes, comme l'aéronautique. Un gros point négatif à nommer pour notre application à un système éolien-diesel : les échangeurs en alliages d'aluminium sont à éviter, étant donnée leurs températures de fusion peu élevées. À titre d'indicatif, l'AlSi13, alliage très utilisé par les fondeurs, a une température de fusion de 573 °C.

Les échangeurs à plaques serties sont constitués exclusivement de tôles embouties parallèles entre lesquelles on insère des ailettes. Ils sont principalement utilisés pour récupérer de la chaleur de l'air [29].

Les échangeurs à plaques brasées (Figure 5-5) sont généralement fabriqués à partir de plaques d'aluminium brasées, étant données les difficultés rencontrées à souder l'aluminium. Les fluides circulent entre des tôles planes consécutives et fermées latéralement par des barres. Les ondes placées entre deux plaques planes peuvent

représentées jusqu'à 90 % de la surface d'échange totale de l'échangeur, pour des compacités s'étendant jusqu'à $1500 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Néanmoins, les températures de fonctionnement de ce type d'échangeurs doivent être comprises entre $-269 \text{ }^\circ\text{C}$ et $65 \text{ }^\circ\text{C}$, pour des pressions pouvant s'élever jusqu'à 75 bars [29]. Pour pouvoir travailler à des températures plus importantes, il faut utiliser des échangeurs en acier inoxydable.

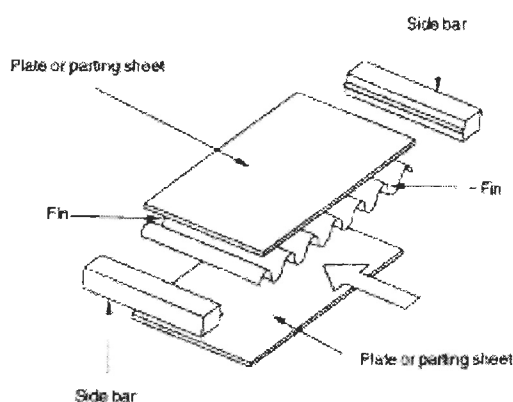


Figure 5-5 : Vue éclatée de principe d'un échangeur à surface secondaire

5.2.6 AUTRES TYPES D'ÉCHANGEURS MÉTALLIQUES

On distingue deux principaux types d'autres échangeurs métalliques : les échangeurs régénérateurs rotatifs et statiques et les échangeurs à caloducs.

Les échangeurs régénérateurs possèdent un fort risque de mélange de fluides lors des pannes. De plus, les applications principales des échangeurs rotatifs sont le réchauffage ou le préchauffage de gaz ou d'air dans des chaudières ou usines de désulfuration de gaz de combustion [6].

Les caloducs sont composés d'une enceinte étanche contenant des tubes remplis de liquide en équilibre avec sa vapeur (Figure 5-6). Ainsi, lors du passage du fluide froid dans le caloduc, la vapeur se condense et, soit par gravité soit par capillarité, le liquide se déplace vers la zone de passage du fluide chaud. Quand le fluide chaud s'écoule autour des tubes de liquide caloporteur, celui-ci se vaporise et, de la même manière, rejoint la zone de passage du fluide froid.

Ce procédé intensifie de manière importante les échanges thermiques grâce aux phénomènes de condensation et d'évaporation du fluide caloporteur. On distingue quatre catégories d'échangeurs à caloducs, en fonction de leur plage de température de fonctionnement :

- les échangeurs à basse température : de -20 °C à 60 °C
- les échangeurs à moyenne température : de 60 °C à 250 °C
- les échangeurs à haute température : de 250 °C à 400 °C
- les échangeurs à haute température : au-delà de 400 °C

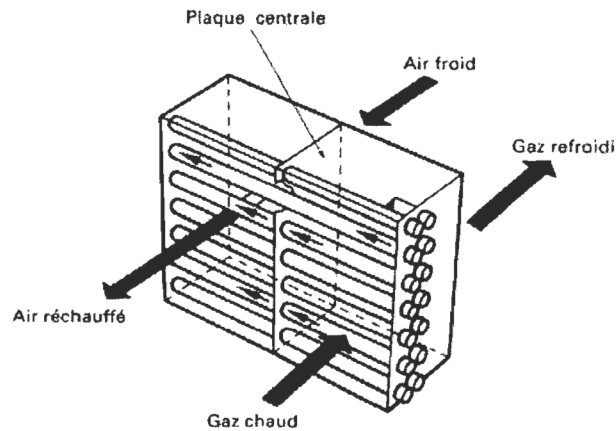


Figure 5-6 : Schéma de principe d'un caloduc

Malgré un flux thermique important, on ne peut pas utiliser de caloducs dans le cas d'un système SHEDAC. En effet, les plages de températures proposées ne permettent pas de couvrir la grande plage de température dont on a besoin au sein d'un SHEDAC (20 °C - 600 °C).

5.3 PRINCIPES DE CONVECTION FORCEE

Dans cette partie de l'étude, on se focalisera exclusivement sur les phénomènes de convection forcée ayant lieu dans des tubes. En effet, les régimes de convection forcée que nous rencontrerons plus tard auront lieu dans des échangeurs. Donc, l'étude de la couche limite et des transferts de chaleur sur une plaque infinie ne nous intéressent pas ici. Même si tous les échangeurs de chaleur ne sont pas tubulaires, on verra que l'on peut

adapter les résultats obtenues sur des échangeurs de ce type à tous les types d'échangeur, à l'aide d'un facteur de correction.

Néanmoins, nous évoquerons d'abord les concepts de base et les grandeurs importantes qui régissent la convection forcée à partir d'un écoulement horizontal sur une plaque infinie, afin de débiter par une mise en contexte simple.

5.3.1 CARACTERISTIQUES D'UN FLUX VISQUEUX

5.3.1.1 LA VISCOSITE DYNAMIQUE

Considérons un écoulement en régime établi, au-dessus d'une plaque infinie. On néglige les effets de bord induits par le bord de la plaque en amont en se plaçant à une distance importante de celui-ci. L'écoulement est défini par sa vitesse en dehors de la couche limite u_∞ et par la viscosité dynamique du fluide μ .

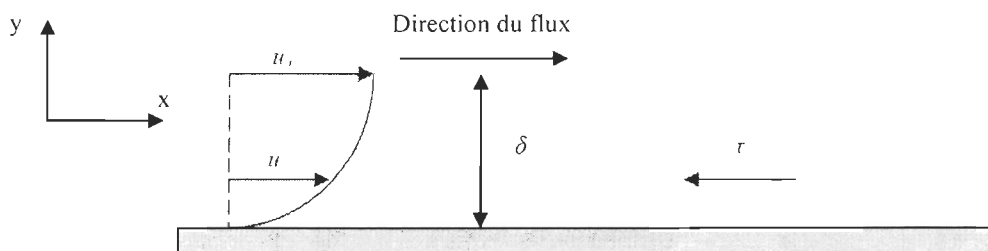


Figure 5-7 : Ecoulement d'un fluide visqueux sur une plaque infinie

Dans la couche limite d'épaisseur δ apparaissent des contraintes de cisaillement τ dues à la viscosité du fluide. Une hypothèse commune en mécanique des fluides est de supposer cette contrainte de cisaillement proportionnelle au gradient de vitesse dans la direction perpendiculaire au flux, soit l'axe y .

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (26)$$

Où τ est la contrainte de cisaillement dans la couche limite (Pa)

μ est la viscosité dynamique du fluide (Pa.s)

$\frac{\partial u}{\partial y}$ est le gradient de vitesse dans la direction perpendiculaire à l'écoulement (s^{-1})

5.3.1.2 LE NOMBRE DE REYNOLDS

Considérons cette fois-ci un écoulement de fluide dans un tube de diamètre « d ». De la même manière qu'auparavant, on se place à une bonne distance de l'entrée du tube, de telle sorte que le régime soit totalement établi. Le nombre de Reynolds est un critère qui permet de caractériser l'écoulement d'un fluide dans ou autour d'une géométrie donnée.

Dans le cas de notre tube (Figure 5-8), le nombre de Reynolds s'écrit de la forme:

$$Re_d = \frac{u_m \times d}{\nu} = \frac{\rho \times u_m \times d}{\mu} \quad (27)$$

Où Re_d est le nombre de Reynolds

u_m , est la vitesse moyenne dans une section du tube ($m.s^{-1}$)

d , est le diamètre du tube siège de l'écoulement (m)

$\nu = \mu/\rho$, est la viscosité cinématique du fluide ($m^2.s^{-1}$)

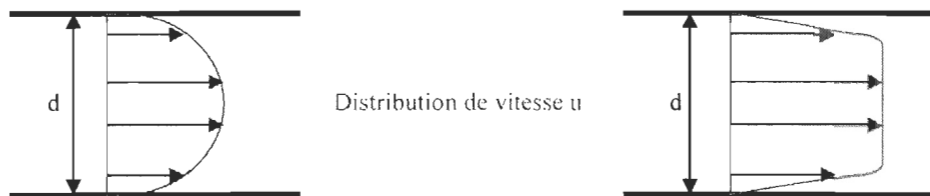


Figure 5-8 : Profil type de vitesse en fonction du régime d'écoulement
À gauche, un écoulement laminaire, à droite, un écoulement turbulent

La formule permettant de calculer le nombre de Reynolds (Re) reste la même quel que soit le régime d'écoulement du fluide, laminaire comme turbulent. Pour le cas des écoulements dans des tubes, des valeurs cibles de « Re » sont donnés dans la littérature qui permettent de supposer que le régime sera turbulent au-delà d'une certaine valeur. Mais le régime d'un écoulement ne dépend pas que du nombre de Reynolds, mais de beaucoup de paramètres difficilement quantifiables en pratique, comme la rugosité intérieure du tube. Les valeurs suivantes [9] peuvent être utilisées comme repères :

- $Re < 2000$: le régime dans le tube est laminaire

- $2000 < Re < 4000$: le régime dans le tube commence à changer de forme. Il est difficile de conclure avec certitude quant au régime d'écoulement. On s'accorde pour dire que ce régime est transitoire
- $Re > 4000$: le régime dans le tube est turbulent

On peut également noter plusieurs grandeurs physiques utiles pour la suite:

- le débit massique \dot{m} :

$$\dot{m} = \rho \times u_m \times A \quad (28)$$

- la vitesse massique G :

$$G = \rho \times u_m \quad (29)$$

5.3.1.3 LE THEOREME DE BERNOULLI

Le théorème de Bernoulli caractérise la conservation de l'énergie d'une particule fluide au long d'une même ligne de courant d'un écoulement non visqueux et incompressible ($\rho = \text{constante}$) d'un fluide. Avec ces hypothèses, le théorème de Bernoulli s'écrit :

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{1}{2} \frac{v^2}{g_c} = \text{cste} \quad (30)$$

Pour un fluide compressible, on peut généraliser le théorème de Bernoulli en tenant compte des changements d'énergie interne du système et des changements induits en termes de température [9]. Il s'écrit de la manière suivante, sauf qu'il s'exprime cette fois-ci sur un volume de contrôle délimité par deux sections 1 et 2:

$$i_1 + \frac{1}{2} v_1^2 + Q = i_2 + \frac{1}{2} v_2^2 + W_k \quad (31)$$

Où i est l'enthalpie $i = e + p \times V$

e est l'énergie interne du fluide dans le volume de contrôle (J/kg)

Q est le flux de chaleur par unité de masse capté par le volume de contrôle (J/kg)

W_k est le travail extérieur réalisé dans le processus par unité de masse (J/kg)

V est le volume massique du fluide

5.3.2 TRANSFERTS DE CHALEUR PAR CONVECTION DANS UN TUBE

5.3.2.1 CAS DE L'ÉCOULEMENT LAMINAIRE

On considère un écoulement laminaire établi dans un tube comme montré sur la Figure 5-8. Le tube est de rayon r_0 , sa température à l'intérieur T_W et la vitesse du fluide au centre du tube est u_0 . On suppose également que la pression est uniforme dans toute section perpendiculaire à l'écoulement [9]. On définit le volume de contrôle sur lequel on va appliquer les lois de conservation à la Figure 5-9.

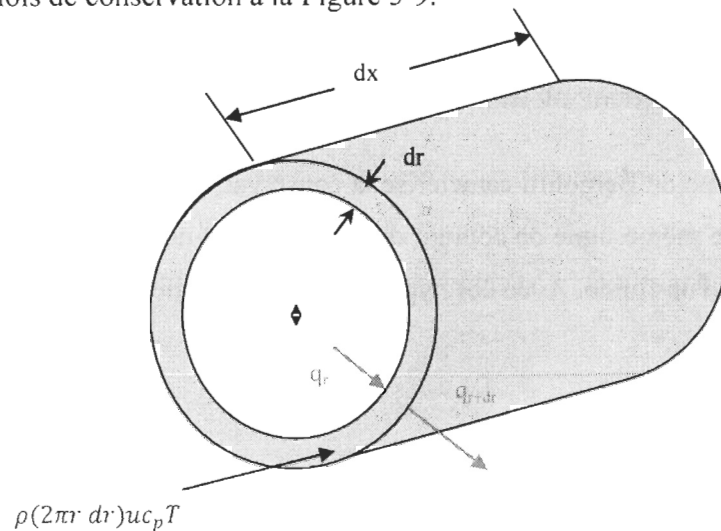


Figure 5-9 : Schéma du volume de contrôle tubulaire employé

Il nous faut tout d'abord trouver la répartition de vitesse dans le fluide avant d'écrire le bilan des flux de chaleur. Pour obtenir la répartition de vitesse, il faut considérer un élément de fluide cylindrique et y appliquer le bilan des forces. Ainsi, on obtient que les forces de viscosité compensent les forces exercées par les gradients de pression et finalement:

$$du = \frac{1}{4\mu} \frac{\partial p}{\partial x} r^2 + cste \quad (32)$$

La théorie de la couche limite nous donne la condition aux limites suivante, permettant de déterminer la constante.

$$u(r_0) = 0 \quad (33)$$

On obtient finalement l'expression de la répartition de vitesse dans le fluide :

$$u(r) = \frac{1}{4\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (r^2 - r_0^2) \quad (34)$$

On peut désormais établir le bilan énergétique pour notre volume de contrôle établi à la Figure 5-9 [9]. Pour simplifier les calculs, on suppose que le flux évacué à travers la paroi du tuyau est constant, c.-à-d. $dq_{\text{tuyau}}/dx = 0$.

$$\frac{1}{u \times r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \times \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (35)$$

On fait l'hypothèse que la température moyenne du fluide augmente linéairement avec x , ce qui donne $\partial T / \partial x = \text{const}$. On insère ensuite l'expression de la vitesse du fluide trouvée précédemment dans l'équation, puis en intégrant deux fois, on obtient:

$$T(r) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial x} u_0 \left(\frac{r^2}{4} + \frac{r^4}{16 \times r_0} \right) + C_1 \times \ln r + C_2 \quad (36)$$

Pour que l'expression de T soit physiquement envisageable, il faut que C_1 soit nul, car sinon la température tendrait vers $\pm\infty$ en $r = 0$, ce qui est impossible physiquement. On note T_c la température au centre du fluide (à $r = 0$) et il vient que:

$$T(r) - T_c = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial x} u_0 \left(\frac{r^2}{4} + \frac{r^4}{16 \times r_0} \right) \quad (37)$$

5.3.2.2 LA TEMPERATURE DE CORPS OU *BULK TEMPERATURE*

Dans le cas de l'écoulement laminaire d'un fluide dans un tube, on peut définir le flux local (par unité de surface) transféré par convection, noté q'' .

$$q'' = h \times (T_w - T_b) \quad (38)$$

Où h est le coefficient de convection thermique

T_w est la température intérieure du tube

T_b est la température de corps (ou *Bulk Temperature*)

T_b est également appelée la température moyenne énergétique (*energy-average fluid temperature*) et, de ce fait, est calculée de la manière suivante [9]:

$$T_b = \bar{T} = \frac{\int_0^{r_0} \rho \times 2\pi r \times u c_p T . dr}{\int_0^{r_0} \rho \times 2\pi r \times u c_p . dr} \quad (39)$$

Les raisons qui nous poussent à utiliser la température de corps sont multiples. La première est que dans le cas d'un écoulement dans un tube, on ne peut pas trouver, comme dans le cas de l'écoulement au-dessus d'une plaque, des conditions libres d'écoulement, avec une température et une vitesse caractéristiques. Même la température centrale n'est pas facilement exprimable en fonction des caractéristiques initiales du flux [9].

De plus, la température de corps est intéressante de par le fait qu'elle caractérise l'énergie moyenne contenue dans une zone de l'écoulement pour un « x » donné.

Avec l'expression de la répartition de température sur une section perpendiculaire à l'écoulement trouvée précédemment, on peut calculer T_b . On obtient:

$$T_b = T_c + \frac{7}{96} \frac{u_0 \times r_0^2}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (40)$$

La température intérieure en surface du tube est calculée en évaluant l'expression de $T(r)$ à $r = r_0$.

$$T_w = T_c + \frac{3}{16} \frac{u_0 \times r_0^2}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (41)$$

Le coefficient de convection thermique peut être trouvé en écrivant :

$$q = h \times A \times (T_w - T_b) = k \times A \times \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_0} \quad (42)$$

$$\text{D'où } h = \frac{k \times \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_0}}{(T_w - T_b)} \quad (43)$$

$$\text{Finalement, nous obtenons que } h = \frac{48}{11} \cdot \frac{k}{d_0}$$

Dans cette partie, on s'est attaché à déterminer de manière exacte le coefficient de convection thermique pour un écoulement laminaire dans un tube. On verra plus loin des lois empiriques qui permettent de simplifier ce type de problèmes.

On peut également exprimer ce résultat par le nombre de Nusselt (Nu):

$$Nu = \frac{h \times d_0}{k} = \frac{48}{11} \quad (44)$$

5.3.2.3 CAS DE L'ÉCOULEMENT TURBULENT

Considérons un écoulement turbulent dans un tube comme on peut le voir à la Figure 5-8. Le profil de vitesse en régime turbulent est assez particulier : dans la sous-couche laminaire, il varie linéairement avec le rayon, alors que dans la partie turbulente de l'écoulement, il est presque constant.

Pour prendre en compte le caractère turbulent du régime, on insère dans les expressions du flux de chaleur et de la contrainte de cisaillement la diffusivité et la viscosité turbulentes, que l'on note respectivement ε_H et ε_M [9].

Les expressions du flux et de la contrainte deviennent alors :

$$\frac{q}{\rho \times c_p \times A} = -(\alpha + \varepsilon_H) \frac{dT}{dy} \quad (45)$$

$$\frac{\tau}{\rho} = (\nu + \varepsilon_M) \frac{du}{dy} \quad (46)$$

En supposant que le flux et la quantité de mouvement se diffusent à la même vitesse, et que le ratio du flux par unité de surface par la contrainte de cisaillement est constant [9], on obtient :

$$q_w = \frac{A_w \tau_w c_p}{u_m} (T_w - T_h) \quad (47)$$

En appliquant le bilan des forces à un élément cylindrique de fluide, on peut trouver l'expression de τ_w en fonction du gradient de pression dans le fluide, le gradient de pression Δp s'exprimant lui-même en fonction du coefficient de friction f de la manière suivante :

$$\Delta p = f \frac{L}{d} \rho \frac{u_m^2}{2} \quad (48)$$

$$\text{Et } \tau_w = \frac{f}{8} \rho u_m^2 \quad (49)$$

On obtient ensuite le nombre de Stanton [9] :

$$St = \frac{h}{\rho \times c_p \times u_m} = \frac{Nu_d}{Re_d Pr} = \frac{f}{8} \quad (50)$$

Nous revenons sur le nombre de Nusselt (Nu ou Nu_d dans le cas des écoulements dans des tubes). Le nombre de Nusselt relie le coefficient de transfert thermique convectif d'un fluide « h » à sa conductivité thermique « k ». En effet :

$$Nu_d = \frac{h \times d}{k} \quad (51)$$

Le nombre de Prandtl (noté Pr) s'écrit:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (52)$$

et il est caractéristique des vitesses de diffusion du flux de chaleur et de la quantité de mouvement au sein du fluide.

Le but de la prochaine section est de présenter la plupart des relations empiriques dans le domaine des transferts de chaleur et de les trier, en mettant en évidence leurs conditions d'utilisation, leur précision et la manière dont on doit les utiliser (comme l'endroit d'évaluation des grandeurs physiques).

5.3.3 LOIS EMPIRIQUES REGISSANT LES TRANSFERTS DE CHALEUR CONVECTIFS EN REGIME D'ÉCOULEMENT FORCÉ

Afin de faciliter l'utilisation des lois empiriques et de mettre en évidence leurs hypothèses et principes de calcul, on se propose de présenter toutes les lois empiriques employées dans *Heat Transfer* [9] dans un même tableau. Toutes ces lois ont pour but la détermination de « h », le coefficient de convection thermique, par l'intermédiaire du nombre de Nusselt. Considérons un écoulement de fluide dans un tube comme décrit dans la Figure 5-10.

5.3.3.1 PRÉSENTATION DU PROBLÈME

En supposant c_p relativement constant sur toute la longueur du tube, on peut en déduire une expression du flux thermique à travers le tube:

$$q = \dot{m} \times c_p \times (T_{b2} - T_{b1}) \quad (53)$$

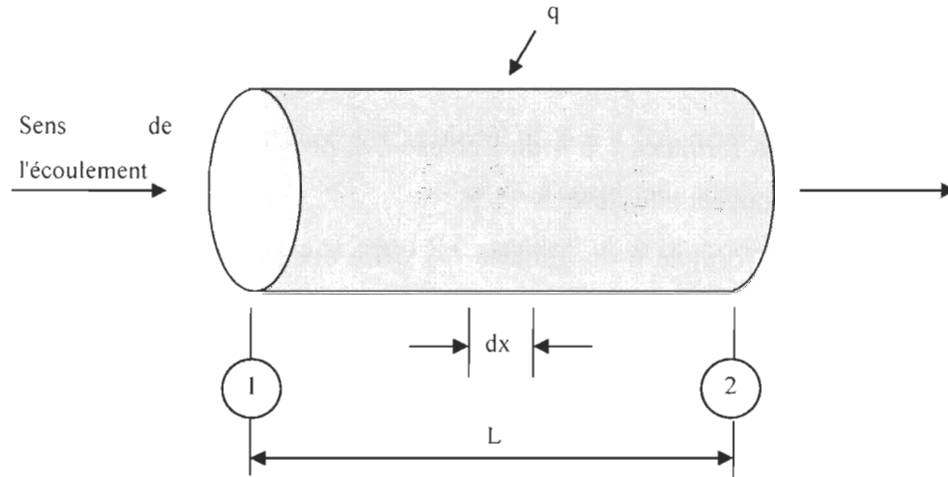


Figure 5-10 : Schéma du tube considéré

De la même manière, sur une petite portion de tube « dx », le flux ajouté s'écrit :

$$dq = \dot{m} \times c_p \times dT_b = h(2\pi r)dx(T_w - T_b) \quad (54)$$

Où T_b est la température de corps du fluide

T_w est la température intérieure du tube en surface

Ainsi, on peut exprimer le flux thermique ajouté au fluide par convection de la manière suivante:

$$q = h \times A \times (T_w - T_b)_{moy} \quad (55)$$

Où $(T_w - T_b)_{moy}$ est la différence de température moyenne entre le fluide et le tube

5.3.3.2 TABLEAU RECAPITULATIF DES LOIS EMPIRIQUES SERVANT AU CALCUL DE H

Les lois empiriques utilisées le plus fréquemment pour déterminer les coefficients de convection propres à tous types d'écoulement sont présentées, avec leurs conditions d'utilisation, dans le Tableau 5-2.

On peut également noter que, plutôt que d'utiliser une de ces lois, on peut réaliser son propre modèle, qui revient à déterminer les coefficients C , n et m dans l'équation suivante [9], en utilisant une méthode de régression linéaire sur une échelle logarithmique :

$$Nu_d = C \times Re_d^m \times Pr^n \quad (56)$$

On peut effectuer plusieurs remarques quant à la précision de ces lois:

- les formules 1 à 4 du Tableau 5-2 peuvent générer des erreurs de calcul pouvant aller jusqu'à 25 %
- la formule 6 du Tableau 5-2 offre une meilleure précision (6 % d'erreur maximale) pour les conditions d'utilisation stipulées. On peut même étendre son domaine d'application à des plus grands nombres de Prandtl (jusqu'à $Pr = 2000$) tout en sachant que cela a pour effet d'augmenter légèrement les erreurs d'évaluation

Dans le cas du dimensionnement des échangeurs de chaleur, on utilisera, sauf cas particulier, les lois 6 et 7 du Tableau 5-2, pour déterminer le coefficient de convection thermique.

Tableau 5-2 : Récapitulatif des lois empiriques pour la convection forcée

N°	Hypothèses	Loi	Indications d'évaluation des propriétés
1	<ul style="list-style-type: none"> • Régime turbulent établi dans un tube hydrauliquement lisse • $0.6 < Pr < 100$ • différences de température entre le tube et le fluide peu élevées 	$Nu_d = 0.023 Re_d^{0.8} Pr^n$ <p style="text-align: center;">Avec</p> $n = \begin{cases} 0.4 & \text{si le fluide est chauffé} \\ 0.3 & \text{si le fluide est refroidi} \end{cases}$	Toutes les propriétés des fluides sont évaluées ici à la température moyenne du fluide
2	<ul style="list-style-type: none"> • Régime turbulent établi dans un tube hydrauliquement lisse • $0.5 < Pr < 1.5$ • $10^4 < Re < 5 \times 10^6$ 	$Nu_d = 0.0214 \times (Re^{0.8} - 100) \times Pr^{0.4}$	Toutes les propriétés des fluides sont évaluées ici à la température moyenne du fluide
3	<ul style="list-style-type: none"> • Régime turbulent établi dans un tube hydrauliquement lisse • $1.5 < Pr < 500$ • $3000 < Re < 10^6$ 	$Nu_d = 0.012 \times (Re^{0.87} - 280) \times Pr^{0.4}$	Toutes les propriétés des fluides sont évaluées ici à la température moyenne du fluide
4	<ul style="list-style-type: none"> • Régime turbulent établi dans un tube hydrauliquement lisse • Différence de températures importantes entre le fluide et la paroi (qui impliquerait un changement significatif des propriétés des fluides) 	$Nu_d = 0.027 \times Re_d^{0.8} \times Pr^{1/3} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	Toutes les propriétés des fluides sont évaluées ici à la température moyenne du fluide, excepté μ_w , qui est évalué à T_w
5	<ul style="list-style-type: none"> • Régime turbulent non établi, applicable aux entrées de tube • $10 < \frac{L}{d} < 400$ 	$Nu_d = 0.036 \times Re_d^{0.8} \times Pr^{1/3} \times \left(\frac{d}{L} \right)^{0.055}$	Toutes les propriétés des fluides sont évaluées ici à la température moyenne du fluide

6	<ul style="list-style-type: none"> • Régime turbulent établi dans un tube hydrauliquement lisse • $0.5 < Pr < 200$ • $10^4 < Re_d < 5.10^6$ • $0.8 < \frac{\mu_b}{\mu_w} < 40$ 	$Nu_d = \frac{f/8 \times Re_d \times Pr}{1.07 + 12.7 \times (f/8)^{1/2} \times (Pr^{2/3} - 1)} \times \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^n$ <p style="text-align: center;">Avec</p> $n = \begin{cases} 0.11 & \text{si } T_w > T_b \\ 0.25 & \text{si } T_w < T_b \\ 0 & \text{pour des gaz (ou pour un flux de chaleur constant)} \end{cases}$ $f = [1.82 \times \log_{10}(Re_d) - 1.64]^{-2}$	<p>Toutes les propriétés des fluides sont évaluées ici à $T_f = \frac{T_w + T_b}{2}$, excepté μ_w et μ_b qui sont évalués à T_w et T_b</p>
7	<ul style="list-style-type: none"> • Régime laminaire établi dans un tube hydrauliquement lisse • Température du tube constante 	$Nu_d = 3.66 + \frac{0.0668 \times d/L \times Re_d \times Pr}{1 + 0.04 \times [d/L \times Re_d \times Pr]^{2/3}}$	<p>Toutes les propriétés des fluides sont évaluées ici à la température moyenne du fluide</p>
8	<ul style="list-style-type: none"> • Régime laminaire établi dans un tube hydrauliquement lisse • $Re_d Pr \frac{d}{L} > 10$ • Ne peut être utilisée pour des tubes extrêmement longs, car ceci conduirait à un nombre de Nusselt, et donc un coefficient de convection nuls 	$Nu_d = 1.86 \times (Re_d Pr)^{1/3} \times \left(\frac{d}{L} \right)^{1/3} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	<p>Toutes les propriétés des fluides sont évaluées ici à la température moyenne du fluide, excepté μ_w, qui est évalué à T_w</p>
9	<ul style="list-style-type: none"> • Régime laminaire non établi dans un tube hydrauliquement lisse, applicable à l'entrée d'un tube • Gz est le Graetz number 	$Gz = Re_d Pr \frac{d}{x}$ <p>Il existe des abaques liant le nombre de Nusselt à l'inverse du nombre de Graetz</p>	<p>Toutes les propriétés des fluides sont évaluées ici à la température moyenne du fluide</p>

10	<ul style="list-style-type: none"> • Régime turbulent établi dans un tube hydrauliquement rugueux • Basé sur l'analogie de Reynolds entre la friction dans le fluide et les transferts de chaleur 	$St_b Pr_f^{2/3} = \frac{f}{8}$ <p>Et f est défini tel que</p> $\Delta p = f \frac{L}{d} \rho \frac{u_m^2}{2g_c}$	<p>St est évalué ici à la température moyenne du fluide, Pr et f sont évalués à $T_f = \frac{T_w + T_b}{2}$</p>
----	---	---	--

5.4 DIMENSIONNEMENT THERMIQUE D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR

Dans cette section, on va présenter les deux méthodes de dimensionnement thermique d'un échangeur réalisables de manière analytique :

- la méthode du NUT ou Nombre d'Unités de Transfert qui permet de trouver la surface d'échange nécessaire en liant l'efficacité de l'échangeur au NUT (qui s'exprime lui-même en fonction de la surface d'échange et du coefficient d'échange global).
- la méthode du DTML ou Différence de Température Moyenne Logarithmique qui permet également de trouver la surface d'échange minimale de l'échangeur, mais de manière beaucoup plus simple. Elle nécessite néanmoins de connaître les températures d'entrée et de sortie des fluides froid et chaud, ce qui est rarement le cas.

5.4.1 THEORIE ET METHODES DE DIMENSIONNEMENT

5.4.1.1 COEFFICIENT D'ECHANGE GLOBAL POUR UN ECHANGEUR

Considérons l'échangeur à tubes décrit à la Figure 5-11. On ne considérera, pour simplifier le problème, que des échangeurs à tube, et on utilisera un facteur de correction en fonction du type d'échangeur si nécessaire. Les indices « *i* » et « *o* » employés ici se réfèrent respectivement à l'intérieur et à l'extérieur du plus petit tube de l'échangeur.

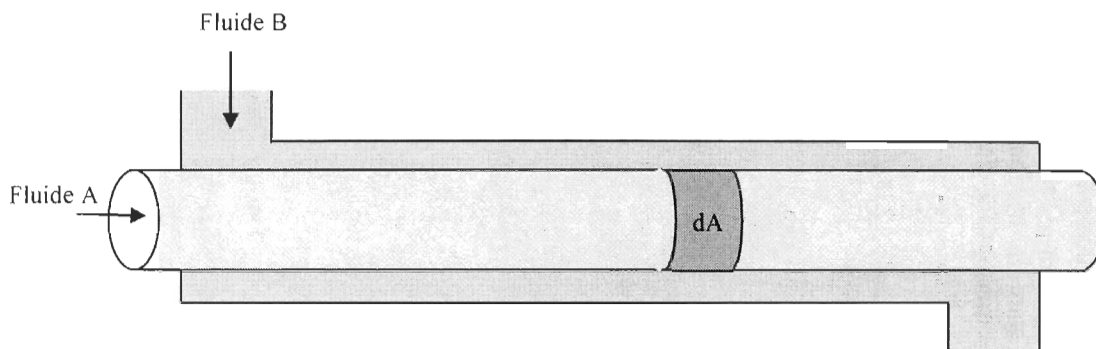


Figure 5-11 : Schéma d'un échange à tubes co-courant

Comme expliqué plus haut, le coefficient de transfert de chaleur global peut s'écrire :

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{A_i}{A_o} \frac{1}{h_o}} \quad (57)$$

Il est défini de telle manière que :

$$q = U_i A_i \Delta T_{\text{systeme}} \quad (58)$$

Pour trouver les valeurs de h_i et h_o , on utilise les relations empiriques de la convection forcée définies précédemment.

On peut également présenter le facteur d'usure de l'échangeur R_f défini de la manière suivante :

$$R_f = \frac{1}{U_{\text{actuel}}} - \frac{1}{U_{\text{initial}}} \quad (59)$$

5.4.1.2 LA METHODE DTML (DIFFERENCE DE TEMPERATURE LOGARITHMIQUE MOYENNE)

On considère l'échangeur à tubes de la Figure 5-11. Le flux échangé entre les deux fluides dans l'échangeur est :

$$q = U \times A \times \Delta T_m \quad (60)$$

Avec ΔT_m la différence de température moyenne à travers l'échangeur.

Pour trouver l'expression de ΔT_m , il nous faut considérer les échangeurs de chaleur sur une petite partie de l'échangeur dA . Le flux à travers dA peut s'exprimer de trois manières différentes :

- la variation d'enthalpie dans chacun des deux fluides

$$dq = -\dot{m}_{ch} \times c_{p_ch} \times dT_{ch} = \dot{m}_{fr} \times c_{p_fr} \times dT_{fr} \quad (61)$$

- la chaleur transmise d'un fluide à l'autre à travers l'interface dA

$$dq = U \times dA \times (T_{ch} - T_{fr}) \quad (62)$$

En combinant ces trois équations, on obtient, en intégrant sur toute la surface de l'échangeur [9] :

$$\ln \left(\frac{T_{ch,s} - T_{fr,s}}{T_{ch,e} - T_{fr,e}} \right) = -U \times A \times \left(\frac{1}{\dot{m}_{ch} \times c_{ch}} + \frac{1}{\dot{m}_{fr} \times c_{fr}} \right) \quad (63)$$

Puis, en réutilisant les équations de variation d'enthalpie des deux fluides au sein de l'échangeur :

$$q = U \times A \times \frac{(T_{ch,s} - T_{fr,e}) - (T_{ch,e} - T_{fr,s})}{\ln \left[\frac{(T_{ch,s} - T_{fr,s})}{(T_{ch,e} - T_{fr,e})} \right]} \quad (64)$$

En identifiant avec l'expression du flux de chaleur établie plus haut, on obtient :

$$\Delta T_m = DTLM = \frac{(T_{ch,s} - T_{fr,e}) - (T_{ch,e} - T_{fr,s})}{\ln \left[\frac{(T_{ch,s} - T_{fr,s})}{(T_{ch,e} - T_{fr,e})} \right]} \quad (65)$$

Cette méthode, bien que simple, nécessite de fortes hypothèses pour pouvoir être employée :

- les capacités calorifiques des fluides doivent varier peu avec la température
 - les coefficients de convection thermiques doivent être constants tout au long de l'échangeur

De plus, on doit connaître $T_{ch,e}$, $T_{ch,s}$, $T_{fr,e}$, $T_{fr,s}$ pour pouvoir l'employer, ce qui est rarement le cas.

Remarques:

- l'expression de DTLM décrite ci-dessus est valable dans le cas d'un échangeur co-courant. Dans le cas d'un échangeur contre-courant, il suffit juste d'invertir $T_{fr,s}$ et $T_{fr,e}$ dans l'expression de DTLM.
- si l'échangeur étudié n'est pas un échangeur à tubes classique, il suffit d'introduire dans l'expression du **flux de chaleur échangé dans un échangeur à contre-courant** un facteur de correction F , de la manière suivante :

$$q = U \times A \times F \times \Delta T_m \quad (66)$$

Il existe des abaques pour déterminer la valeur de F à utiliser en fonction du type d'échangeur et du rapport des différences de températures au sein des fluides [9].

5.4.1.3 LA METHODE DU NOMBRE D'UNITES DE TRANSFERT (NUT)

La méthode du nombre d'unités de transfert consiste à exprimer l'efficacité de l'échangeur de manière simple avec les variations d'enthalpie des fluides de l'échangeur. L'efficacité d'un échangeur est le rapport entre le flux de chaleur réellement échangé et le flux de chaleur maximum échangeable.

Dans le cas d'un échangeur à tube co-courant comme celui exposé sur la Figure 5-11, le flux de transfert échangé est :

$$q = -\dot{m}_{ch} \times c_{ch} \times (T_{ch,s} - T_{ch,e}) = \dot{m}_{fr} \times c_{fr} \times (T_{fr,s} - T_{fr,e}) \quad (67)$$

Le flux de transfert maximum échangeable a lieu quand un des deux fluides subit un changement de température égal à la plus grande différence de température ΔT_{max} entre les deux fluides au sein de l'échangeur [9]. De manière évidente, il vient que :

$$\Delta T_{max} = T_{ch,e} - T_{fr,e} \quad (68)$$

Reste à déterminer quel fluide peut subir ce changement de température. Supposons que le fluide qui a le plus grand produit $\dot{m} \times c_p$ subisse ce changement de température. Pour que les changements d'enthalpie des deux fluides soient égaux, cela signifierait que le fluide de plus petit devrait subir un ΔT encore plus grand, ce qui n'est pas possible physiquement. Ainsi, le flux de chaleur maximal échangeable dans un échangeur thermique est :

$$q = (\dot{m} \times c_p)_{\min} \times (T_{ch,e} - T_{fr,e}) \quad (69)$$

Néanmoins, le fluide de plus petit $\dot{m} \times c_p$ peut être le fluide froid, comme le fluide chaud, dépendamment des débits et des capacités calorifiques des fluides. Ainsi, l'efficacité d'un échangeur s'écrira :

- Si le fluide chaud a le plus petit $\dot{m} \times c_p$:

$$\varepsilon_{ch} = \frac{T_{ch,e} - T_{ch,s}}{T_{ch,e} - T_{fr,e}} \quad (70)$$

- Si le fluide froid a le plus petit $\dot{m} \times c_p$:

$$\varepsilon_{fr} = \frac{T_{fr,s} - T_{fr,e}}{T_{ch,e} - T_{fr,e}} \quad (71)$$

Remarque : dans le cas d'un échangeur contre-courant, ces expressions peuvent être obtenues en remplaçant $T_{fr,s}$ par $T_{fr,e}$ et inversement.

En réutilisant l'équation (63), il vient que :

$$\frac{T_{ch,s} - T_{fr,s}}{T_{ch,e} - T_{fr,e}} = \exp \left[\frac{-UA}{\dot{m}_{fr} c_{p_{fr}}} \left(1 + \frac{\dot{m}_{fr} c_{p_{fr}}}{\dot{m}_{ch} c_{p_{ch}}} \right) \right] \quad (72)$$

En supposant que le fluide froid est le fluide de $\dot{m} \times c_p$ minimum, et en combinant l'équation (71) et (72), on obtient une expression de l'efficacité dépendant uniquement de U , A , des capacités calorifiques massiques et des débits massiques (et donc indépendante des températures des fluides) :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[\left(-\frac{UA}{\dot{m}_{fr}c_{p_{fr}}}\right) \times \left(1 + \frac{\dot{m}_{fr}c_{p_{fr}}}{\dot{m}_{ch}c_{p_{ch}}}\right)\right]}{1 + \frac{\dot{m}_{fr}c_{p_{fr}}}{\dot{m}_{ch}c_{p_{ch}}}} \quad (73)$$

L'expression de l'efficacité si le fluide chaud a le plus petit $\dot{m} \times c_p$ s'obtient en remplaçant les indices *fr* par *ch* dans l'expression ci-dessus, ce qui nous permet de conclure quant au résultat suivant :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[\left(-\frac{UA}{C_{\min}}\right) \times \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right]}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \quad (74)$$

Avec $C = \dot{m} \times c_p$ la capacité calorifique en W/K

Pour un échangeur à contre-courant, l'efficacité se trouve suivant le même raisonnement:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[\left(-\frac{UA}{C_{\min}}\right) \times \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right]}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \times \exp\left[\left(-\frac{UA}{C_{\min}}\right) \times \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right]} \quad (75)$$

La quantité $\frac{UA}{C_{\min}}$ est appelée le *NUT* (Nombre d'Unités de Transfert) étant donné qu'il est représentatif de l'échangeur [9]. Plutôt que d'utiliser l'expression de l'efficacité présentée plus haut, on peut utiliser, pour plus de convenance, des abaques liant *NUT* à ε , existant pour tout type d'échangeur.

5.4.2 PRE-DIMENSIONNEMENT D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR POUR LE SITE DE TUKTOYAKTUK

Cette partie couvre et résume les étapes de pré-dimensionnement de l'échangeur de chaleur à installer sur le site de Tuktoyaktuk pour récupérer l'énergie portée par l'air comprimé chaud sortant du compresseur. L'objectif de cette étude est multiple. Dans un premier temps, il faut déterminer le débit d'eau à utiliser pour refroidir l'air. Étant donné

les débits d'air importants mis en jeu, on devra convenir de dimensions de tubes pour que le régime d'écoulement respecte les conditions d'utilisation des lois empiriques régissant les phénomènes de convection forcée. L'autre objectif de cette étude est central, il s'agit de déterminer la surface d'échange nécessaire pour échanger un flux de chaleur maximal de 1.7 MW.

On spécifie tout d'abord les hypothèses avec lesquelles nous allons travailler :

- l'air est considéré comme fluide chaud
- on choisit l'eau comme fluide froid
- on travaille en régime établi et les phénomènes de convection seront gérés avec les lois empiriques cités plus loin
- l'échangeur est adiabatique, c'est à dire qu'il n'y pas d'échanges de chaleur entre le tuyau extérieur contenant l'eau et le milieu environnant
- l'étude est faite pour un échangeur co-courant, mais est facilement adaptable à d'autres types d'échangeurs
- on néglige les pertes de charge au sein de l'échangeur pour l'instant

On réalise l'étude dans les conditions les plus exigeantes, c'est-à-dire dans lesquelles le flux à dissiper sera le plus grand. Ainsi, les données dont nous disposons sont les suivantes, calculées à l'aide du modèle MATLAB/Simulink du système éolien-diesel, sont :

- $\theta_{air,e} = 600 \text{ °C}$ d'après les simulations menées sur Simulink
 - $\theta_{eau,e} = 20 \text{ °C}$ (on suppose que le circuit d'eau est muni d'un système de récupération/dissipation d'énergie de telle sorte que la température d'eau en entrée de l'échangeur soit constante et égale à 20 °C
 - On veut stocker l'air à une température voisine de 40 °C, en supposant que cette température est atteignable compte tenu du débit d'eau appliqué
 - Le débit m'_{air} d'air maximal est estimé à 3 kg/s après les données recueillies

- La pression de l'air est également à prendre en compte. En effet, la masse volumique de l'air dépend grandement de sa température et de sa pression. On fixe ici la pression à 40 bars.
- la plupart des grandeurs seront calculées à la température moyenne de la chaque fluide, sauf si l'on stipule le contraire

5.4.2.1 DETERMINATION DES DONNEES MANQUANTES

Il manque les données suivantes pour procéder au dimensionnement:

- m'_{eau} : le débit massique d'eau
- D_i : le diamètre intérieur de la conduite d'air
- D_o : le diamètre extérieur de la conduite d'air
- D_{eau} : le diamètre intérieur de la conduite annulaire d'eau

On a placé les diamètres sur la Figure 5-12, qui représente une vue en coupe de l'échangeur, pour améliorer la compréhension du système. La zone bleue est la zone de circulation de l'eau, la rouge est la zone de circulation de l'air.

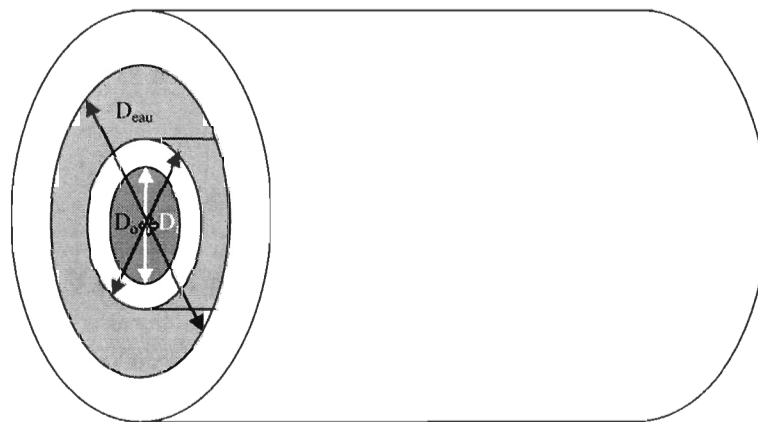


Figure 5-12 : Schéma explicatif des diamètres des tubes de l'échangeur

Dans un premier temps, on fixe la valeur du débit m_{eau} égal à 9 kg/s, de manière à effectuer un échange thermique important. On fixe également les valeurs des diamètres de la manière suivante :

- $D_i = 10$ cm
- $D_o = 12$ cm
- $D_{eau} = 22$ cm

On a choisi ces valeurs pour limiter les nombres de Reynolds et les vitesses des fluides dans l'échangeur. On a également choisi D_o pour assurer une bonne épaisseur au niveau du tube intérieur et ainsi garantir le comportement mécanique du tube sous l'effet de la pression importante d'air. D_{eau} a été choisi de telle sorte que le diamètre hydraulique de la conduite annulaire d'eau soit égal à D_i . L'expression du diamètre hydraulique est donnée en équation (76).

$$D_H = \frac{4 \times A}{P} \quad (76)$$

Avec A , la section de fluide passant dans la conduite exprimée en m^2

P , le "périmètre mouillé", qui correspond à la somme des périmètres en contact avec le fluide exprimé en m

D_H , le diamètre hydraulique exprimé en m

5.4.2.2 DETERMINATION DU COEFFICIENT D'ECHANGE GLOBAL U

5.4.2.2.1 DETERMINATION DU COEFFICIENT DE TRANSFERT CONVECTIF DE L'EAU

5.4.2.2.1.1 Le nombre de Reynolds

Pour déterminer le coefficient de transfert convectif d'un écoulement, il faut tout d'abord déterminer son régime, en autres termes, s'il est laminaire ou turbulent. Pour cela, on utilise le nombre de Reynolds, défini en équation (77):

$$Re = \frac{\rho \times v \times D}{\mu} \quad (77)$$

Avec ρ , la masse volumique du fluide (kg/m^3)

v , la vitesse moyenne du fluide (m/s)

D , le diamètre (ou diamètre hydraulique) de la canalisation (m)

μ , la viscosité dynamique du fluide ($\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$)

Re , le nombre de Reynolds

Les grandeurs ρ et μ sont déterminées à l'aide des tables de propriété de l'eau à la température moyenne du fluide [9]. Étant données les températures d'entrée (20 °C) et de sortie présumée (40 °C environ), on considère qu'estimer la température moyenne de l'eau à 30 °C est une approximation correcte.

On rappelle que les tables de propriété de l'eau et de l'air utilisées ici sont disponibles en référence [9]. Ainsi, dans notre cas :

- $\rho_{eau} = 997.4 \text{ kg.m}^{-3}$
- $\mu_{eau} = 9.8 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$

On calcule ensuite la vitesse moyenne de l'eau de la manière suivante :

$$v_{eau} = \frac{4 \times \dot{m}_{eau}}{\rho_{eau} \times \pi \times (D_{eau}^2 - D_o^2)} \quad (78)$$

Il résulte que $v_{eau} = 0.3379 \text{ m.s}^{-1}$.

On peut ensuite trouver le nombre de Reynolds grâce à l'équation (77). On obtient finalement $Re = 34391$.

Comme Re est bien supérieur à 3000, on peut conclure que l'écoulement est complètement turbulent.

5.4.2.2.1.2 Lois empiriques régissant la convection forcée

Plusieurs lois empiriques courantes spécifiant le calcul de h ont déjà été passées en revue précédemment. Dans le cadre de cette étude, nous allons seulement en utiliser deux, une pour le régime d'écoulement laminaire et l'autre pour le régime d'écoulement turbulent.

- Pour un régime d'écoulement laminaire ($Re < 3000$):

$$Nu = 3.66 \quad (79)$$

- Pour un régime d'écoulement turbulent ($Re > 3000$):

$$Nu_d = \frac{f/8 \times Re_d \times Pr}{1.07 + 12.7 \times \left(f/8\right)^{1/2} \times (Pr^{2/3} - 1)} \times \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^n \quad (80)$$

Avec

$$n = \begin{cases} 0.11 & \text{si } T_w > T_b \\ 0.25 & \text{si } T_w < T_b \\ 0 & \text{pour des gaz (ou pour un flux de chaleur constant)} \end{cases} \quad (81)$$

$$f = [1.82 \times \log_{10}(Re_d) - 1.64]^{-2} \quad (82)$$

Remarque : dans l'expression du nombre de Nusselt dans le cas d'un régime turbulent, toutes les grandeurs sont évaluées à la température moyenne fluide-paroi, excepté μ_b et μ_w qui sont évaluées respectivement à la température moyenne du fluide et à la température de la paroi.

Ainsi, on trouve que f , le coefficient de friction, est égal à 0.0228. On estime ensuite la température de la paroi comme étant la moyenne des températures moyennes des fluides, ainsi, soit à 175 °C.

De cette manière, on trouve un nombre de Nusselt égal à 199.9.

Or, selon la définition du nombre de Nusselt, nous calculons :

$$h_{eau} = \frac{Nu \times k_{eau}}{D_H} \quad (83)$$

Ceci nous permet de trouver la valeur de $h_{eau} = 1.345 \text{ kW}/(\text{m}^2.\text{K})$.

5.4.2.2.2 DETERMINATION DU COEFFICIENT DE TRANSFERT CONVectif DE L'AIR

La démarche utilisée pour trouver le coefficient de convection de l'air h_{air} est similaire à celle employée pour trouver h_{eau} .

Pour résumer les étapes du raisonnement:

- on trouve une vitesse v_{air} égale à 16.3 m/s
- le nombre de Reynolds est égal à 1.27×10^6 . À titre indicatif, la loi empirique utilisée précédemment en régime turbulent est valable uniquement jusqu'à 5×10^6 .
- le coefficient de friction est égal à 0.0112 et le nombre de Nusselt à 1256.

Finalement, on obtient $h_{air} = 585 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$.

La valeur de h_{air} est inférieure à celle de h_{eau} malgré un nombre de Nusselt plus de six fois supérieur. Ceci est dû au grand pouvoir caloporteur de l'eau comparé à celui de l'air.

5.4.2.2.3 CALCUL DE U

Pour les échangeurs de chaleur tubulaires, U s'exprime de la manière suivante :

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{A_o}{2\pi L} \frac{\ln(r_o/r_i)}{k_{tube}} + \frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i}} \quad (84)$$

Parmi les quantités restant à déterminer dans cette équation, il y a :

- k_{tube} , qui dépend du matériau choisi pour le tube intérieur de l'échangeur. Pour des conditions de performances, on choisit du cuivre, qui a une conductivité thermique

égale à 396 W/(m.K). On montrera plus tard que ce coefficient ne joue pas un rôle important dans l'échange thermique.

- $\frac{A_o}{2\pi L} = \frac{D_o}{2}$
- $\frac{A_o}{A_i} = \frac{D_o}{D_i}$

On trouve ensuite $U_o = 354 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$.

5.4.2.3 DETERMINATION DE LA SURFACE D'ECHANGE A

Deux méthodes existent pour déterminer la surface d'échange d'un échangeur de chaleur:

- la méthode du *DTLM* (Différence de Température Logarithmique Moyenne): utilisable dans le cas où l'on connaît les températures d'entrée et de sortie des deux fluides
- la méthode du *NUT* (Nombre d'Unités de Transfert): utilisable dans le cas où l'on connaît les débits et capacités calorifiques des fluides

Étant données les informations dont nous disposons, la méthode du *NUT* est la seule méthode utilisable, étant donné que l'on ne connaît pas précisément les températures de sortie de l'air et de l'eau.

Détermination de l'efficacité de l'échangeur ϵ :

Dans la méthode de détermination de la surface d'échange par Nombre d'Unités de Transfert, la première chose à faire est de déterminer le fluide ayant le plus petit produit

$$C_{\text{fluide}} = \dot{m} \times c_p.$$

Dans notre cas :

- $C_{\text{air}} = 3.16 \text{ kW/K}$
- $C_{\text{eau}} = 37.6 \text{ kW/K}$

Ainsi, l'air a le plus petit C , ce qui nous permet d'écrire la formule de l'efficacité de la manière suivante [6]:

$$\varepsilon_{air} = \frac{\theta_{air,e} - \theta_{air,s}}{\theta_{air,e} - \theta_{eau,e}} \quad (85)$$

L'efficacité d'un échangeur est le rapport entre le flux de chaleur transmis de manière effective et le flux de chaleur maximal transmissible.

Ainsi, on trouve une efficacité de 96.5 %. Pour trouver le NUT correspondant, on peut soit utiliser la formule liant l'efficacité à celui-ci, soit utiliser des abaques en fonction du type d'échangeur considéré. La Figure 5-13 montre l'abaque d'un échangeur co-courant, légèrement adaptée à notre cas. L'abaque de l'échangeur à contre-courant est disponible référence [9].

Pour des contraintes de lisibilité de légende, on pose :

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{C_{air}}{C_{eau}} \quad (86)$$

Dans notre cas, $C=8.4$ %, ce qui correspond à la courbe turquoise Figure 5-13. On remarque qu'une efficacité de 96.5 % n'est pas atteignable compte tenu des débits mis en jeu. Deux choix s'offrent à nous, on peut soit reprendre tout le pré-dimensionnement avec une valeur de débit massique plus importante pour l'eau, ou choisir un NUT permettant de s'approcher de cette valeur d'efficacité cible.

Ici, on choisira d'utiliser la deuxième solution. En effet, dans la partie suivante, on développe un modèle qui, en plus d'être insérable dans le modèle du système éolien-diesel, nous permettra d'accélérer grandement les procédures de pré-dimensionnement.

On choisit ainsi $NUT = 6$, qui correspond à une efficacité de 92.0 %.

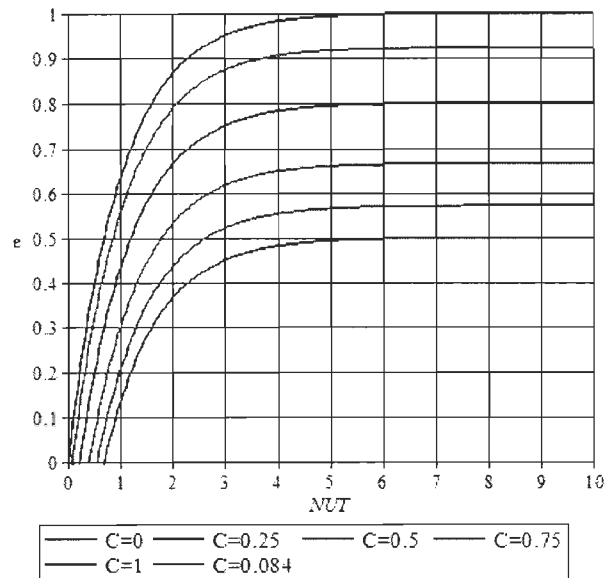


Figure 5-13 : Abaque $\varepsilon=f(NUT)$ pour un échangeur co-courant tubulaire

Or, le NUT est défini de telle manière que :

$$NUT = \frac{U_o \times A_o}{C_{\min}} = \frac{U_i \times A_i}{C_{\min}} \quad (87)$$

On obtient finalement une surface d'échange $A_o = 51 \text{ m}^2$, ce qui conclue l'étape de pré-dimensionnement de l'échangeur co-courant.

5.5 PRÉSENTATION DU MODÈLE D'ÉCHANGEUR DE CHALEUR UTILISÉ

Les modèles proposés dans la suite de cette partie fournissent les températures de sortie des fluides en régime établi. La quantification de la durée de ce régime établi sera l'objet d'une étude ultérieure. Il utilise les mêmes lois empiriques que celles exposées plus haut. Le point de vue adopté est le suivant : on considère l'échangeur comme une fonction ou un bloc qui, à partir de 5 entrées connues, renvoie 2 sorties correspondant aux températures de sortie de chacun des fluides. La Figure 5-14 illustre le schéma bloc général de l'échangeur de chaleur.

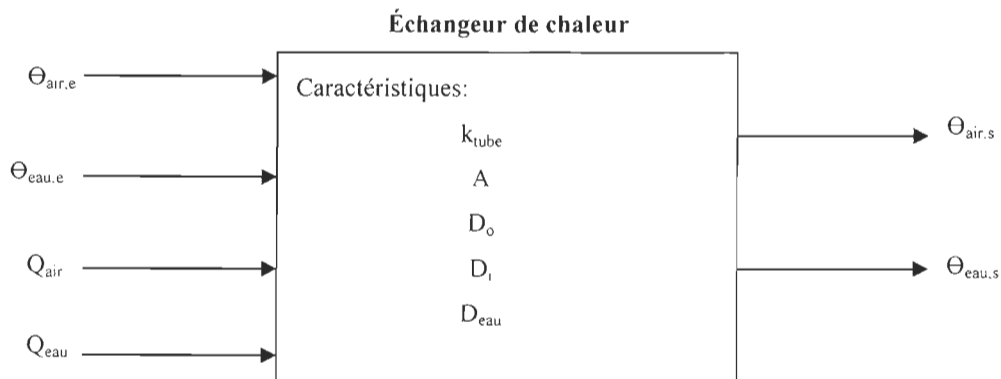


Figure 5-14 : Schéma-bloc général de l'échangeur de chaleur

5.5.1 MODELE DE L'ECHANGEUR CO-COURANT

Le modèle opère d'une manière similaire à celle développée dans le pré-dimensionnement. Dans un premier temps, il s'agit de déterminer le coefficient d'échange global U , et donc les coefficients de convection de chacun des fluides. La Figure 5-15 détaille la démarche utilisée pour trouver les coefficients de convection.

Une fois ces coefficients obtenus, il suffit de calculer le coefficient de transfert global U de l'échangeur à partir de h_{air} , h_{eau} et k_{tube} déterminés à l'aide de l'équation 83.

On peut ensuite trouver les températures de sortie des fluides avec le système d'équations suivant :

$$\theta_{air,s} = \theta_{air,e} - (\theta_{air,e} - \theta_{eau,e}) \times \psi_{air} \quad (88)$$

$$\theta_{eau,s} = \theta_{eau,e} - (\theta_{air,e} - \theta_{eau,e}) \times \psi_{eau} \quad (89)$$

Avec ψ_{air} et ψ_{eau} définis de la manière suivante :

$$\psi_{air} = \frac{1}{\gamma \times \dot{m}_{air} \times c_{p,air}} \times (1 - e^{-L/\gamma A_o}) \quad (90)$$

$$\psi_{eau} = \frac{1}{\gamma \times \dot{m}_{eau} \times c_{p,eau}} \times (1 - e^{-L/\gamma A_o}) \quad (91)$$

Et le coefficient γ représente la somme des inverses des capacités calorifiques des fluides:

$$\gamma = \frac{1}{\dot{m}_{eau} c_{p,eau}} + \frac{1}{\dot{m}_{air} c_{p,air}} \quad (92)$$

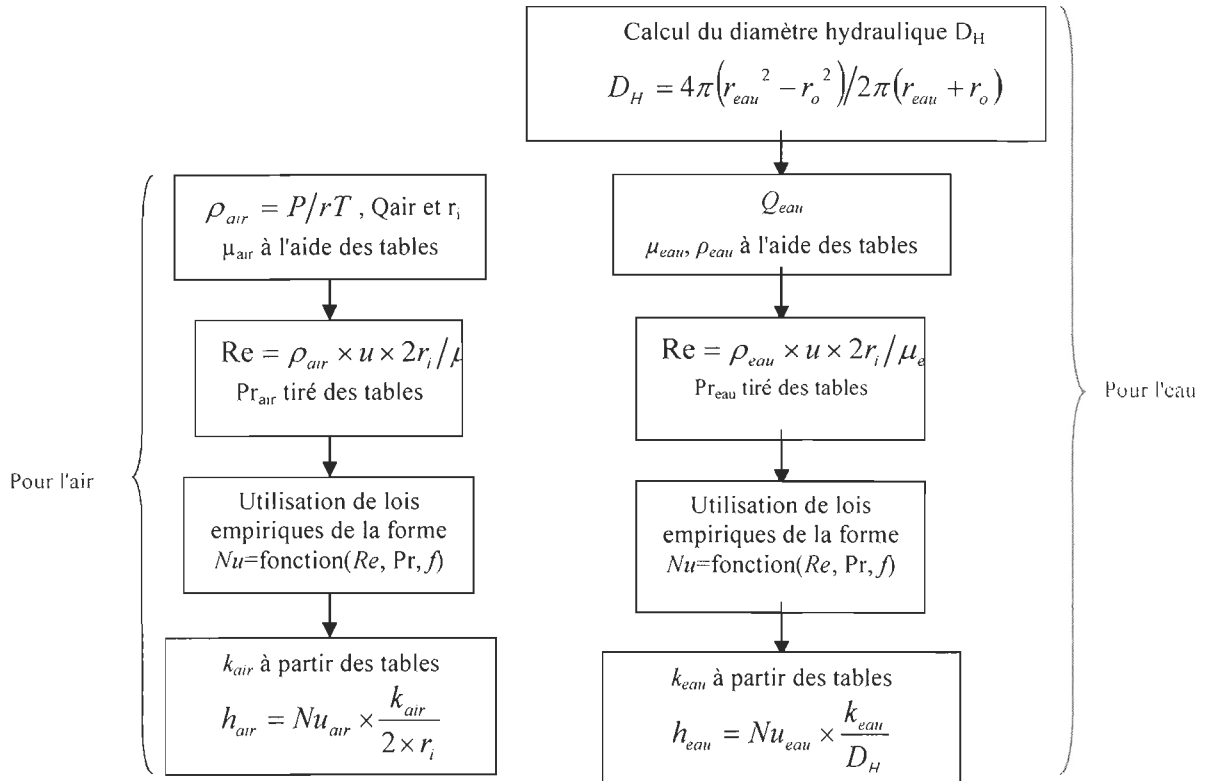


Figure 5-15 : Organigramme de calcul des coefficients de convection

5.5.2 MODELE DE L'ECHANGEUR CONTRE-COURANT

Pour l'échangeur contre-courant, la méthode de modélisation est la même en ce qui concerne la détermination des coefficients de convection. La seule différence notable est que \dot{m}_{eau} est négatif et que les températures de sortie s'expriment de la manière suivante :

$$\theta_{air,s} = \theta_{air,e} - (\theta_{air,e} - \theta_{eau,e}) \frac{\psi_{air}}{1 - \psi_{eau}} \quad (93)$$

$$\theta_{eau,s} = \theta_{eau,e} - (\theta_{air,e} - \theta_{eau,e}) \frac{\psi_{eau}}{1 - \psi_{eau}} \quad (94)$$

Les tables des coefficients nécessaires sont disponibles dans [9]

Dans la partie suivante, on va discuter du type d'échangeur (entre les tubulaires co-courant et contre-courant) qui convient le mieux au circuit de récupération d'énergie, et de l'influence de plusieurs paramètres sur les températures de sortie de l'échangeur.

5.6 DISCUSSION DES PREMIERS RESULTATS OBTENUS

5.6.1 QUEL TYPE D'ECHANGEUR SE PRETE LE MIEUX A UN CIRCUIT DE RÉCUPÉRATION D'ENERGIE?

Pour répondre à cette question, nous allons comparer, à caractéristiques égales (k_{tube} , surface et diamètres) et pour différentes valeurs de débit et de température en entrée, l'efficacité des échangeurs contre-courant et co-courant.

On fixe la surface d'échange à 40 m^2 pour cette étude, ainsi que le diamètre intérieur de la conduite d'eau, D_{eau} , à 0.17 m . Les résultats obtenus sont présentés en Figure 5-16 et Figure 5-17.

Ainsi, on peut remarquer que, pour une même surface d'échange, le flux échangé à travers d'un échangeur contre-courant est plus important qu'à l'intérieur d'un échangeur co-courant. En effet, les courbes de température nous le montrent bien, même si les températures en sortie de l'eau ne changent pas beaucoup entre les deux, on peut voir que l'air est refroidi de manière bien plus satisfaisante dans un échangeur contre-courant.

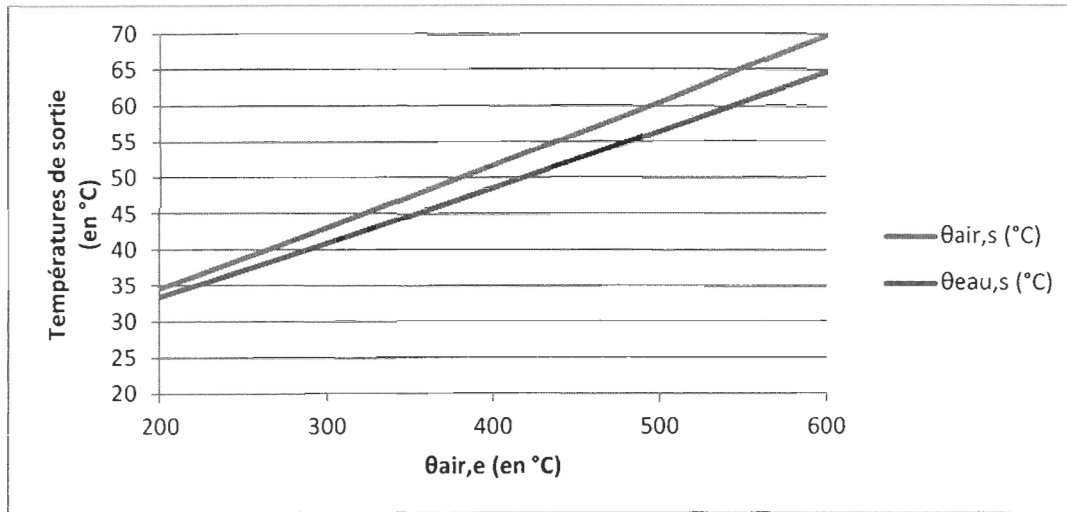


Figure 5-16 : Évolution des températures en sortie d'un échangeur co-courant en fonction de $\theta_{air,e}$

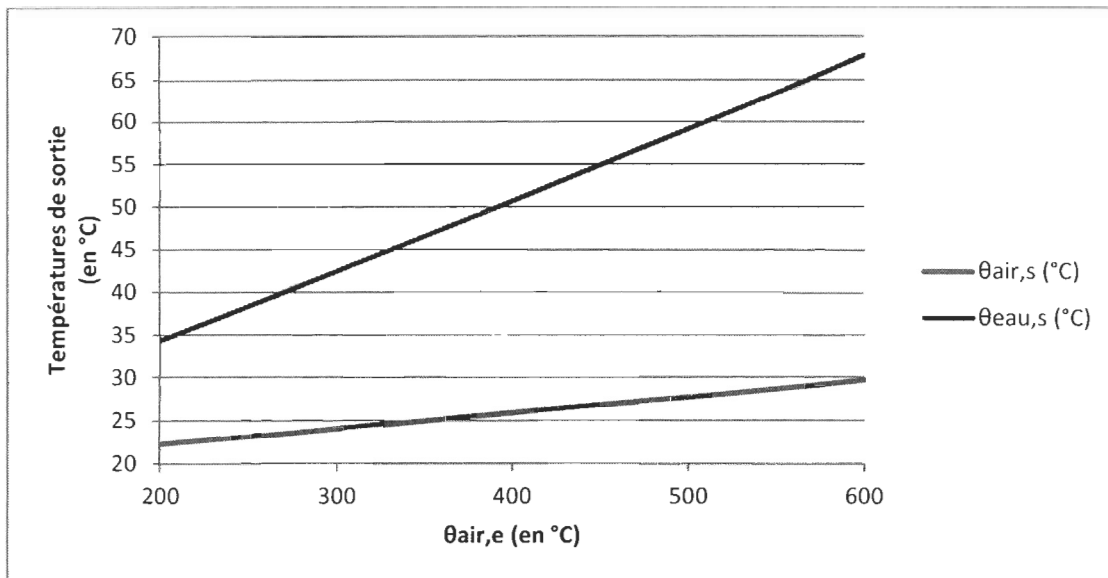


Figure 5-17 : Évolution des températures en sortie d'un échangeur contre-courant en fonction de $\theta_{air,e}$

De plus, avec un échangeur contre-courant, on peut faire en sorte d'obtenir une eau à la sortie à haute température (70 °C ou plus) tout en refroidissant l'air en-dessous de 30 °C, en contrôlant le débit d'eau. Ce phénomène est très intéressant dans notre cas, car plus l'eau

aura une forte température à la sortie, plus le flux de chaleur sera facile à extraire de l'eau, du fait du gradient de température important.

Pour toutes ces raisons, on peut conclure que l'échangeur contre-courant est le mieux adapté à nos besoins.

5.6.2 INFLUENCE DES PARAMÈTRES GEOMETRIQUES SUR LE FLUX DE CHALEUR ECHANGE

5.6.2.1 INFLUENCE DE LA SURFACE D'ECHANGE

Cette partie peut sembler venir sinon contredire, tout du moins remettre en cause l'étude de pré-dimensionnement effectuée auparavant. Elle est pourtant nécessaire, en effet, étant donnée l'allure de la courbe $\epsilon = f(NUT)$ (Figure 5-13) pour trouver le Nombre d'Unités de Transfert adéquat, il convient d'affiner quelques peu la conception du point de vue de la surface d'échange.

C'est pourquoi on se propose, dans cette partie, de faire varier la surface d'échange entre 30 et 55 m² pour deux configurations de températures et de débit d'air:

- des conditions générant un flux de chaleur maximal : un débit d'air de 3 kg/s et une température d'air en entrée de l'échangeur égale à 600 °C
- des conditions d'utilisation moyennes : un débit d'air de 0.5 kg/s et une température d'air en entrée égale à 350 °C

Dans le premier cas, on règle le débit d'eau à 9 kg/s, dans le second, on le règle à 1kg/s. Les résultats de ces études sont montrés Figure 5-18 et Figure 5-19.

Ces résultats montrent que, dans des conditions d'utilisation moyennes, la surface d'échange n'a que peu d'influence sur le flux de chaleur échangé, considérant un débit d'eau de 1 kg/s. Néanmoins, dans des conditions d'utilisation impliquant un flux de chaleur maximal, on remarque que la variation de la surface d'échange influe de manière significative sur la température de l'air en sortie.

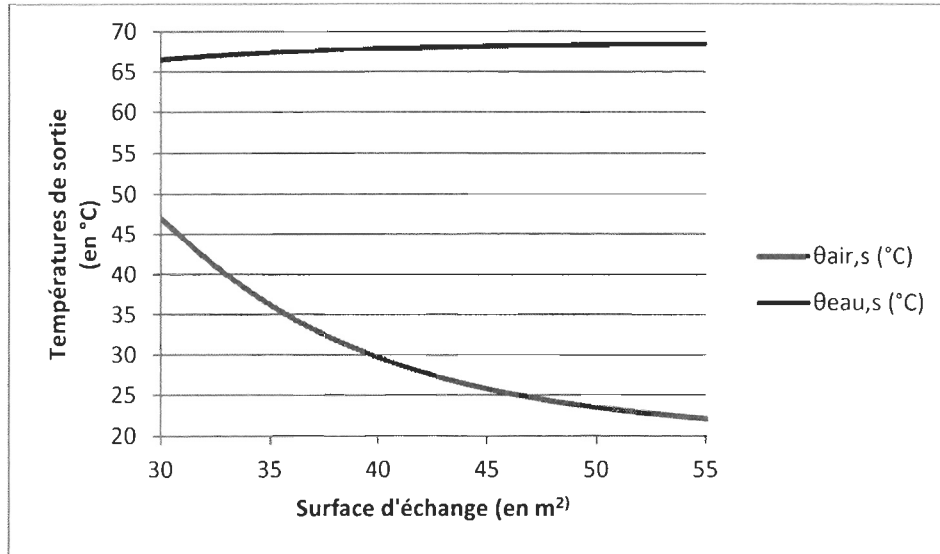


Figure 5-18 : Influence de la surface d'échange dans des conditions de flux maximal

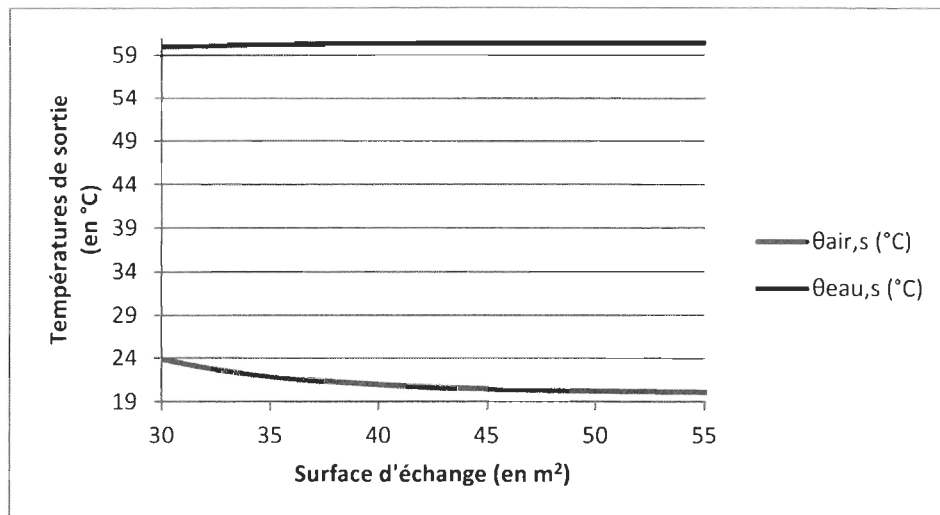


Figure 5-19 : Influence de la surface d'échange dans des conditions d'utilisation moyennes

Notons que tous ces essais ont été réalisés avec un diamètre D_{eau} égal à 17 cm.

Le meilleur compromis semble être une surface d'échange de 40 m², car celle-ci permet de stocker l'air en-dessous de 30 °C, même dans des conditions d'utilisation maximales.

Au-delà de cette valeur, le flux de chaleur supplémentaire récolté est minime. En effet, pour une surface d'échange de 40 m², l'efficacité de l'échangeur dépasse déjà 98 % dans des conditions maximales de flux et 99 % dans des conditions d'utilisation moyennes (Figure 5-20).

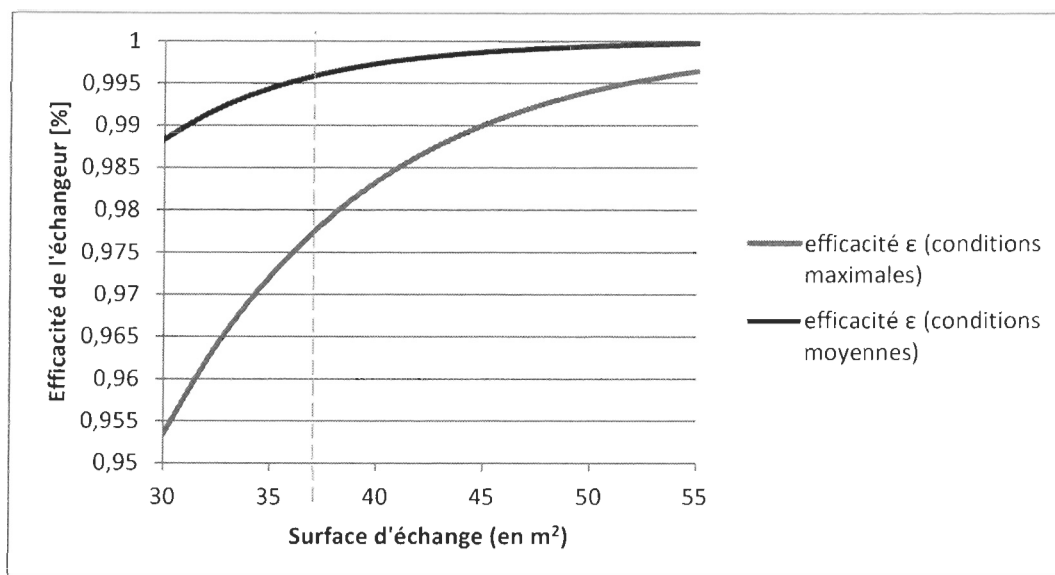


Figure 5-20 : Efficacité de l'échangeur en fonction de la surface d'échange

5.6.3 INFLUENCE DU DIAMETRE INTERIEUR DE LA CONDUITE ANNULAIRE D'EAU D_{EAU}

Dans les études précédentes, on a utilisé une valeur de D_{eau} égale à 17 cm, au lieu des 22 cm prévus dans l'étape de pré-dimensionnement. Nous allons justifier ce choix en étudiant l'influence de ce paramètre sur le flux de chaleur changé, tout en s'assurant que le nombre de Reynolds de l'écoulement d'eau reste dans les conditions d'application des lois empiriques ($Re < 5 \times 10^6$).

Dans cette partie, on va faire varier D_{eau} entre 17 cm et 22 cm, pour les deux configurations de débit-température d'air énoncées ci-avant : des conditions de flux maximal et des conditions d'utilisation moyennes.

Les résultats de l'étude sont présentés aux Figure 5-21, Figure 5-22 et Figure 5-23. Les gains d'efficacité se font surtout remarquer en fonctionnement maximal où l'on gagne près de 2 points d'efficacité en rétrécissant D_{eau} de 22 à 17 cm, ce qui se traduit en une diminution de la température de l'air à la sortie de près de 10 °C.

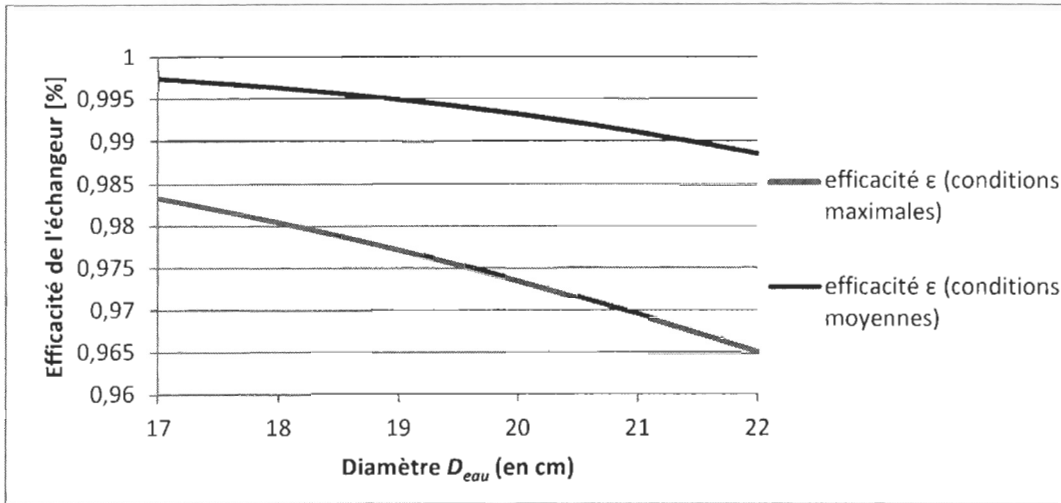


Figure 5-21 : Influence de D_{eau} sur l'efficacité de l'échangeur

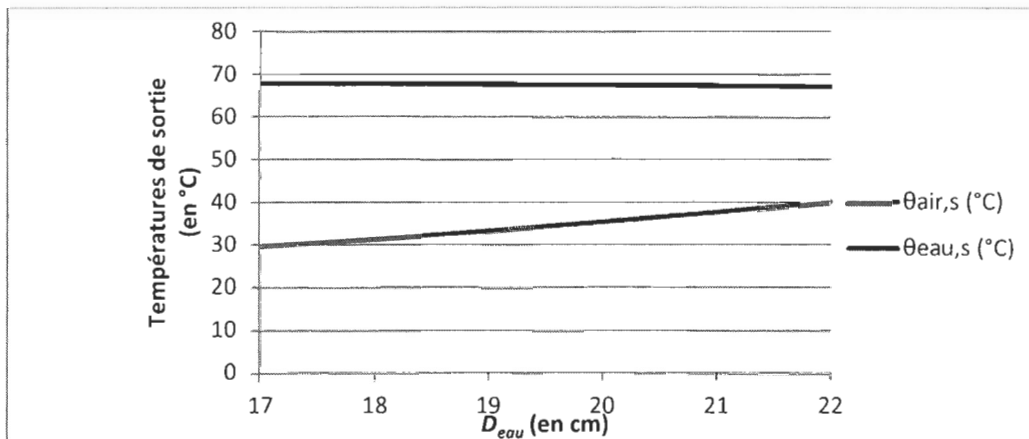


Figure 5-22 : Influence de D_{eau} sur le fonctionnement en condition de flux maximal

Ce phénomène peut s'expliquer simplement par l'augmentation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds, mis en évidence dans la Figure 5-24.

Le nombre de Nusselt étant proportionnel au coefficient de convection (voir équation 80), plus le régime est turbulent, plus l'échange de chaleur est intense dans l'échangeur.

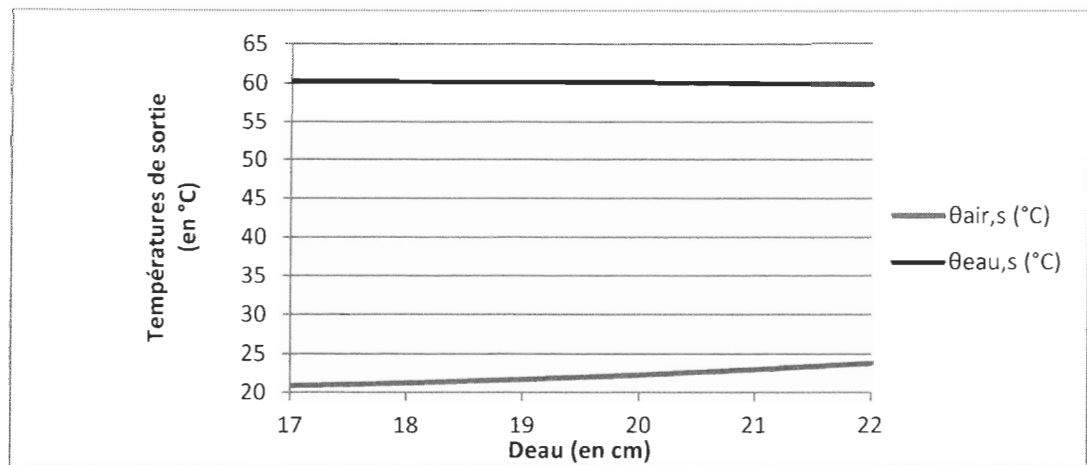


Figure 5-23 : Influence de D_{eau} sur le fonctionnement moyen

Ce résultat est très intéressant, car réduire le diamètre ne coûte rien (et fait même économiser de la matière au système, et donc de l'argent) et permet d'augmenter de manière significative l'efficacité de l'échangeur.

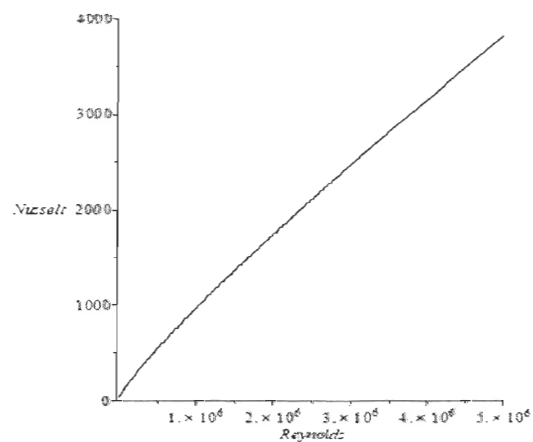


Figure 5-24 : Graphique représentant le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds

Pour tracer la courbe qui apparaît sur la Figure 5-24, on a fixé un nombre de Prandtl égal à 5 (qui correspond à l'eau à 30 °C) et le rapport $\left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^n$ a été fixé à 1. Notons que pour $D_{eau} = 17$ cm, le nombre de Reynolds pour un débit d'eau de 9 kg/s est environ de 65 000, ce qui vérifie les conditions d'application des lois.

5.7 REGULATION DU DEBIT D'EAU EN FONCTION DES DONNEES EN ENTREE DE L'ECHANGEUR

On l'a déjà évoqué auparavant : la température de sortie de l'eau est très importante pour le bon fonctionnement du système. En effet, plus celle-ci est grande, plus on pourra stocker la chaleur à haute température par la suite. Or, la température de l'eau ne dépend que de trois composantes (en supposant la température d'eau à l'entrée constante et égale à 20 °C):

- les débits d'air \dot{m}_{air} et d'eau \dot{m}_{eau}
- la température de l'air en entrée

Ainsi, on a un système libre à 4 paramètres. Dans cette partie, on cherche à déterminer le débit d'eau nécessaire pour obtenir à la sortie une température d'eau proche de 90 °C tout en refroidissant l'air de manière efficace (la valeur cible est 30 °C), même si dans certains cas, notamment pour des petites valeurs de température et de pression d'air, il faudra faire des compromis. En fixant la température d'eau à 90 °C, il ne reste plus que 3 paramètres libres, que l'on peut exprimer l'un en fonction de l'autre.

De ce fait, l'objectif de cette partie est de fournir une expression approchée d'une fonction « f » liant le débit d'eau au débit d'air et à la température d'air à l'entrée de l'échangeur. Elle est définie telle que :

$$\dot{m}_{eau} = f(\theta_{air,e}, \dot{m}_{air}) \quad (95)$$

On se propose d'utiliser la technique d'interpolation de Lagrange adaptée aux courbes 3D. Cela nous permettra d'obtenir une expression polynômiale simple de $f(\theta_{air,e}, \dot{m}_{air})$. Dans cette étude, on limitera l'intervalle d'interpolation de la manière suivante:

- pour \dot{m}_{air} : l'intervalle d'interpolation sera [0.5; 4]
- pour $\theta_{air,e}$: l'intervalle d'interpolation sera [100 ; 700]

La méthode est la suivante : on calcule tout d'abord avec le modèle Simulink plusieurs valeurs de \dot{m}_{eau} pour les valeurs de débit et de température suivantes (par commodité d'écriture, on a raisonné avec Q_{air} et T_{air} au lieu de $\theta_{air,e}$) :

- $Q_{air} := [0.5 \ 1 \ 2 \ 3 \ 4]$
- $T_{air} := [100 \ 200 \ 300 \ 400 \ 500 \ 600 \ 700]$

On trouve ainsi les valeurs de Q_{eau} (ou \dot{m}_{eau}) suivantes:

		$\vartheta_{air,e}$						
		→						
$Q_{eau} :=$	0.2	0.45	0.55	0.65	0.8	0.97	1.2	↓ \dot{m}_{air}
	0.7	0.75	0.89	1.22	1.55	1.93	2.33	
	1	1.1	1.73	2.4	3.1	4	4.8	
	1.2	2	2.9	3.8	4.7	5.7	7	
	1.5	2.1	3.5	4.8	6.3	7.8	9.4	

Figure 5-25 : Matrice des débits d'eau calculés à partir de Simulink

En interpolant toutes ces données avec les programmes suivant la Figure 5-27, on obtient un polynôme de degré 4 en \dot{m}_{air} et de degré 6 en $\theta_{air,e}$, dont l'expression exacte est disponible ci-dessous:

$$\begin{aligned}
mecu := & 8.159428639 + 1.301878309 \cdot 10^{-9} mair^4 Taire^4 - 1.125234790 \cdot 10^{-3} mair^3 Taire^3 + 3.383900473 \cdot 10^{-8} mair^2 Taire^4 \\
& - 3.970514241 \cdot 10^{-8} mair Taire^4 - 1.186587304 \cdot 10^{-12} mair^4 Taire^5 + 1.031309526 \cdot 10^{-11} mair^3 Taire^5 \\
& - 3.152430567 \cdot 10^{-11} mair^2 Taire^5 + 3.803005976 \cdot 10^{-11} mair Taire^5 + 4.243386254 \cdot 10^{-16} mair^4 Taire^6 \\
& - 3.710978847 \cdot 10^{-15} mair^3 Taire^6 + 1.155324079 \cdot 10^{-14} mair^2 Taire^6 - 1.435350539 \cdot 10^{-14} mair Taire^6 \\
& + 29.55833337 mair^2 - 0.02788574604 mair^4 Taire + 0.2342085715 mair^3 Taire - 0.6626319453 mair^2 Taire \\
& + 0.7025620262 mair Taire + 0.0002027816403 mair^4 Taire^2 - 0.001726783996 mair^3 Taire^2 \\
& + 0.005013704638 mair^2 Taire^2 - 0.005533656106 mair Taire^2 + 0.001705064935 Taire^2 \\
& - 7.118928578 \cdot 10^{-7} mair^4 Taire^3 + 0.000006115178579 mair^3 Taire^3 - 0.00001809572921 mair^2 Taire^3 \\
& + 0.00002064183045 mair Taire^3 + 1.315809524 mair^4 - 0.000006568761964 Taire^3 + 1.296730172 \cdot 10^{-8} Taire^4 \\
& - 1.271142872 \cdot 10^{-11} Taire^5 + 4.906349268 \cdot 10^{-15} Taire^6 - 10.82809524 mair^3 - 29.23547629 mair \\
& - 0.2063012397 Taire
\end{aligned}$$

On peut tracer le graphe de la fonction trouvée, disponible sur la Figure 5-26.

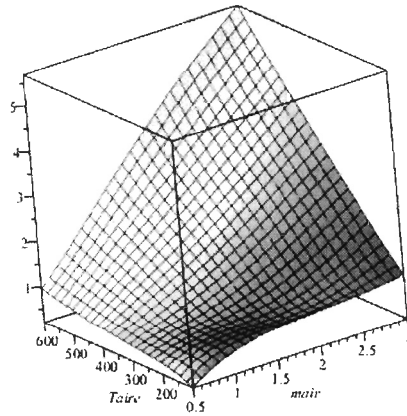


Figure 5-26 : Graphe 3D du débit d'eau idéal

```

tenseur := proc(i,j)
P := Qeau(i,j);

for k from 1 to i - 1 do
P :=  $\frac{P \cdot (x - Qair(k))}{(Qair(i) - Qair(k))}$ ;
end do;

for k from i + 1 to 5 do
P :=  $\frac{P \cdot (x - Qair(k))}{(Qair(i) - Qair(k))}$ ;
end do;

for l from 1 to j - 1 do
P :=  $\frac{P \cdot (y - Tair(l))}{(Tair(j) - Tair(l))}$ ;
end do;

for l from j + 1 to 7 do
P :=  $\frac{P \cdot (y - Tair(l))}{(Tair(j) - Tair(l))}$ ;
end do;

Q := unapply(P,x,y);

end

prodTensoriel := proc( )
P := 0;
for i from 1 to 5 do
for j from 1 to 7 do
Q := tenseur(i,j);
P := P + Q(x,y);
end do;
end do;
H := unapply(P,x,y);
end

```

Figure 5-27 : Programmes utilisés pour la création de la fonction permettant de réaliser le traçage 3D du débit

De manière explicite, on a utilisé un produit tensoriel pour trouver l'expression de \dot{m}_{eau} . La formule 96 met en évidence la formule utilisée par les programmes de la Figure 5-27.

$$\dot{m}_{eau}(x,y) = \sum_{i=1}^5 \sum_{j=1}^7 Q_{eau}(x,y) \times L_i(x) \times M_j(y) \quad (96)$$

$$\text{Avec } L_i(x) = \prod_{\substack{k=1 \\ k \neq i}}^5 \frac{(x - Q_{air}(k))}{(Q_{air}(i) - Q_{air}(k))} \quad (97)$$

$$M_j(y) = \prod_{\substack{k=1 \\ k \neq j}}^7 \frac{(y - T_{air}(k))}{(T_{air}(j) - T_{air}(k))} \quad (98)$$

Avec Q_{eau} , T_{air} et Q_{air} les matrices explicitées plus haut.

Dans cette partie, on a choisi d'explorer une méthode de contrôle du débit d'eau dans l'échangeur de chaleur. En effet, malgré de fortes approximations, cette méthode résume bien l'esprit avec lequel on devrait contrôler le débit d'eau, à savoir de telle manière à obtenir une température d'eau à la sortie proche de 100 °C tout en refroidissant l'air de manière efficace.

La Figure 5-26 montre que le débit idéal dépend aussi bien de la température d'entrée de l'air que du débit d'air. On remarquera également que le débit d'eau idéal dans les conditions générant le flux de chaleur maximal (à savoir $\dot{m}_{air} = 3 \text{ kg.s}^{-1}$ et $\theta_{air,e} = 600 \text{ °C}$) est de 5.7 kg/s, contrairement aux 9 kg/s supposés au cours du pré-dimensionnement.

5.8 TESTS PRELIMINAIRES DE CONTROLE DU TES

Pour boucler ce chapitre, nous allons réaliser des tests sur un TES actif direct à deux réservoirs d'eau (l'eau étant le caloporteur de référence, dont toutes les caractéristiques thermiques et physiques sont facilement trouvables pour différentes températures d'utilisation, contrairement aux sels fondus et aux huiles minérales).

Nous avons réalisé ces essais en utilisant un scénario de chargement variable aussi bien en température qu'en débit sur une période de 48h, et avons comparé le fonctionnement du TES ainsi contrôlé (avec la matrice de fonctionnement présentée en Figure 5-25) avec le modèle du TES dans le modèle global du SHEDAC présenté au chapitre 4, ainsi qu'avec un remplissage simple, sans refroidissement de l'air comprimé.

5.8.1 PRÉSENTATION DU MODÈLE

Le fichier Simulink présenté à la Figure 5-28 comprend les trois systèmes étudiés: CAES sans TES, CAES avec TES idéal, CAES avec TES "réel" fonctionnant à l'eau, qui correspondent respectivement aux blocs vert, cyan et magenta. Le bloc rouge génère les caractéristiques du flux d'air à stocker (température et débit) et le bloc jaune définit les paramètres initiaux de remplissage des systèmes de stockage de chaleur.

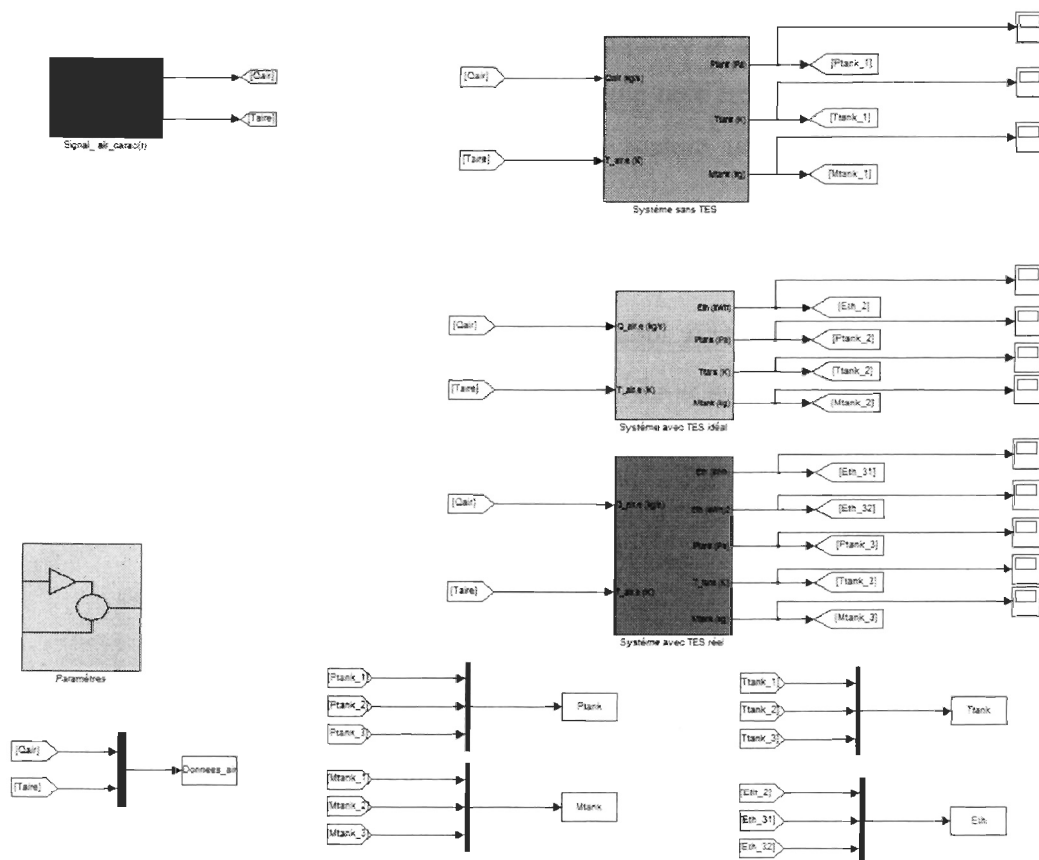


Figure 5-28 : Schéma du modèle Simulink utilisé

Les modèles utilisés ici sont, pour la majeure partie, soit directement tirés du modèle du SHEDAC réalisé précédemment (réservoirs d'air comprimé, TES idéal) ou de la partie précédente (échangeur de chaleur).

Pour ce qui est des réservoirs thermiques, étant donné que ceux-ci sont de simples accumulateurs de masse, qui ne font que stocker ou céder de l'eau arrivant à une température donnée, nous avons supposé que la température du réservoir à un instant « t » est obtenue en faisant la moyenne (pondérée en masse) du fluide présent dans le réservoir à l'instant « $t-1$ » et du fluide arrivant à l'instant « t » (ou pour être plus précis, entre les instants « $t-1$ » et « t »).

Nous n'étudions ici que la période de chargement du système. En effet, le contrôle en période de déchargement est bien plus complexe car il dépend de plus de paramètres, et de la stratégie de contrôle du moteur hybride ainsi que du fonctionnement d'un éventuel détenteur.

Le but de cette étude est, sur un scénario de fonctionnement simple, de situer l'efficacité d'un TES "réel" entre le TES idéal et le système sans TES, en les comparant sur les quantités d'énergie thermique stockées ainsi que sur la température à l'intérieur du réservoir d'air comprimé au cours du remplissage.

5.8.2 SCENARIO DE FONCTIONNEMENT UTILISE

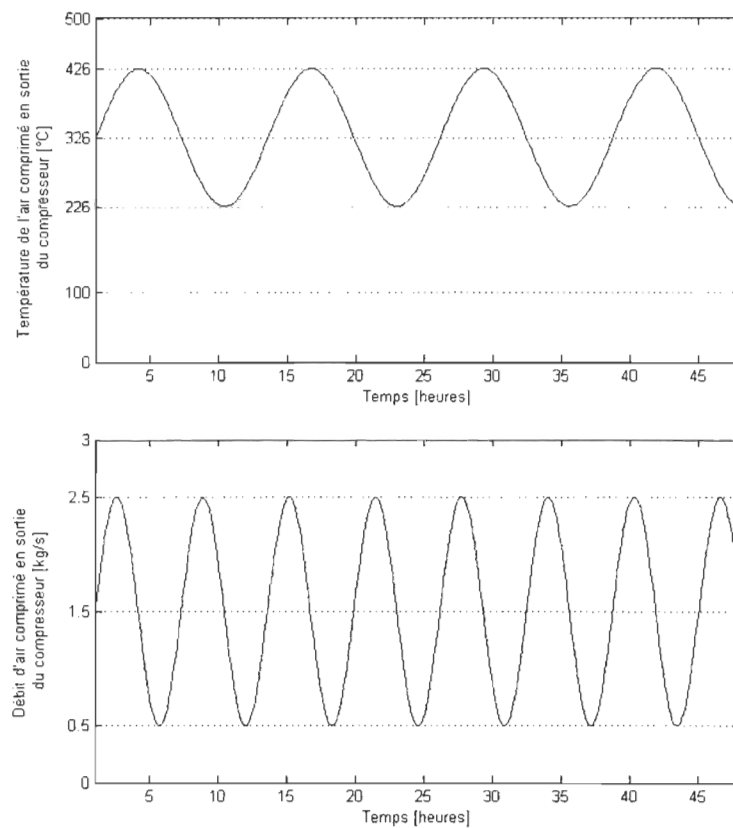


Figure 5-29 : Caractéristiques de l'air comprimé à la sortie du compresseur, en fonction du temps

La Figure 5-29 présente le scénario de fonctionnement du compresseur utilisé. Afin de générer des conditions de fonctionnement variables, nous avons utilisé des signaux sinusoïdaux de périodes différentes, afin de déphaser et d'éviter que le couple (T_{air} , \dot{m}_{air}) soit un signal périodique, soit les équations (99) et (100).

$$\dot{m}_{air} = 1.5 + \sin\left(\frac{t}{3600}\right) \quad (99)$$

$$T_{air} = 600 + 100 \times \sin\left(\frac{t}{7200}\right) \quad (100)$$

5.8.3 RESULTATS OBTENUS ET INTERPRETATIONS

Plusieurs grandeurs retiennent notre attention au cours de cette étude. Etant donné que les réservoirs d'air comprimé utilisés stockent à volume constant, le volume d'air stocké reste toujours identique, il a été fixé ici à 2200 m³, les 4 principales grandeurs qui nous intéressent sont : les deux variables intensives de l'air stocké (la température T_{tank} et la pression P_{tank}), la masse d'air stockée, qui est la même dans les trois cas, et qui ne présente aucun intérêt à être étudiée en elle-même, ainsi que l'énergie thermique stockée au sein des réservoirs thermiques et son état (masse, température).

Il sera bienvenu également d'étudier le fonctionnement du TES avec différentes conditions initiales afin d'étudier la température de stockage dans le réservoir chaud, qui est directement représentative de l'efficacité du contrôle en débit d'eau.

5.8.3.1 COMPARAISON DU FONCTIONNEMENT DES TROIS SYSTEMES

Les résultats obtenus sont illustrés dans les Figure 5-30, Figure 5-31 et Figure 5-32.

Du point de vue de l'énergie thermique stockée, le TES idéal et le TES réel offrent des performances similaires, ce qui est extrêmement encourageant. En effet, après 48h de fonctionnement variable, les deux systèmes affichent une différence d'énergie stockée de seulement 4.5 %.

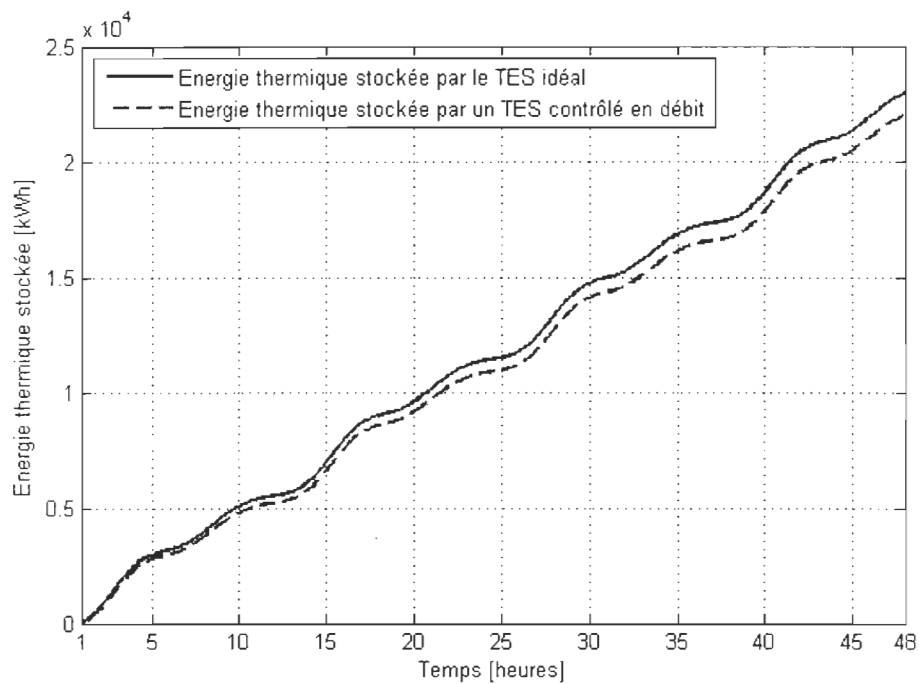


Figure 5-30 : Energies thermiques stockées par les deux formes de TES

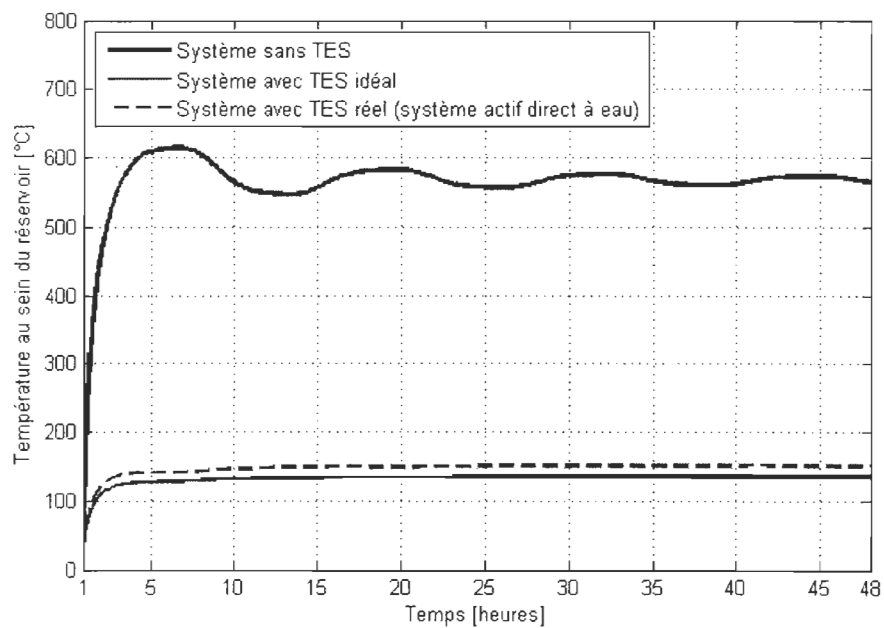


Figure 5-31 : Impact du système de refroidissement sur la température dans le réservoir d'air

La Figure 5-31 représente l'évolution de la température dans les réservoirs d'air comprimé pour les trois systèmes étudiés. Là encore, on remarque que le TES réel a des performances proches du TES idéal. En effet, il procure un refroidissement de l'air très efficace : sans TES, l'air comprimé converge vers une valeur finale de 560 °C, alors que sa valeur finale n'est plus que de 152 °C avec le TES réel.

La valeur minimale fixée par le TES idéal pour cette stratégie de refroidissement est de 136 °C, ce qui correspond à une efficacité de près de 96 %. On définit, dans le cas spécifique du CAES, l'efficacité d'un TES comme suit :

$$\varepsilon = \frac{\theta_{f_CAES} - \theta_{f_TES_reel}}{\theta_{f_CAES} - \theta_{f_TES_ideal}} \quad (101)$$

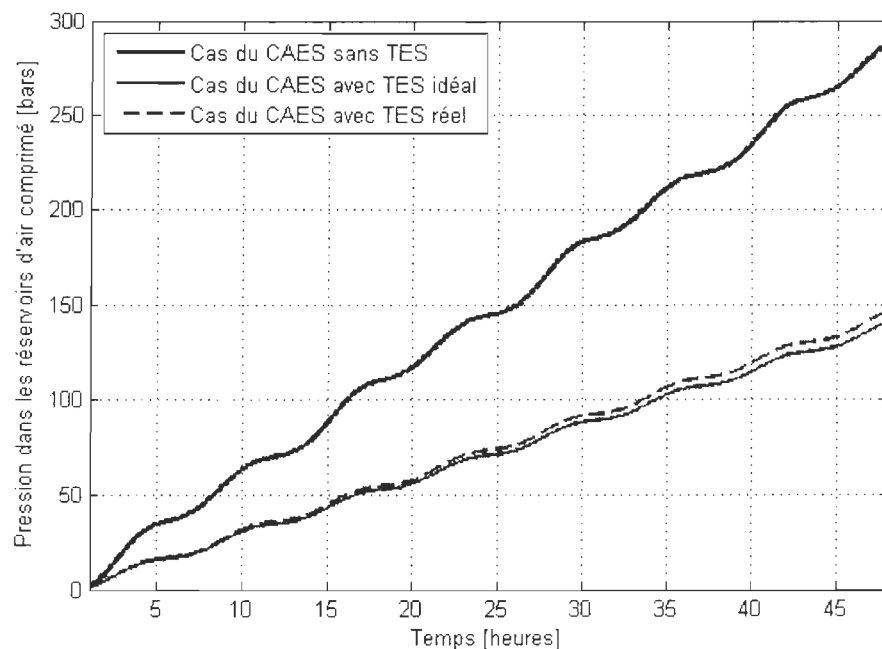


Figure 5-32 : Impact du système de refroidissement sur la pression dans le réservoir d'air comprimé

Le volume des réservoirs d'air étant le même dans les trois configurations, il convient qu'une différence de température résulte automatiquement en une différence de pression, pour la même masse d'air stockée.

La Figure 5-32 représente cette différence de pression entre les différents systèmes. Cet écart est assez artificiel étant donné que, en phase de décharge, et donc de restitution de chaleur, la pression de l'air va augmenter de la même manière.

5.8.3.2 ETUDE DETAILLEE DU TES REEL

Dans cette partie, nous allons nous intéresser au fonctionnement détaillé du TES réel, en caractérisant notamment les caractéristiques de l'énergie thermique stockée, c.-à-d. la masse et la température de l'eau chaude stockée, pour différentes pré-charges du système.

Tout d'abord, étudions le fonctionnement de l'échangeur de chaleur chargé d'extraire l'énergie thermique de l'air et de la restituer à l'eau. La Figure 5-33 montre le bilan de fonctionnement de l'échangeur de chaleur, répertoriant les températures des fluides en plusieurs points du circuit caloporteur. Il est intéressant de remarquer que, lorsque le débit et la température de l'air à la sortie du compresseur sont faibles, l'échangeur perd en efficacité. En effet, ces pertes d'efficacité apparaissent ici entre 11 et 13 heures, 23 et 25 heures, et 36 et 38 heures de fonctionnement. Dans ces moments, l'air ressort plus chaud, et l'eau plus froide, qu'en fonctionnement optimal.

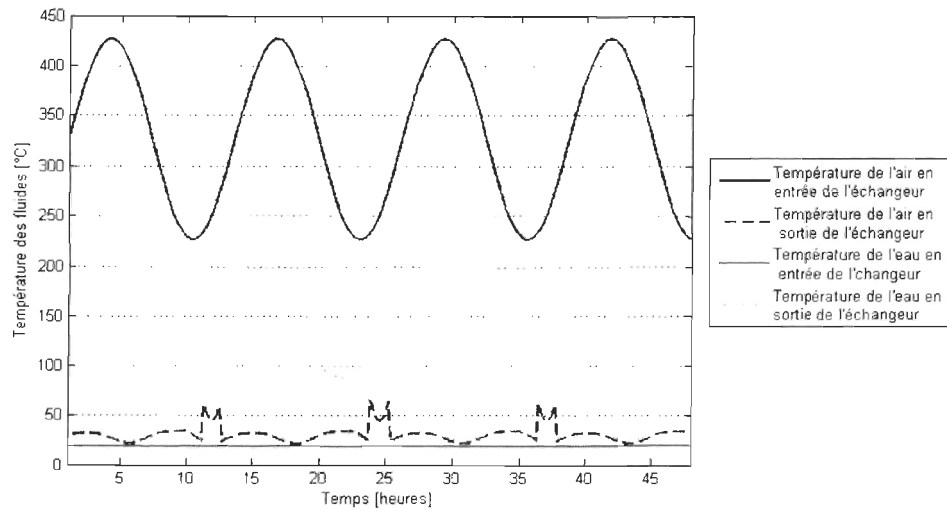


Figure 5-33 : Bilan des températures d'entrée et de sortie des fluides parcourant l'échangeur de chaleur

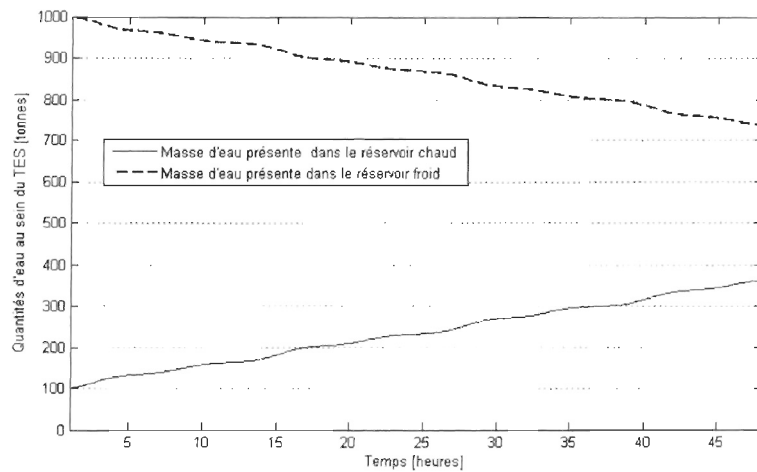


Figure 5-34 : Evolution des masses d'eau au sein du TES en fonction du temps

La Figure 5-34 représente l'évolution de masse d'eau stockée dans les deux réservoirs du TES : les réservoirs chaud et froid. Dans ce cas de fonctionnement, nous avons utilisé les conditions initiales suivantes.

Le réservoir froid contient, à l'instant $t = 0$, 1000 tonnes d'eau à température égale à 20 °C, tandis que le réservoir chaud, pour mettre en valeur une évolution de température, contient initialement 100 tonnes d'eau à 40 °C.

Plusieurs scénarios de pré-remplissage ont été testés, afin d'étudier l'évolution de température dans le réservoir chaud dans différents cas.

Le seul point qu'il est intéressant de remarquer, pour confirmer la validité, sur la Figure 5-34, est que la somme des masses des deux réservoirs reste constante tout au long de la simulation.

La Figure 5-35 récapitule les évolutions de température pour différentes conditions initiales de chargement du réservoir chaud, explicités dans la légende de la figure. Comme on pouvait s'y attendre, on voit que plus la quantité initiale d'eau dans le réservoir chaud est faible, plus la température de celui-ci est importante.

Dans tous les cas, on remarque que la méthode de contrôle utilisée est plutôt efficace, et permet de compenser le chargement initial (plus froid), et d'augmenter la température du réservoir de manière significative.

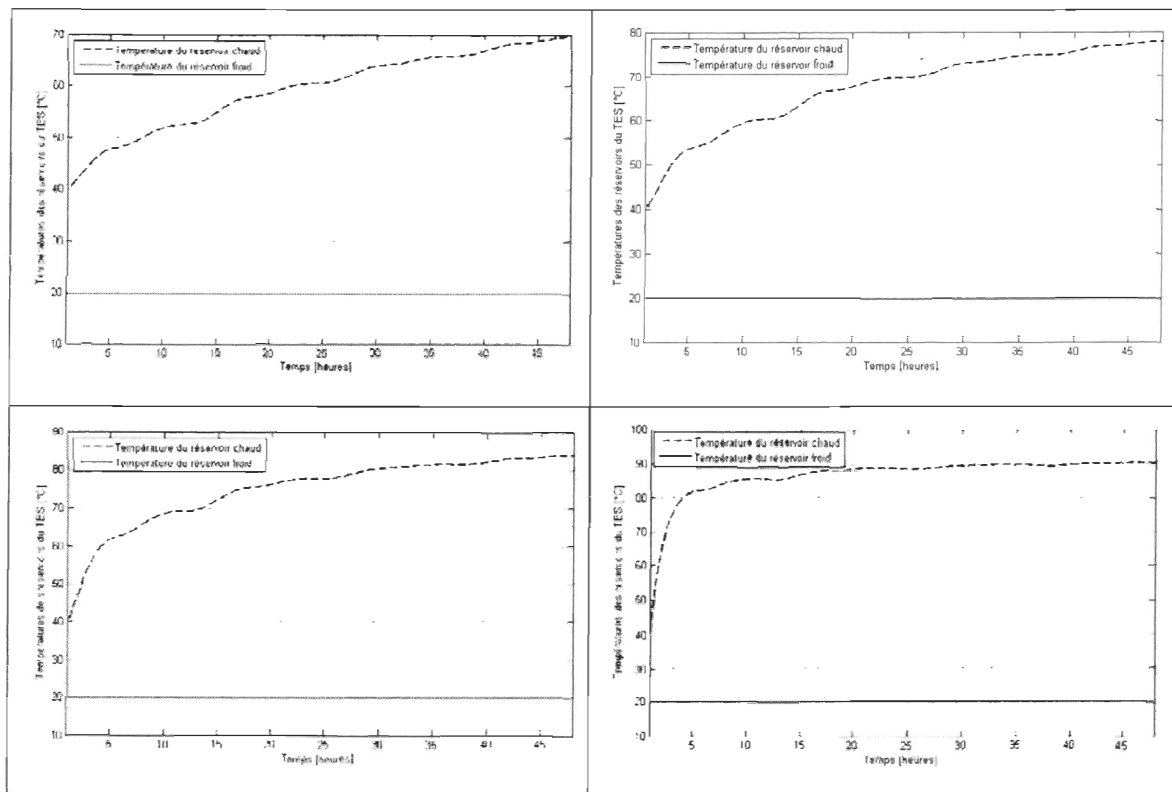


Figure 5-35 : Evolution des températures des réservoirs du TES pour différentes conditions initiales de chargement du réservoir chaud (en partant d'en haut à gauche : 200 tonnes à 40 °C, 100 tonnes à 40 °C, 50 tonnes à 40 °C, 10 tonnes à 40 °C)

5.9 CONCLUSION DU CHAPITRE

Ce chapitre du mémoire couvre plusieurs aspects du projet, entre autres des études bibliographique et quantitative quant aux types d'échangeurs de chaleur envisageables, un pré-dimensionnement ainsi que la réalisation d'un modèle analytique simple d'un échangeur de chaleur, ainsi qu'une étude comparative entre les performances d'un TES "réel" (comportant un échangeur de chaleur ainsi que deux réservoirs thermiques accumulateurs de masse).

De manière générale, on peut dire que les résultats développés ici sont satisfaisants, le TES "réel" ayant finalement des performances relativement proches du TES idéal (refroidissant totalement l'air jusqu'à 20 °C et récupérant ainsi la quantité d'énergie

thermique maximale disponible), affichant entre autres une efficacité de 96 % du point de vue de l'énergie récupérée.

Remarquons également que la matrice de contrôle développée montre son efficacité, puisque les températures de stockage de l'énergie thermique dans le réservoir chaud atteignent jusqu'à 90 °C sous 48 heures, avec des conditions initiales de chargement faibles.

Il reste néanmoins au moins un phénomène important à prendre à compte : les pertes de chaleur par convection libre entre le réservoir d'eau chaude et le milieu extérieur qui peuvent être importantes, notamment en hiver, où les températures extérieures peuvent atteindre près de -40 °C dans certaines régions canadiennes. Il faudra également, afin d'atténuer ce phénomène, réaliser une étude d'isolation des réservoirs thermiques, afin d'éviter le gel du réservoir d'eau froide et les pertes de chaleur au sein du réservoir chaud.

CONCLUSION GENERALE

Plusieurs aspects des systèmes SHEDAC ont été étudiés tout au long de ce projet : du moteur thermique au compresseur en passant par les systèmes de stockage d'énergie (air comprimé ou chaleur). Il a été montré qu'en stockant et réutilisant la chaleur produite intrinsèquement dans le processus de compression, il était possible d'une part d'augmenter significativement l'énergie mécanique récupérée lors de la détente, jusqu'à 42 % avec un détendeur à cinq étages, et d'autre part d'économiser de l'air comprimé injecté dans le moteur : pour produire un couple spécifique de 50 N.m.L^{-1} en injectant de l'air à 4 bars, chauffer ce dernier de $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ à $60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ permet d'économiser 33 % de consommation spécifique d'air comprimé.

Plusieurs stratégies de réutilisation des énergies stockées (chaleur et air comprimé) ont été étudiées. Même si cette étude a abouti à des résultats significatifs (environ 40 tonnes annuelles de carburant économisées en réchauffant l'air comprimé avant son injection dans le moteur, soit 5 % d'économie), il reste néanmoins à déterminer un facteur d'optimisation afin d'utiliser ce système le plus efficacement possible.

Une étude bibliographique et une simulation de fonctionnement ont été réalisées pour dégager des solutions TES plausibles et efficaces. Les solutions actives directes avec deux réservoirs séparés présentent les caractéristiques techniques les plus intéressantes, affichant la meilleure flexibilité de fonctionnement et les meilleures puissances thermiques transmissibles. Plusieurs fluides caloporteurs peuvent être utilisés à l'intérieur de ce circuit. Parmi ceux-ci, l'eau et les huiles minérales présentent des caractéristiques intéressantes, de par leur pouvoirs caloporteur et calovecteur aussi bien que par leurs plages de températures de fonctionnement adaptées.

Il reste néanmoins beaucoup de travail à accomplir du point de vue des hypothèses de simulation. En effet, dans les différentes simulations présentées, les pertes de chaleur avec le milieu extérieur n'ont pas été prises en compte. Compte tenu des longues durées de stockage de chaleur, et la température extérieure pouvant être très basse (près de $-40 \text{ }^{\circ}\text{C}$) dans les sites isolés canadiens, ces pertes de chaleur peuvent avoir un effet important sur

l'efficacité du système. Notons également, qu'en plus d'affiner les modèles utilisés pour prendre en compte ces pertes, un travail de conception doit être réalisé sur le dimensionnement et l'isolation thermique de ces réservoirs.

Dans ce mémoire, seuls les apports en chaleur générés par la compression de l'air ont été pris en compte. Néanmoins, d'autres sources de chaleur ont été identifiées au sein du système SHEDAC comme celle contenue dans les gaz d'échappement et celle extraite par le circuit de refroidissement du moteur. Ces quantités de chaleur, variables en fonction du fonctionnement du moteur, doivent être évaluées et utilisées pour augmenter le rendement du système.

Une grande part du travail à réaliser sur ce projet réside aussi dans la validation expérimentale des résultats trouvés par simulation.

ANNEXES

Annexe I

Propriétés de l'eau liquide

T(°C)	T(K)	ρ (kg.m ⁻³)	c_p (kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	μ (kg.m ⁻¹ .s ⁻¹)	k (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	Pr
0	273,15	999,8	4,225	1,79E-03	0,566	13,25
4,44	277,59	999,8	4,208	1,55E-03	0,575	11,35
10	283,15	999,2	4,195	1,31E-03	0,585	9,40
15,56	288,71	998,6	4,186	1,12E-03	0,595	7,88
21,11	294,26	997,4	4,179	9,80E-04	0,604	6,78
26,67	299,82	995,8	4,179	8,60E-04	0,614	5,85
32,22	305,37	994,9	4,174	7,65E-04	0,623	5,12
37,78	310,93	993,0	4,174	6,82E-04	0,630	4,53
43,33	316,48	990,6	4,174	6,16E-04	0,637	4,04
48,89	322,04	988,8	4,174	5,62E-04	0,644	3,64
54,44	327,59	985,7	4,179	5,13E-04	0,649	3,30
60	333,15	983,3	4,179	4,71E-04	0,654	3,01
65,55	338,70	980,3	4,183	4,30E-04	0,659	2,73
71,11	344,26	977,3	4,186	4,01E-04	0,665	2,53
76,67	349,82	973,7	4,191	3,72E-04	0,668	2,33
82,22	355,37	970,2	4,195	3,47E-04	0,673	2,16
87,78	360,93	966,7	4,199	3,27E-04	0,675	2,03
93,33	366,48	963,2	4,204	3,06E-04	0,678	1,90
104,4	377,55	955,1	4,216	2,67E-04	0,684	1,66
115,6	388,75	946,7	4,229	2,44E-04	0,685	1,51
126,7	399,85	937,2	4,250	2,19E-04	0,685	1,36
137,8	410,95	928,1	4,271	1,98E-04	0,685	1,24
148,9	422,05	918,0	4,296	1,86E-04	0,684	1,17

Propriétés de l'eau gazeuse à pression atmosphérique

T(K)	ρ (kg.m ⁻³)	c_p (kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	μ (kg.m ⁻¹ .s ⁻¹)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	k (W/(m.K))	$\alpha \cdot 10^4$ (m ² .s ⁻¹)	Pr
380	0,5863	2,060	1,271E-05	2,16E-05	0,0246	2,036E-05	1,060
400	0,5542	2,014	1,344E-05	2,42E-05	0,0261	2,338E-05	1,040
450	0,4902	1,980	1,525E-05	3,11E-05	0,0299	3,070E-05	1,010
500	0,4405	1,985	1,704E-05	3,86E-05	0,0339	3,870E-05	0,996

550	0,4005	1,997	1,884E-05	4,70E-05	0,0379	4,750E-05	0,991
600	0,3652	2,026	2,067E-05	5,66E-05	0,0422	5,730E-05	0,986
650	0,3380	2,056	2,247E-05	6,64E-05	0,0464	6,660E-05	0,995
700	0,3140	2,085	2,426E-05	7,72E-05	0,0505	7,720E-05	1,000
750	0,2931	2,119	2,604E-05	8,88E-05	0,0549	8,830E-05	1,005
800	0,2739	2,152	2,786E-05	1,02E-04	0,0592	1,001E-04	1,010
850	0,2579	2,186	2,969E-05	1,15E-04	0,0637	1,130E-04	1,019

Annexe 2

Produit	Type	Température de fusion (°C)	Densité (kg.m ⁻³)	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	Chaleur latente (kJ.kg ⁻¹)	Chaleur latente (MJ.m ⁻³)
RT 20	Paraffine	22	n.a.	0,88	172	n.a.
Climsel C23	Hydrate de sel	23	n.a.	n.a.	148	n.a.
E23	Hydrate de sel	23	n.a.	0,43	155	n.a.
Climsel C24	Hydrate de sel	24	n.a.	1,48	108	n.a.
TH 24	Hydrate de sel	24	n.a.	0,8	45,5	n.a.
RT 26	Paraffine	25	n.a.	0,88	131	n.a.
RT 25	Hydrate de sel	26	n.a.	n.a.	232	n.a.
STL 27	Hydrate de sel	27	n.a.	1,09	213	n.a.
S27	Hydrate de sel	27	n.a.	n.a.	207	n.a.
AC 27	Hydrate de sel	27	n.a.	1,47	207	n.a.
RT 27	Paraffine	28	n.a.	0,87	179	n.a.
RT 30	Paraffine	28	n.a.	n.a.	206	n.a.
E28	Hydrate de sel	28	n.a.	0,21	193	n.a.
RT100	Paraffine	100	880	0,2	124	109,12

RT110	Paraffine	112	n.a.	n.a.	213	n.a.
AMPL	Organique	112	n.a.	n.a.	28,5	2991,4 J/mol
E117	Inorganique	117	1450	0,7	169	245,05
NPG	Organique	126	n.a.	n.a.	44,3	4602,4 J/mol
Hitec XL : 48 %CaCO3-45 %KNO3-7 %NaNO3	Hydrate de sel	130	1992	0,52	n.a.	n.a.
Hitec : KNO3-NaNO2-NaNO3	Hydrate de sel	141	1899	0,72	275	522,225
Isomalt	Organique	147	n.a.	n.a.	275	n.a.
Acide adipique	Organique	152	n.a.	n.a.	247	n.a.
Acide dimethylol propionique	Organique	153	n.a.	n.a.	275	n.a.
A164	Organique	164	1500	n.a.	306	459
TRIS	Organique	172	n.a.	n.a.	27,6	3340 J/mol
Pentaerythritol	Organique	187	n.a.	n.a.	255	n.a.
LiNO3-NaNO3		195	n.a.	n.a.	525	n.a.
Pentaerythritol	Organique	260	n.a.	n.a.	36,9	5020 J/mol
NaNO₃	Hydrate de sel	307	2260	0,5	172	388,72
KNO3	Hydrate de sel	333	2110	0,5	226	476,86
KOH	Inorganique	380	2044	0,5	149,7	305,9868
MgCl2-KCl-NaCl	Inorganique	380	2044	0,5	149,7	305,9868
Zn	Métal	419	714	n.a.	112	799,68

			0			
60Al; 34Mg; 6Zn	Métal	443	238 0	n.a.	312	742,56
AlSi12	Métal	573	270 0	1,6	560	1512
Mg	Métal	648	174 0	n.a.	365	635,1
Al	Métal	661	270 0	n.a.	388	1047,6
MgCl2	Métal	714	214 0	n.a.	452	967,28
NaCl	Métal	800	216 0	5	492	1062,7 2
LiF	Métal	850	n.a.	n.a.	n.a.	1800
Na2CO3	Métal	854	253 3	2	275, 7	698,34 81
K2CO3	Métal	897	229 0	2	235, 8	539,98 2

BIBLIOGRAPHIE

- [1] T. Basbous, "Hybridation pneumatique d'un moteur Diesel en vue de son utilisation dans un Système Hybride Éolien-Diesel avec Stockage d'Énergie sous forme d'Air Comprimé," Doctorat, Université du Québec à Chicoutimi, Chicoutimi, 2012.
- [2] H. Ibrahim, "Etude et conception d'un générateur hybride d'électricité de type éolien-diesel avec élément de stockage d'air comprimé," Université du Québec à Chicoutimi, 2010.
- [3] T. Remillon, *et al.*, "Contribution d'un système d'échange et de stockage de chaleur à l'amélioration des performances d'un jumelage éolien-diesel avec stockage d'air comprimé," presented at the Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des systèmes, Reims, France, 2013.
- [4] T. Remillon, *et al.*, "Nouvelle technique d'hybridation pneumatique d'un moteur diesel envue de minimiser la consommation de carburant des systèmes hybrides éolien-diesel," presented at the Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, Reims, France, 2013.
- [5] H. Ibrahim, *et al.*, "Energy storage systems - Characteristics and comparisons," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 1221-1250, 2008.
- [6] J.-S. Savard, *et al.*, "Etude et conception d'un échangeur thermique pour un système hybride de type éolien-diesel-stockage d'air comprimé (JEDSAC)," Rapport interne2008.
- [7] A. Gil, *et al.*, "State of art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1-Concepts, materials and modelization," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 31-55, 2009.
- [8] M. Medrano, *et al.* (2009, State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 2-Case studies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
- [9] J. P. Holman, *Heat Transfer*: McGraw Hill, 1997.

- [10] Y. Tian and C. Y. Zhao, "A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications," *Applied Energy*, pp. 538-553, 2013.
- [11] A. Arteconi, *et al.*, "State of the art of thermal storage for demand-side management," *Applied Energy*, pp. 371-389, 2012.
- [12] U. Herrmann, *et al.*, "Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants," *Energy*, pp. 883-893, 2004.
- [13] C. Marvillet. (2003, Fluides caloporteurs - Propriétés. *Techniques de l'ingénieur*, 9.
- [14] D. Brosseau, *et al.*, "Testing of thermocline filler materials and molten-salt heat transfer fluids for thermal energy storage systems in parabolic trough power plants," *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 127, pp. 109-116, 2005.
- [15] C. Marvillet. (2003, Fluides frigoporteurs - Propriétés. *Les Techniques de l'Ingénieur*.
- [16] W. M. Haynes, Ed., *CRC Handbook of chemistry and physics*. 2011, p.^pp. Pages.
- [17] B. D. Iverson, *et al.*, "Thermal property testing of nitrate thermal storage salts in the solid phase," in *ASME 2011 5th International Conference on Energy Sustainability*, Washington, DC, USA, 2011.
- [18] B. Claudel. (1996, Propriétés thermodynamiques des fluides. *Techniques de l'ingénieur Thermodynamique. Énergétique*.
- [19] L. Luo, *et al.*, "A review of potential materials for thermal energy storage in building applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 18, pp. 327-349, 2012.
- [20] G. Rodriguez. (2004, Le caloporteur sodium. *Techniques de l'ingénieur*.
- [21] H. Bindra, *et al.*, "Thermal analysis and exergy evaluation of packed bed thermal storage systems," *Applied Thermal Engineering*, vol. 52, pp. 255-263, 2013.
- [22] S. Khare, *et al.*, "Selection of materials for high temperature latent heat energy storage," *Solar Energy Materials & Solar Cells*, pp. 20-27, 2012.
- [23] E. Oro, *et al.*, "Comparative life cycle assessment of thermal energy storage systems for solar power plants," *Renewable Energy*, vol. 44, pp. 166-173, 2012.

- [24] M. M. Kenisarin, "High-temperature phase change materials for thermal energy storage," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 955-970, 2010.
- [25] T. Basbous, *et al.*, "Pneumatic hybridization of a diesel engine using compressed air storage for wind-diesel energy generation," *Energy*, vol. 38, pp. 264-275, 2012.
- [26] D. Laing, *et al.*, "Solid media thermal storage for parabolic trough power plants," *Solar Energy*, vol. 80, pp. 1283-1289, 2006.
- [27] T. Basbous, *et al.*, "A new hybrid pneumatic combustion engine to improve fuel consumption of wind-Diesel power system for non-interconnected areas," *Applied Energy*, vol. 96, pp. 459-476, 2012.
- [28] P. Guibert. (2005, Modélisation du cycle moteur - Approche zérodimensionnelle. *Techniques de l'ingénieur Base documentaire : TIB166DUO*.
- [29] C. Marvillet, *et al.* (1995, Echangeurs de chaleur - Description des échangeurs. *Techniques de l'ingénieur*, 28.
- [30] A. Bontemps, *et al.*, "Echangeurs de chaleur - Dimensionnement thermique," 1994.

