

Thèse de Doctorat

Thomas GUEWOOU

*Mémoire présenté en vue de l'obtention du
grade de Docteur de l'Université de Nantes
sous le sceau de l'Université Bretagne Loire*

École doctorale : *Sciences pour l'ingénieur*

Discipline : *Energétique-Thermique-Combustion*

Spécialité : *Sciences de l'ingénieur*

Unité de recherche : *Laboratoire de Thermique et Energie de Nantes*

Soutenue le 16 Mars 2018

Thèse N° : xxxxxxxxxxxxxx

Système Intégré et Multi-Fonctionnel de Stockage Electrique-Thermique avec l'Option de Tri-Génération

JURY

Président du jury	Roland SOLIMANDO,	Professeur des universités,	Université de Lorraine
Rapporteurs :	Christian CRISTOFARI, Jean CASTAING-LASVIGNOTTES,	Professeur des universités, Maître de conférences HDR,	Università di Corsica Université de la Réunion
Examineurs :	Roland SOLIMANDO, Khaled LOUBAR,	Professeur des universités, Maître assistant HDR,	Université de Lorraine Institut Mines Télécom Atlantique
Directeur de Thèse :	Lingai LUO,	Directeur de recherche CNRS,	Université de Nantes
Co-encadrant de Thèse:	Dominique TARLET,	Maître de conférences,	Université de Nantes

Thèse de Doctorat

Thomas GUEWOUE

Mémoire présenté en vue de l'obtention du
grade de Docteur de l'Université de Nantes
sous le sceau de l'Université Bretagne Loire

École Doctorale : Sciences pour l'ingénieur

Discipline : Énergétique - Thermique - Combustion

Spécialité : Sciences pour l'ingénieur

Unité de recherche : Laboratoire de Thermique et Énergie de Nantes

SYSTÈME INTÉGRÉ ET MULTI-FONCTIONNEL DE STOCKAGE ÉLECTRIQUE-THERMIQUE AVEC L'OPTION DE TRI-GÉNÉRATION

Soutenue le 16/Mars/2018 devant le jury composé de :

Président du jury:

Rapporteurs :

Christian CRISTOFARI

Jean CASTAING-LASVIGNOTTES

Professeur

Maître de conférences HDR

Università di Corsia

Université de la Réunion

Examineurs :

Roland SOLIMANDO

Khaled LOUBAR

Professeur

Maître assistant HDR

Université de Lorraine

Institut Mines Télécom Atlantique

Directeur de Thèse :

Lingai LUO

Directeur de recherche CNRS

Université de Nantes

Co-encadrant :

Dominique TARLET

Maître de conférences

Université de Nantes

***À ma femme et complice
À nos deux magnifiques enfants***

Résumé

Pour faire face aux changements climatiques, la transition énergétique s'impose aujourd'hui comme une évidence. Les sources d'énergie renouvelables devant aider à cette transition sont caractérisées par leurs intermittences qui requièrent des dispositifs de stockages afin de garantir la fiabilité des systèmes énergétique utilisant ces dernières. Le stockage d'électricité par air comprimé (CAES) est l'un de ces dispositifs de stockage d'énergie. Cependant, dans sa configuration actuellement commercialisée, le CAES brûle en phase de décharge du gaz naturel afin d'améliorer le rendement de conversion du système. Le présent travail contribue à la diminution de l'empreinte écologique de cette technique de stockage en proposant un système de taille réduite n'utilisant aucune source d'énergie fossile. Dans un premier temps, une modélisation thermodynamique fine d'un tel système est faite en fonction des types de composants choisis et de leurs comportements thermiques (adiabatique, polytropique). Une étude expérimentale visant à démontrer la faisabilité d'un tel système est par la suite réalisée sur un prototype de laboratoire. Le très faible rendement de conversion expérimental obtenu (4%), bien que confirmant la faisabilité technique nous a suggéré une optimisation du système de stockage proposé. L'algorithme génétique à codage réel, modifié afin de stabiliser et d'accélérer sa convergence est présenté de façon détaillée puis utilisé pour identifier un ensemble de 13 paramètres maximisant le rendement exergétique du système. Un rendement électrique de conversion d'environ 20% est obtenu sur le système optimisé pour un rendement énergétique global de plus de 75%.

Mots clés : *Stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle, analyse thermodynamique, analyse exergétique, dimensionnement des échangeurs, optimisation, algorithme génétique à codage réel, méthode dite de violation de contraintes.*

Abstract

To address climate change, the transition to a decarbonized energy system is self-evident. The renewable energy sources to support this energy transition are intermittent. Therefore, they should be coupled at an electrical storage system to ensure the reliability of power system using same. Compressed air energy storage (CAES) happens to be one of these technologies of energy storage. Unfortunately, in its current configuration, CAES requires the combustion of natural gas during the discharging periods to improve the global energy efficiency of system. This work contributes to the reduction of the environmental footprint of compressed air energy storage by proposing a small-scale CAES using no fossil fuel energy source. Initially, a careful thermodynamic modeling of such a storage system is made according to the types of components chosen and to their thermal behavior (adiabatic or polytropic). Subsequently, for demonstrating its feasibility, a comprehensive experimental investigation was performed on experimental prototype existing in our lab. The very low experimental conversion efficiency obtained (4%) although confirming the technical feasibility, it has suggested that the proposed storage system should be optimized. A modified real coded genetic algorithm to stabilize and accelerate its convergence is documented here and used to identify a set of thirteen parameters who maximize the global exergy efficiency of proposed electric energy storage system. The result of the optimization indicates that in the optimum operating point, the electrical efficiency of storage system is about 20% for a round trip efficiency of 75

Keywords: *Small scale compressed energy storage (SS-CAES), Thermodynamic analysis, Exergy analysis, heat exchangers sizing, optimization, Real Coded Genetic Algorithm (RCGA), Violation Constraint-Handling method.*

Remerciements

J'aimerais ici traduire ma profonde gratitude aux personnes suivantes :

Lingai LUO DONG, (affectueusement Professeur Lingai) ma directrice de thèse pour la confiance qu'elle m'a accordée lorsqu'elle m'a confié ce travail de recherche. Qu'elle trouve en ces quelques mots, l'expression de ma reconnaissance pour sa gentillesse, sa générosité, sa patience, sa disponibilité bienveillante et ses encouragements durant ces années de thèse.

Mohand TAZEROUT, pour sa participation à la direction de cette thèse, pour avoir gracieusement accepté de m'ouvrir les portes de son département à l'école des Mines pour des expérimentations et d'avoir pris sur lui, de financer l'instrumentation du prototype expérimental. C'est aussi l'occasion pour moi de remercier les techniciens du département des systèmes énergétiques et environnement de l'école des Mines de Nantes; **Jérôme MARTIN** en particulier pour avoir assuré l'instrumentation et l'acquisition des données sur le prototype expérimental.

Dominique TARLET, qui a gentiment accepté de co-encadrer ce travail de recherche diamétralement opposé à son domaine de prédilection qu'est la combustion et plus particulièrement la micro explosion des émulsions d'eau dans l'huile. Sa patience, sa disponibilité et son approche pédagogique m'ont été d'un grand soutien dans l'accomplissement de ce travail.

J'exprime ma gratitude envers le professeur **Christian CRISTOFARI** et le Dr.(Hdr) **Jean CASTAING-LASVIGNOTTES** pour m'avoir fait l'honneur d'accepter de rapporter cette thèse, et pour leurs lectures attentives du manuscrit. Je remercie également le professeur **Roland SOLIMANDO** et le Dr.(Hdr) **Khaled LOUBAR**; autres membres du jury pour avoir accepté d'examiner mon travail.

Nombreuses sont les personnes que j'aimerais remercier d'avoir contribué au plaisir que j'ai eu à me rendre tous les matins de bonheur dans un laboratoire qui a presque été durant ces dernières années ma deuxième maison. Je souhaite pour cela commencer par **Theodor BURHELEA (Teo)** pour ces multiples conseils et compassions lorsque j'étais par moment au bord de la déprime, mais surtout pour son aide inestimable dans la relecture des rapports dans la langue de Shakespeare et ses conseils dans la production des documents de très bonne qualité visuelle. Mes remerciements vont également à l'encontre de **Christophe JOSSET** pour son aide dans l'affinage de l'optimisation du système proposé dans ce travail. J'aimerais remercier l'ensemble du formidable personnel administratif du LTEN; votre travail est parfois invisible, mais d'une importance capitale. Si nous pouvons trouver des fournitures à disposition, nous déplacer pour des manifestations scientifiques et j'en passe, sans toutefois nous préoccuper de la logistique, mais rien que de la science c'est bien parce vous exécuté avec maestria vos missions respectives.

Je voudrais également remercier mes voisins de bureau pour la bonne humeur que j'ai toujours trouvé auprès d'eux. Je pense particulièrement à **Guillaume BOUTIN**, **Antoine SOULLIER**, **Julien AUBRIL** et **Arab BELKADI**. Je souhaite remercier tous les membres permanents et collègues (ex-collègues) doctorants du LTEN qui m'ont aidé de différentes manières à travers des échanges d'idées. Je pense particulièrement à **Jérôme BELLETTRE**, sa gentillesse, son humilité et l'attention qu'il porte aux membres de son équipe de recherche a suscité toute mon admiration. Mes collègues de l'équipe système énergétique, **Florian GUGAST**, **Ugo PELAY**, **Cyril PISTORESI**, **Min WEI** et j'en oublie certainement, pour leur bonne humeur et le soutien mutuel dans les moments de difficulté durant ces années de thèse.

Ces remerciements n'auraient pas de valeur à mes yeux sans une très grande pensée pour mes chers parents ainsi qu'à mes sœurs et frères ; merci pour votre confiance et soutien sans fin. Que Dieu tout puissant continue d'être votre bouclier. Trouvez ici chers parents, une retombée de vos sacrifices immenses.

Je termine par ma douce et tendre épouse **Gaelle Marcialle** à qui ce travail est dédié, à qui j'adresse mes pensées les plus affectueuses pour lui exprimer ma gratitude et ma reconnaissance pour sa patience, ses encouragements et pour la force qu'elle a eue de s'occuper toute seule de nos deux magnifiques enfants **Joane-Kevia** et **Jerry-Nathan** durant toutes ces années de thèse. Merci pour tout, ma chérie.

Table des matières

Résumé	ii
Abstract	iii
Remerciements	vii
Table des matières	xi
Liste des figures	xv
Liste des tableaux	xvii
Liste des abréviations et des symboles	xxii
Introduction générale	1
1 Synthèse bibliographique	5
1.1 Intérêts du stockage d'énergie électrique	5
1.2 Technologies de stockage d'énergie électrique	7
1.2.1 Stockage d'électricité sous forme mécanique	7
1.2.1.1 Stockage par pompage hydraulique	8
1.2.1.2 Stockage sous forme d'air comprimé	9
1.2.1.3 Stockage sous forme d'énergie cinétique dans les volants d'inertie	11
1.2.2 Stockage chimique d'électricité	11
1.2.2.1 Stockage électrochimique dans les batteries	11
1.2.2.2 Stockage chimique d'électricité dans l'hydrogène	13
1.2.3 Stockage électrique d'électricité	14
1.2.3.1 Stockage électrique d'électricité dans les condensateurs et super-condensateurs	14
1.2.3.2 Stockage électrique d'électricité dans les inductances supraconductrices (SMES)	15
1.2.4 Stockage thermique d'électricité	15
1.2.5 Comparaison des différentes technologies de stockage d'énergie électrique	18
1.3 Etat de l'art sur le stockage d'énergie par compression d'air	21
1.3.1 Historique et principe général	21
1.3.1.1 Historique	21
1.3.1.2 Principe de fonctionnement	23
1.3.1.3 Centrales de stockage par air comprimé installées ou planifiées dans le monde	24
1.3.2 Classification des systèmes de stockage d'énergie par compression d'air	28
1.3.2.1 Stockage d'électricité par compression d'air conventionnel	28
1.3.2.2 Stockage d'électricité par compression d'air adiabatique	29

1.3.2.3	Stockage d'électricité par compression d'air isotherme	31
1.3.2.4	Classification des systèmes de stockage d'énergie par air comprimé selon le comportement du réservoir de stockage d'air comprimé . . .	32
1.3.2.5	Classification des systèmes de stockage d'énergie par air comprimé selon la puissance nominale à la décharge	34
1.3.2.6	Comparaison des systèmes de stockage d'énergie par air comprimé	35
1.3.2.7	Symboles utilisés pour représenter les composants des systèmes de stockage d'énergie par air comprimé	37
1.4	Stockage d'électricité par compression d'air à petite échelle	37
1.4.1	Système de stockage hydropneumatique	38
1.4.2	Système hybride éolien/diésel, avec stockage d'air comprimé	38
1.4.3	Système hybride de stockage thermique/volant d'inertie avec stockage d'air comprimé	39
1.4.4	Système de stockage pneumatique avec conversion pneumatique d'électricité	40
1.5	Conclusion	41
2	Modélisation thermodynamique	43
2.1	Hypothèses de travail	44
2.2	Présentation du système de stockage par air comprimé à petite échelle	44
2.3	Analyse énergétique du système de stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle	46
2.3.1	Analyse énergétique du compresseur	46
2.3.1.1	Compression adiabatique	48
2.3.1.2	Compression non adiabatique; approche polytropique	49
2.3.2	Analyse énergétique du moteur pneumatique	54
2.3.2.1	Detente adiabatique	54
2.3.2.2	Détente non adiabatique; approche polytropique	56
2.3.3	Analyse énergétique du réservoir de stockage d'air comprimé	57
2.3.4	Analyse énergétique et dimensionnement des échangeurs de chaleur	60
2.4	Analyse exergetique du système de stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle	65
2.4.1	Analyse exergetique d'un étage de compression	66
2.4.2	Analyse exergetique d'un étage de détente	66
2.4.3	Analyse exergetique d'un refroidisseur et d'un réchauffeur	67
2.4.4	Analyse exergetique du réservoir de stockage d'air comprimé	68
2.5	Synthèse de l'analyse énergétique et exergetique	68
2.6	Conclusion	72
3	Prototype expérimental de 1.2kW	73
3.1	Présentation détaillée du banc d'essai	73
3.1.1	Le compresseur	75
3.1.2	Réservoir de stockage d'air comprimé	76
3.1.3	Moteur pneumatique et générateur électrique	76
3.1.4	Instrumentation du banc d'essai	78
3.1.5	Evaluation des performances du prototype	81
3.1.5.1	Performances du compresseur	81
3.1.5.2	Performances du moteur	81
3.1.5.3	Remplissage et décharge réservoir	81
3.2	Résultats et discussion	81
3.2.1	Résultat de l'étude expérimentale de la phase de compression (charge)	81
3.2.1.1	Mesure du débit d'air du compresseur	81
3.2.1.2	Mesure de la pression à la sortie des étages de compression	82
3.2.1.3	Mesure de la puissance électrique appelée par le compresseur	83

3.2.1.4	Mesure de la température entre les étages de compression	84
3.2.1.5	Analyse et discussion des résultats de l'étude expérimentale du compresseur	84
3.2.2	Résultat de l'étude expérimentale du remplissage et de la décharge des bouteilles d'air comprimé	89
3.2.3	Résultat de l'étude expérimentale de la phase de détente; production d'électricité	90
3.2.3.1	Mesure du débit d'air d'alimentation du moteur	90
3.2.3.2	Mesure de la pression à l'entrée et à la sortie du moteur pneumatique	90
3.2.3.3	Mesure de la température à l'entrée et à la sortie du moteur pneumatique	91
3.2.3.4	Mesure du couple moteur et de la puissance électrique instantanée délivrée par le générateur couplé au moteur pneumatique	92
3.2.3.5	Analyse et discussion des résultats de l'étude expérimentale du moteur pneumatique couplé au générateur	93
3.2.4	Rendement du système	96
4	Optimisation d'un SS-CAES	101
4.1	Présentation du système à optimiser	104
4.2	Présentation de l'Algorithme Génétique à Codage Réel modifié (RCGA)	104
4.2.1	Génération de la population initiale	107
4.2.2	Evaluation de la population des solutions potentielles	107
4.2.3	Rangement de la population évaluée	107
4.2.4	Formation de la poule de croisement	108
4.2.5	Croisement	108
4.2.5.1	Croisement binaire simulé	110
4.2.5.2	Croisement SIMPLEX	110
4.2.6	Mutation	111
4.2.6.1	Vérification de la convergence et déduction de la solution optimale	112
4.3	Formulation du problème d'optimisation	112
4.3.1	Définition de la fonction objective	112
4.3.2	Formulation mathématique du problème d'optimisation	113
4.3.3	Présentation des contraintes du problèmes	114
4.4	Comparaison du modèle thermodynamique ayant servi à la construction de la fonction objective	117
4.5	Résultats de l'optimisation	119
4.5.1	Etude de la stabilité de la convergence	119
4.5.2	Répartition des variables d'optimisation dans la population au fil des générations pendant l'évolution	122
4.5.3	Analyse de sensibilité; effet des variables de décision sur le rendement énergétique global ainsi que sur la violation des contraintes	125
4.5.4	Analyse thermodynamique du SS-CAES optimisé	128
4.6	Conclusion	131
	Conclusion générale	133

Table des figures

1.1	Profil de charge d'un réseau électrique avec système de stockage de grande capacité [1].	7
1.2	Classification de différentes techniques de stockage de l'énergie électrique en fonction de la durée de déstockage et de la puissance délivrée pendant cette décharge [2].	8
1.3	Principe du stockage par pompage hydraulique [3].	8
1.4	Principe de fonctionnement des CAES conventionnels [4]	9
1.5	Schéma de principe d'un CAES conventionnel avec récupération de la chaleur de combustion [3]	10
1.6	Schéma de principe d'un système de stockage inertiel d'énergie [2]	11
1.7	Schéma de principe d'une unité de stockage électrochimique d'électricité	12
1.8	Schéma de principe d'une batterie à circulation [5]	13
1.9	Schéma de principe d'une unité de stockage chimique d'électricité (pile à combustible) [6]	14
1.10	Schéma de principe d'une unité de stockage électrique d'électricité (super condensateur) [2]	15
1.11	Schéma de principe d'une unité de stockage électrique d'électricité (inductance supraconductrice; SMES) [7]	16
1.12	Schéma de principe d'un système de stockage d'électricité par pompage cryogénique. Cycle de charge (à gauche) et de décharge (à droite) où (HP) désigne la pompe à chaleur ou une machine frigorifique et (PC) un cycle thermique. T_1 est la température du réservoir de stockage du froid et T_0 celle du milieu extérieur [8]	17
1.13	Schéma de principe d'un système de stockage thermique d'électricité (pompage thermique) [9]	17
1.14	Comparaison des différentes technologies de stockage électrique en fonction de la durée de décharge, de la puissance nominale et de la capacité [10]	20
1.15	Comparaison des systèmes de stockage d'énergie électrique en fonction de la maturité de la technologie utilisée [10]	21
1.16	Répartition des cavités souterraines en France susceptibles d'être transformées en réservoir de stockage d'air comprimé [11]	21
1.17	Schéma du principe de fonctionnement d'un CAES conventionnel tel qu'installé à Huntorf en Allemagne [12, 13]	24
1.18	Schéma du principe de fonctionnement d'un CAES conventionnel avec régénérateur tel qu'installé à McIntosh en Alabama aux USA [12, 13]	25
1.19	Photo de l'installation pilote de stockage d'électricité par Air Liquide de Birmingham [14]	27
1.20	Centrale pilote chinoise de stockage d'électricité par air comprimé supercritique (à gauche) et adiabatique avancé (à droite) [14]	28
1.21	CAES conventionnel; cas de Huntorf (à gauche) et McIntosh (à droite) [12, 13]	29
1.22	CAES adiabatique (a) et adiabatique avancée (b) [15]	30

1.23 CAES adiabatique avancée basse température [16]	31
1.24 Stockage hydropneumatique d'électricité à cycle fermé (a) et fermé(b) [17]	32
1.25 CAES isobare; (1) cheminée, (2) usine/centrale, (3) réservoir d'eau jouant le rôle de pompe naturelle, (4) air stocké à pression constante, (5) colonne d'eau de contre pression [17]	34
1.26 Diagramme du principe de stockage d'électricité par Air Liquide [18]	34
1.27 Schéma de principe du système hybride éolien/diésel avec stockage d'air comprimé [19]	39
1.28 Micro réseau expérimental utilisant le concept hybride éolien/diésel avec stockage d'air comprimé construit par TechnoCentre éolien au Canada [20]	39
1.29 Schéma de principe du système hybride TACAS [21]	40
1.30 Schéma de principe du système stockage pneumatique avec conversion pneumatique d'électricité [15]	41
2.1 Système de stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle proposé dans cette thèse	45
2.2 Etage de compression	47
2.3 Diagramme de Clapeyron des différents types de transformations thermodynamiques que peut subir un gaz pendant sa compression	47
2.4 Etage de compression élémentaire	51
2.5 Etage de détente	54
2.6 Schéma de modélisation du réservoir de stockage	58
2.7 Modèle d'échangeur	60
2.8 Diagramme de la méthode de dimensionnement d'un échangeur	61
2.9 Transfert d'exergie à travers un système ouvert	65
3.1 Photo et diagramme synoptique du prototype expérimental	74
3.2 schéma du bloc compresseur utilisé dans le prototype expérimental	75
3.3 Bouteilles sous pression de stockage d'air comprimé	76
3.4 Photo du moteur pneumatique à pistons radiaux couplé à un alternateur synchrone sans balais et coupes du moteur pneumatique	77
3.5 Courbes des performances du moteur pneumatique à pistons radiaux (fournies par le constructeur)	77
3.6 Diagramme d'instrumentation du prototype expérimental	79
3.7 Photo du système portant le débitmètre situé à l'entrée du compresseur (point de mesure FT14 du diagramme d'instrumentation)	82
3.8 Débit massique de l'air du compresseur pendant le remplissage des bouteilles	82
3.9 Pression de l'air à la sortie des trois étages de compression pendant le remplissage du réservoir	83
3.10 Puissance électrique expérimentale ($P_{elc,c,Exp}$) absorbée par le compresseur pendant le remplissage des bouteilles	84
3.11 Température expérimentale de l'air aux étages de compression pendant le remplissage des bouteilles d'air comprimé	85
3.12 Diagramme de répartition de l'énergie pendant la phase de remplissage des bouteilles; cas du prototype expérimental (le premier) et cas d'un système où la compression se ferait de façon adiabatique (le deuxième)	88
3.13 Evolution de la pression dans les bouteilles de stockage d'air comprimé pendant le remplissage (gauche) et la décharge (droite)	89
3.14 Photo du système portant le débitmètre situé à l'entrée du moteur pneumatique (point de mesure FT05 du diagramme d'instrumentation)	90
3.15 Débit massique de l'air du moteur pneumatique pendant la détente	90
3.16 Pression de l'air à l'entrée (courbe de couleur violette) et à sortie (courbe de couleur rose) du moteur pneumatique	91
3.17 Température expérimentale de l'air à l'entrée et à la sortie du moteur pneumatique	92

3.18	Puissance électrique expérimentale ($P_{elc,G,Exp}$) produite par le générateur couplé au moteur pneumatique pendant la décharge des bouteilles	92
3.19	Vitesse de rotation de l'arbre moteur pendant la décharge	93
3.20	Formation du givre à la surface du moteur pneumatique pendant la détente preuve d'un transfert thermique avec l'air ambiant	94
3.21	Diagramme de répartition de l'énergie pendant la phase de décharge des bouteilles; cas du prototype expérimental (à gauche) et cas d'un système où la détente de l'air dans le moteur pneumatique se ferait de façon adiabatique (à droite)	96
3.22	Diagramme de la répartition des flux d'énergie avec recyclage de la chaleur de compression : (i) cas du prototype expérimental; (ii) cas de son équivalent adiabatique	98
4.1	Système de stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle à optimiser	104
4.2	Diagramme de l'Algorithme Génétique à Codage Réel modifié (RCGA) proposé dans cette thèse	106
4.3	Règle de faisabilité par paire : "Pair-wise feasibility rules" [22]	108
4.4	Point de croisement choisi de façon aléatoire dans les chromosomes père et mère	109
4.5	Chromosomes fils issus du croisement simple	109
4.6	Instabilité de la convergence avec la technique de croisement dite simple	110
4.7	Unique chromosome fils issus du croisement SIMPLEX	111
4.8	Chromosomes fils issus du croisement lorsque la dernière variable du chromosome est choisie comme point de croisement	111
4.9	Système de stockage utilisé pour valider le modèle thermodynamique servant à la construction de la fonction objective; issu des travaux publié de Liu et al. [23]	118
4.10	Evolution de la valeur maximale du rendement exergetique à chaque génération (Cas 1)	120
4.11	Evolution de la valeur maximale du rendement exergetique à chaque génération (Cas 2)	120
4.12	Evolution de la valeur maximale du rendement exergetique à chaque génération (Cas 3)	121
4.13	Répartition des variables d'optimisation pendant l'évolution (les six premières)	123
4.14	Répartition des variables d'optimisation pendant l'évolution (les sept dernières)	124
4.15	Effet de la variation du nombre d'étages de compression (a&c) et du taux de compression (b&d) sur le rendement exergetique global et sur la violation des contraintes au point optimal.	125
4.16	Effet de la variation du volume du réservoir d'air comprimé (a&c), du taux de détente de l'étage haute puissance (b&d) et basse puissance (e&f) du moteur pneumatique sur le rendement exergetique global et sur la violation des contraintes au point optimal.	126
4.17	Effet de la variation de la température de l'air à l'entrée de l'étage haute puissance (a&c) et basse puissance (b&d) du moteur pneumatique sur le rendement exergetique global et sur la violation des contraintes au point optimal.	127
4.18	Effet de la variation du rendement isentropique du compresseur (a&c) et du moteur pneumatique (b&d) sur le rendement exergetique global et sur la violation des contraintes au point optimal.	127
4.19	Effet de la variation du rendement mécanique du compresseur (a&c) et du moteur pneumatique (b&d) sur le rendement exergetique global et sur la violation des contraintes au point optimal.	128
4.20	Effet de la variation débit massique d'air du compresseur (a&c) et du moteur pneumatique (b&d) sur le rendement exergetique global et sur la violation des contraintes au point optimal.	128
4.21	Schéma synoptique du système de stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle optimisé	129

Liste des tableaux

1.1	Comparaison des différentes technologies de stockage électrique [2]	19
1.2	Comparaison des systèmes de stockage d'énergie par air comprimé [2, 12, 14]	36
1.3	Symboles des composants constituant les systèmes de stockage d'énergie par air comprimé	37
3.1	Caractéristiques techniques du compresseur utilisé dans le prototype expérimental	76
3.2	Caractéristiques techniques du moteur pneumatique et du générateur utilisés dans le prototype expérimental	78
3.3	Caractéristiques techniques du moteur pneumatique et du générateur utilisés dans le prototype expérimental	80
3.4	Résultat de l'étude expérimentale des étages de compression	86
3.5	Résultats du dimensionnement des refroidisseurs air-eau entre les étages de compression	87
3.6	Résultat de l'étude expérimentale du moteur pneumatique couplé à l'alternateur . .	95
3.7	Résultats du dimensionnement du réchauffeur air-eau à l'entrée du moteur pneumatique dans le cas où l'eau chaude est issue d'une phase de compression polytropic (première partie du tableau) et d'une compression adiabatique (deuxième partie du tableau)	95
4.1	Bornes des variables d'optimisation	114
4.2	Durée de remplissage et décharge du réservoir d'air comprimé calculée et mesurée	118
4.3	Comparaison entre les valeurs calculées et celles publiées dans [23] pour la phase de compression et de détente	119
4.4	Paramètres de l'algorithme génétique à codage réel modifié (RCGA) pour les trois cas ayant servi à l'analyse de la stabilité de la convergence	120
4.5	Valeurs optimales des variables d'optimisation maximisant le rendement exergetique	122
4.6	Propriétés thermodynamique à chaque point ou état du système optimisé	130
4.7	Résultat de l'analyse thermodynamique du système optimisé	130
4.8	Total exergy destruction and exergy destruction ratio of each component for a complete cycle of charge and discharge.	130

Liste des abréviations et des symboles

Les Abréviations

AA – CAES Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage

C.V Constraint Violation factor

CAES Compressed Air Energy Storage

CASt Compressed Air Storage tank

CC Combustion Chamber

CS Compression Stage

CTEtoRTE Contribution of Thermal Energy to Round-Trip Efficiency

DRM Dynamic Random Mutation

GA Genetic Algorithm

HE Heat Exchanger

HPe/LPe High and Low power expansion stage

HWt Hot Water tank

M électrique drive Motor

MaxGens maximum number of generations

N.V Number of Violation

PopSize size of population

RCGA Real Coded Genetic Algorithm

RTE Round-Trip Efficiency

SBX Simulated Binary crossover

SPX Simplex crossover

SS – CAES Small Scale Compressed Air Energy Storage

VCH Violation Constraint-Handling method

Les exposants

b	Boundary pour frontière d'un système thermodynamique
D	Détruite
in	Inlet pour à l'entrée
j	Compteur des variables d'optimisation
L	Borne inférieure
Max	Maximum
out	A la sortie
Q	Echangée par transfert thermique
U	Borne supérieure
W	Echangée par travail

Lettre Grecque

α	Paramètre caractérisant une compression polytropique réversible
α'	Paramètre caractérisant une détente polytropique réversible
β_{HP}	Taux de détente étage haute puissance du moteur pneumatique
β_{LP}	Taux de détente étage basse puissance du moteur pneumatique
η_c	Rendement polytropique du compresseur
η_{ex}	Rendement exergetique
$\eta_{Is,m}$	Rendement isentropique du moteur pneumatique
η_{IsC}	Rendement isentropique du compresseur
η_{mC}	Rendement mécanique du compresseur
η_{mm}	Rendement mécanique du moteur pneumatique
η_m	Rendement polytropique du moteur pneumatique
η_{ref}	Rendement d'une centrale thermique virtuelle (ou de référence)
π	Taux de compression des étages du compresseur
k	Exposant polytropique d'étage de compression
m	Exposant polytropique d'étage de détente

Les indices

c	Compresseur
cw	cooling water pour eau de refroidissement
DP	Discharge Process pour phase de décharge
FP	Filling Process pour phase de charge
G	Générateur électrique ou alternateur

h	hot pour chaud(e)
HP	Haute puissance
hw	heating water pour eau de réchauffement
i	Numéro de l'étage de compression
Is	Isentropique
LP	low power pour basse puissance
m	Moteur
n	Dernier étage de compression
Rh	De réchauffement
t	Tank pour réservoir de stockage d'air comprimé

Symboles

$\dot{E}_x^Q$	Exergie transférée par unité de temps	kW
$\dot{m}$	Débit massique	kg s ⁻¹
$\dot{Q}$	Puissance thermique transférée	kW
A	Section droite	m ²
C_p	Chaleur massique à pression constante	J kg ⁻¹ K ⁻¹
e_x	Exergy physique d'écoulement	kJ kg ⁻¹
g	Accélération de la pesanteur	m s ⁻²
G_i	Contrainte d'optimisation normalisée numéro i	
H	Coefficient de transfert thermique global du réservoir de stockage d'air comprimé	kW m ⁻² K ⁻¹
h	Enthalpie massique	kJ kg ⁻¹
m	Masse	kg
n	Nombre d'étage de compression	
P	Pression	bar
P_0	Pression de l'environnement de référence	bar
P_{elc}	Puissance électrique	kW
P_c	Probabilité de croisement	
P_m	Probabilité de mutation	
Q	Chaleur échangée	J
R	Constante des gaz parfaits	kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
S	Surface de transfert thermique du réservoir de stockage d'air comprimé	m ²
s	Entropie massique	kJ kg ⁻¹ K ⁻¹

T	Température	°C
t	Temps	s
T_0	Température de l'environnement de référence	°C
U	Coefficient de thransfert thermique global de l'échangeur	$\text{kW m}^{-2} \text{K}^{-1}$
V_t	Volume du réservoir de stockage d'air comprimé	m^3
W	Travail	J

Introduction générale

L'intérêt pour l'énergie renouvelable n'a cessé de croître ces dernières années. En effet, la révolution industrielle du 19^e siècle a favorisé une croissance exponentielle de la population mondiale. Le modernisme ayant accompagné cette révolution industrielle a entraîné une demande massive d'énergie électrique dont la production reste fortement dépendante des énergies fossiles. L'augmentation de la production d'énergie électrique de source fossile permettant de suivre la forte demande s'est accompagnée d'une émission mondiale de CO_2 qui n'a cessé de croître depuis les années 1970 pour atteindre un niveau record de 12 milliards de tonnes annuelles en 2008. L'envolée des prix du pétrole cette même année ajouté aux effets néfastes du changement climatique a suscité un regain d'intérêt presque mondial pour les énergies renouvelables. C'est d'ailleurs dans cette optique que l'UE lors de son conseil tenu un an avant en 2007 s'était fixé des objectifs afin de porter à l'horizon 2020 la part des énergies renouvelables dans l'énergie totale consommée à 20%, d'améliorer de 20% l'efficacité énergétique et partant, de diminuer de 20% les émissions de GES. Malheureusement, les énergies renouvelables sont intermittentes et diffuses, parfois trop éloignées des zones de forte demande [24]. Or le consommateur final doit en tout lieu et à tout temps pouvoir disposer de sa puissance souscrite. La stabilité de l'offre en énergie électrique et la sécurité du réseau d'approvisionnement restent donc un challenge dans le déploiement des énergies renouvelables [25]. Une des solutions envisagées pour venir à bout du problème d'intermittence des énergies renouvelables est de les coupler aux systèmes de stockage [26]. Ces systèmes de stockages devant continuer leurs missions d'écrêtage des pics d'appel de puissance qu'ils remplissent sur le réseau conventionnel fortement dépendant des énergies fossiles et fissiles, mais aussi, de corrélérer l'offre et la disponibilité en énergie renouvelable à la demande.

Dans l'industrie mondiale d'énergie électrique, en termes de densité d'énergie stockée, de durée de déstockage et de maturité, deux technologies sont utilisées de nos jours pour le stockage massif de l'énergie électrique. Il s'agit respectivement du stockage par pompage hydroélectrique et du stockage d'énergie par compression d'air CAES (Compressed Air Energy Storage) [27].

Le stockage par pompage hydroélectrique est basé sur un système de pompage-turbinage de l'eau entre deux réservoirs situés à des altitudes différentes. Du fait de la dénivellation qui doit exister entre les deux réservoirs, cette technique fait face malheureusement dans les pays industrialisés à un manque de sites géologiques appropriés puisqu'ayant été tous exploités [28]. Quand bien même certains sites seraient encore disponibles, ces derniers sont particulièrement éloignés des utilisateurs finaux et nécessitent la construction des nouvelles lignes de transport. Malheureusement, cette construction de nouvelles lignes de transport ajouté à l'impact environnemental et écologique qu'ont les stations de stockage par pompage hydroélectrique est loin de rentrer dans les bonnes grâces des écologistes qui y opposeraient certainement de vives résistances. Bien plus encore, la centralisation du stockage par pompage hydroélectrique nécessaire à sa rentabilité est un autre frein majeur à son déploiement.

Le stockage d'énergie électrique par compression d'air comme son nom le dit, consiste à utiliser l'énergie électrique disponible sur le réseau pendant les heures creuses pour comprimer l'air dans un réservoir. Lorsque le besoin se fait sentir, l'air stocké sous haute pression est extrait du réservoir puis turbiné pour alimenter à nouveau le réseau électrique [2]. Contrairement au sto-

ckage par pompage hydroélectrique, cette technologie offre plus de flexibilité en termes de rapport densité d'énergie stockée et espace utilisé. En effet, le stockage par air comprimé occupe moins d'espace pour une même densité d'énergie stockée que le stockage par pompage hydroélectrique, réduisant ainsi son impact environnemental [29]. Néanmoins, les réservoirs traditionnellement utilisés pour le stockage d'air comprimé sont des cavités géologiques (cavités salines, cavités rocheuses, aquifères, réservoirs de pétrole ou de gaz naturel appauvris) qui ont pour inconvénient de ne pas retenir la chaleur contenue dans l'air à l'issue de la phase de compression. Ainsi, pendant la phase de déstockage, l'air comprimé est extrait du réservoir et chauffé (car ayant cédé sa chaleur à la paroi du réservoir) par la combustion d'un combustible fossile généralement du gaz naturel, avant d'être détendu dans une turbine à gaz ; c'est la technique conventionnelle actuellement utilisée dans le monde. Malheureusement, la pollution occasionnée par l'utilisation de combustible fossile pendant le déstockage, ajoutée à la répartition éparse des sites géologiques appropriés à la construction des réservoirs de stockage d'air comprimé constitue un véritable frein à l'expansion du stockage massif d'électricité par compression d'air conventionnel [3, 30].

Un inconvénient commun à ces deux techniques de stockage massif est la dépendance aux sites naturels appropriés à leur construction. Ces sites ne sont malheureusement pas équitablement répartis sur le globe. Néanmoins, contrairement au stockage par pompage hydroélectrique qui n'offre pas toujours d'alternative à ce problème, le CAES pourrait utiliser des réservoirs artificiels pour le stockage de l'air comprimé tels que les réservoirs en aciers, les réservoirs de pétrole ou de gaz naturel appauvris. Si les deux derniers peuvent avoir des volumes pratiquement équivalents à ceux des réservoirs géologiques naturels (voir même plus) et donc capables de stocker la même densité d'énergie, leurs utilisations pourraient être dangereuses du fait du risque d'auto-inflammation de l'air sous haute pression au contact des vapeurs d'hydrocarbures volatiles généralement présent dans ce type de réservoir. La problématique de l'apport en chaleur pendant la phase de déstockage dans les systèmes de CAES a longuement été discutée dans la littérature. La solution envisagée étant de remplacer la chambre de combustion des systèmes de CAES conventionnel par un système de stockage thermique (TES; Thermal Energy Storage). En effet, la chaleur de compression est récupérée à la sortie du compresseur puis stockée et réutilisée pour réchauffer l'air pendant la détente au moyen d'un réseau d'échangeurs de chaleur; ce sont les systèmes de stockage par air comprimé adiabatique avancés (AA-CAES : Advanced-Adiabatic Compressed Air Energy Storage) [31, 32]. Si l'AA-CAES résout le problème de l'utilisation des combustibles fossiles, celui de la dépendance au site de stockage de l'air comprimé persiste réduisant ainsi les potentialités du AA-CAES [33]. Une autre solution proposée au problème de la dépendance au réservoir de stockage est le stockage d'énergie par compression d'air isotherme (ICAES : Isothermal Compressed Air Energy Storage). L'ICAES consiste à stocker l'air comprimé à haute pression et à température ambiante dans des réservoirs artificiels (bouteilles d'air comprimé), d'utiliser un système de stockage thermique performant capable de restituer toute la chaleur de compression pendant la détente. De tel système pouvant être utilisé pour la trigénération [34, 35]. En effet, une compression au cours de laquelle la température du gaz reste constante est la moins énergivore possible. De ce fait, l'énergie stockée dans le gaz comprimé est susceptible d'être entièrement récupérée pendant le déstockage. Or, pour réaliser une compression isotherme, l'augmentation de la pression dans le compresseur devrait être suffisamment lente afin de permettre un transfert efficace de chaleur avec l'extérieur [36]. L'entreprise SustainX propose comme dispositifs techniques pour réaliser l'ICAES, un compresseur à piston couplé à une pompe hydraulique qui injecte continuellement des sprays d'eau dans le cylindre de compression [37]. Ces sprays ayant pour rôle de récupérer la chaleur de compression, puis de la restituer de la même manière dans un moteur hydraulique pendant le déstockage. Bien que cette technique résolve à la fois les problèmes liés à la dépendance aux énergies fossiles et aux réservoirs géologiques des systèmes de stockage par air comprimé conventionnels, le couplage compresseur/pompe hydraulique demande une innovation technologique qui entraîne un surcoût d'investissement.

Le stockage d'énergie par compression d'air est loin d'être une technologie simple à implémenter. C'est en effet une technologie basée sur une succession de conversion d'énergie électrique

en énergie mécanique et inversement par agencement des composants tout aussi complexes que variés. Ces conversions devant se faire en respectant des contraintes d'ordre environnementales, technologiques et économiques. Partant du concept de l'ICAES, nous proposons dans cette thèse un système de stockage par compression d'air quasi isotherme à petite échelle afin de contribuer à la décentralisation du stockage d'énergie et partant de contribuer à la pénétration des énergies renouvelables dans le mix énergétique actuel. En plus, un tel système pourrait utiliser la chaleur de compression pour le chauffage et l'air à la sortie du système de détente pour la climatisation. Pour assurer l'efficacité et la rentabilité d'un tel système, la pression de stockage doit être élevée afin de réduire le volume de stockage, la compression doit donc être étagée avec des refroidisseurs intermédiaires permettant un fonctionnement presque à température ambiante (quasi isotherme) du compresseur.

L'objectif premier de cette thèse a été de développer un modèle thermodynamique à travers une analyse énergétique et exergétique capable de prédire le comportement d'un tel système. Par la suite, le modèle thermodynamique ainsi obtenu est éprouvé grâce à un système de démonstration. Nous terminons ce travail de recherche par une optimisation d'un système de stockage par compression d'air à petite échelle destiné au secteur résidentiel ou tertiaire. Ces travaux sont présentés dans ce rapport en quatre chapitres.

Le premier chapitre est consacré à la synthèse bibliographique où nous revenons brièvement sur l'intérêt du stockage d'énergie électrique avant de présenter de façon générale les techniques de stockage d'électricité. Une attention particulière est portée aux techniques de stockage d'électricité par air comprimé ; de l'historique à leurs classifications. Avec un point focal sur les systèmes à petite échelle étudiés dans cette thèse.

Le deuxième chapitre est entièrement dédié à la présentation des différents compartiments d'un système de stockage d'énergie sous forme d'air comprimé de petite échelle et des composants constituant ces compartiments. La présentation est suivie à chaque fois d'une modélisation thermodynamique à travers une analyse énergétique (première loi de la thermodynamique) et exergétique (deuxième loi de la thermodynamique). Cette modélisation nous permet de définir les critères de performance du système de stockage à savoir ; le rendement énergétique global du système (RTE : Round-Trip Efficiency), les taux de destruction d'exergie par composant permettant d'identifier les composants empreints à plus d'irrégularités et enfin, le rendement exergétique global du système.

Le chapitre 3 présente un système de démonstration de 1.2 kW instrumenté pour fournir une base de compréhension et de comparaison au type de CAES à petite échelle proposé dans cette thèse. Les données expérimentales acquises permettent d'obtenir le RTE sur un cas pratique. Les performances expérimentales de chaque composant du système sont ainsi analysées et discutées.

Le dernier chapitre faisant suite au mauvais rendement du système de démonstration et de la nécessité de l'optimiser est consacré à l'optimisation d'un système de stockage à petite échelle au moyen d'algorithmes évolutifs. Le cahier de charge de ce système visant à couvrir les besoins d'un immeuble certifié passif pendant deux heures au moins en phase de déstockage est présenté. Le problème d'optimisation est par la suite formalisé, l'algorithme génétique à codage réel modifié utilisé est présenté en détail, puis une technique de gestion des contraintes performante dite de « violation de contraintes » est expliquée en détail. Pour finir, les résultats de l'optimisation sont présentés et discutés.

Chapitre 1

Synthèse bibliographique

Sommaire

1.1 Intérêts du stockage d'énergie électrique	5
1.2 Technologies de stockage d'énergie électrique	7
1.2.1 Stockage d'électricité sous forme mécanique	7
1.2.2 Stockage chimique d'électricité	11
1.2.3 Stockage électrique d'électricité	14
1.2.4 Stockage thermique d'électricité	15
1.2.5 Comparaison des différentes technologies de stockage d'énergie électrique	18
1.3 Etat de l'art sur le stockage d'énergie par compression d'air	21
1.3.1 Historique et principe général	21
1.3.2 Classification des systèmes de stockage d'énergie par compression d'air	28
1.4 Stockage d'électricité par compression d'air à petite échelle	37
1.4.1 Système de stockage hydropneumatique	38
1.4.2 Système hybride éolien/diésel, avec stockage d'air comprimé	38
1.4.3 Système hybride de stockage thermique/volant d'inertie avec stockage d'air comprimé	39
1.4.4 Système de stockage pneumatique avec conversion pneumatique d'électricité	40
1.5 Conclusion	41

1.1 Intérêts du stockage d'énergie électrique

L'électricité est l'un des vecteurs énergétiques le plus utilisés dans le monde aujourd'hui. En effet, le modernisme l'a rendue si commode qu'il est pratiquement impossible de s'en passer de nos jours. Cependant, l'un de ses inconvénients majeurs est que sa disponibilité doit être à chaque fois égale sinon supérieure à la demande, mais bien plus encore, une fois qu'elle est produite, elle doit être utilisée sinon elle est tout simplement perdue sur le réseau. C'est la raison pour laquelle, les systèmes de production d'électricité sont généralement dimensionnés lors de la construction pour satisfaire à la demande aux heures de pointe. Ce qui fait que pendant les heures creuses, il y a généralement plus d'énergie disponible que nécessaire sur le réseau. En outre, la part de l'électricité dans la demande d'énergie finale ne cesse de croître (23816 *TWh* en 2014 contre seulement 6131 *TWh* en 1973 [38]). Or, elle est de nos jours à près de 80% d'origine fossile et fissile donc non renouvelable [39]. Sa génération entraîne une émission massive de CO_2 en grande partie responsable du changement climatique. Si la politique énergétique qui consiste à construire de nouvelles

centrales de production ou d'appoint pour faire face à l'accroissement démographique et au développement économique n'est pas revue, les effets du changement climatique s'observeront de plus en plus lors des prochaines décennies. Fort heureusement, les grands dirigeants de ce monde (à l'exception du plus puissant d'entre eux) ont compris la nécessité d'opérer une transition énergétique rapide et durable.

La transition énergétique désigne le passage du système énergétique actuel fortement marqué par l'utilisation des combustibles fossiles et fissiles non renouvelable vers un système basé principalement sur les ressources renouvelables. Elle consiste en un remplacement progressif de ressources fossiles par des ressources renouvelables dans toutes les activités humaines; transports, industries, éclairage, confort thermique... Selon le scénario 450 de l'Agence Internationale de l'Énergie (AIE), environ 60% de l'énergie électrique produite sur les quatre plus grands marchés d'énergie dans le monde (États-Unis, Union européenne, Chine et Inde) sera d'origine renouvelable à l'horizon 2040 [39]. Cet objectif de transition est donc louable au regard des dégâts causés par le changement climatique dans le monde, mais deux verrous doivent cependant être levés pour atteindre cet objectif; l'intermittence des sources renouvelable et l'alignement de l'offre en énergie électrique à la demande.

L'intermittence est très souvent associée à une distribution éparse de ces sources renouvelables. Ce qui entraîne l'augmentation de la production décentralisée à travers des réseaux intelligents (« Smart Grid ») avec d'autres challenges à relever tel que la stabilité et le contrôle des micro-réseaux qui en découlent. Le stockage d'énergie électrique apparaît donc comme une solution idoine pour pallier à tous ces obstacles de la transition énergétique chère à la survie de notre espèce. En effet, l'impact de l'introduction des systèmes de stockage d'énergie électrique dans le mix énergétique actuel est multiple [40] :

- Afin de corréliser l'offre à la demande et d'éviter le recours aux centrales d'appoint extrêmement polluantes, car fonctionnant dans la plupart des cas au fioul lourd, les systèmes de stockage d'énergie électrique pourraient lisser les pics d'appel de puissance observée sur les courbes des charges pendant les heures de pointe. Il peut aussi arriver qu'une unité de production soit momentanément défaillante, les distributeurs d'énergie ayant conclu avec les consommateurs des contrats doivent pouvoir assurer la continuité du service malgré l'incident technique. Les systèmes de stockages pourraient être dans ces cas, d'un grand secours. En effet, l'énergie produite et disponible sur le réseau pendant les heures creuses est stockée et utilisée plus tard lorsque la demande est plus importante; la pollution pendant les heures de pointe du fait de la combustion des combustibles fossiles, les pénalités de non-respect du cahier de charge entre les distributeurs et les consommateurs sont ainsi évitées. Bien plus encore, la nécessité de construire de nouvelles centrales est reportée sinon carrément abandonnée.
- Assurer la continuité et la stabilité d'approvisionnement; en effet, à l'aube d'une hyper numérisation des offres de services, des entreprises et donc de l'économie des pays, il suffit parfois d'une fluctuation de l'offre en énergie d'à peine une dizaine de millisecondes pour endommager les systèmes informatiques et donc paralyser toute une économie. Le «tout numérique» ne survivra que si les réseaux électriques sont de plus en plus stables.
- Permettre une pénétration importante des énergies renouvelables. Le stockage d'électricité permet de résoudre les problèmes d'intermittence des sources d'énergie renouvelable et de leurs disparités géographiques.

Les deux premiers avantages permettent de rendre les systèmes de production et de distribution d'énergie électrique conventionnelle plus efficace. En effet, un réseau électrique sans stockage doit faire face à de nombreux challenges techniques tels que des fluctuations répétées et soudaines de la charge, la mauvaise utilisation de la puissance générée, la mauvaise qualité de la puissance délivrée [36]. ... La Figure 1.1 permet de mieux percevoir le rôle d'un système de stockage dans un réseau électrique. Le dernier avantage cité ci-dessus quant à lui, s'inscrit plus dans

la transition énergétique à travers une amélioration de la compétitivité de l'électricité d'origine renouvelable et une prolifération des unités de production décentralisée.

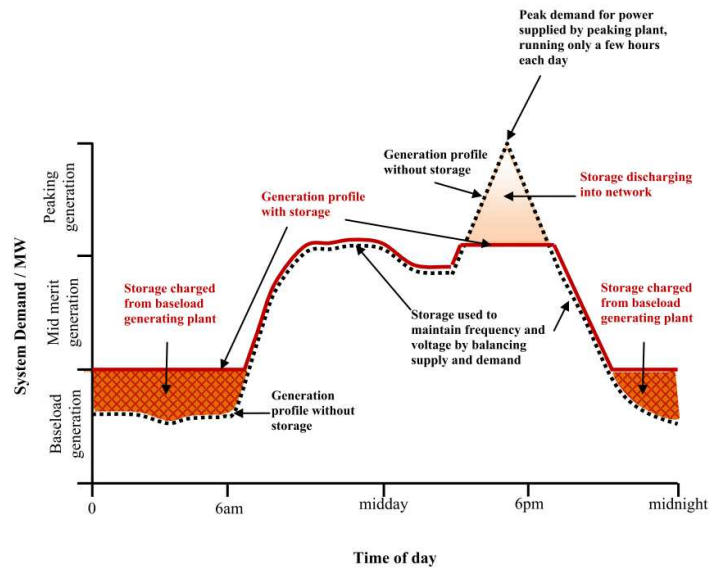


FIGURE 1.1 : Profil de charge d'un réseau électrique avec système de stockage de grande capacité [1].

1.2 Technologies de stockage d'énergie électrique

L'électricité est la résultante d'un déplacement de particules chargées à l'intérieur d'un conducteur sous l'effet d'une différence de potentiel. La question qu'il convient de se poser est celle de savoir ; comment contenir un mouvement (déplacement des particules chargées) pour une utilisation ultérieure ? On peut donc comprendre que, stocker l'énergie électrique consiste à la convertir en une autre forme d'énergie susceptible d'être réservée dans diverses substances permettant une reconversion en énergie électrique lorsqu'on désire disposer à nouveau d'elle [3, 36, 41]. Ainsi, les formes d'énergies intermédiaires sous lesquelles l'énergie électrique peut être convertie lors du stockage sont [2] :

- Mécanique
- Chimique/Electrochimique
- Electrique
- Thermique

Ces différentes techniques de conversion ont données lieu aux technologies de stockage d'énergie électrique présentées dans cette partie. La Figure 1.2 regroupe toutes ces technologies en fonction de la puissance restituable et de la durée de cette restitution.

1.2.1 Stockage d'électricité sous forme mécanique

Dans cette catégorie, l'électricité disponible sur le réseau pendant les heures creuses ou produite par des sources d'énergie renouvelable est convertie en énergie mécanique (gravitaire, cinétique...). Trois technologies en découlent ; le stockage par pompage hydraulique aussi connue sous le nom de station de transfert d'énergie par pompage, le stockage sous forme d'air comprimé et le stockage inertiel dans les volants d'inertie.

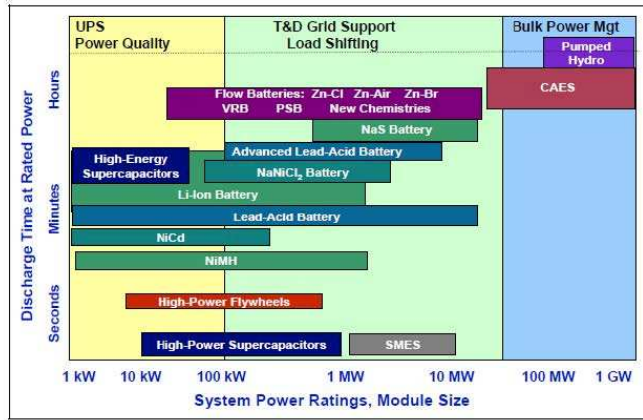


FIGURE 1.2 : Classification de différentes techniques de stockage de l'énergie électrique en fonction de la durée de déstockage et de la puissance délivrée pendant cette décharge [2].

1.2.1.1 Stockage par pompage hydraulique

L'énergie électrique à stocker est utilisée pour alimenter une pompe hydraulique qui se charge de transférer une certaine masse d'eau d'un réservoir inférieur vers un réservoir supérieur. Lorsque le besoin en électricité se refait sentir, l'eau du réservoir supérieur est turbinée pour à nouveau produire l'électricité; on parle alors de système de pompage-turbinage. De tels systèmes peuvent être installés dans les unités de production hydroélectrique; la centrale hydroélectrique est dans ce cas réversible. En phase de stockage, la pompe est mise en service pour remplir le réservoir supérieur et pendant le déstockage, l'énergie potentielle contenue dans la masse d'eau à haute altitude est convertie en énergie mécanique de rotation dans la turbine couplée à un alternateur pour à nouveau générer l'électricité.

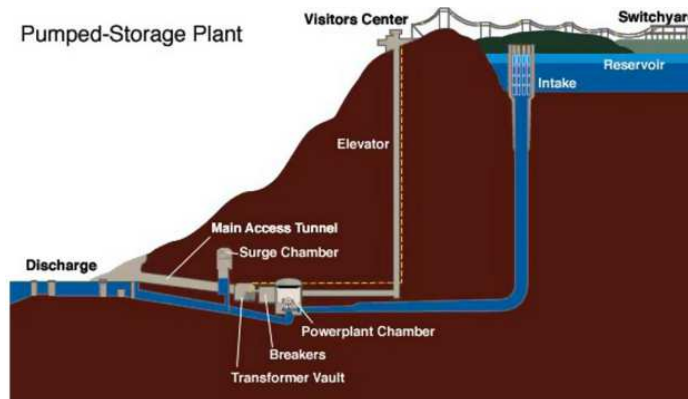


FIGURE 1.3 : Principe du stockage par pompage hydraulique [3].

C'est une technologie appropriée pour le stockage de masse. Les stations de stockage par pompage hydraulique ont un rendement global compris entre 70 et 80% selon les caractéristiques des équipements, avec une durée de vie variant entre 40 et 60 ans [3, 42]. L'électricité y étant stockée sous forme d'énergie potentielle, la quantité d'énergie stockable dans une unité donnée dépend du volume d'eau stockable et de la dénivellation entre les deux bassins de rétention comme le montre l'équation 1.1.

$$E = \rho Vgh \quad (1.1)$$

Dans cette expression, ρ est la densité de l'eau, V le volume du plus petit réservoir et h la dénivellation entre les deux réservoirs. A l'évidence, la construction d'une unité de stockage par

pompage hydraulique est conditionnée par l'existence des sites appropriés présentant une dénivellation acceptable et des possibilités de création de bassins de rétention [3]. Bien plus, la durée de construction est longue et les coûts d'investissement élevés (environ 1000 £/kW), susceptibles de décourager des pays à économie modeste [43]. Néanmoins, c'est une technologie suffisamment mature. Elle représente plus de 99% des installations de stockage d'électricité de masse dans le monde avec plus de 127 GW de puissance installée [44]. La première station construite en France date de 1933 sur le lac Noire dans Les Vosges, le palmarès de la plus puissante revenant à la station de Grand Maison dans l'Oisans avec une puissance installée de plus de 1690 MW.

Des solutions à la contrainte de sites présentant une dénivellation appropriée ont été de créer des stations de stockage artificiel dites station de transfert d'énergie par pompage (STEP) utilisant des réservoirs artificiels. Ces STEP peuvent fonctionner à cycle fermé c'est-à-dire que le même volume d'eau est continuellement transféré d'un réservoir à l'autre selon qu'on est en phase de charge ou de décharge; elles peuvent également fonctionner en cycle semi-ouvert dans la mesure où, l'un des réservoirs le plus souvent celui d'altitude inférieure est un réservoir naturel (la mer, l'océan, un lac de cratère...) et donc de volume infini, la seule contrainte en ce qui concerne la capacité de stockage dans ce cas étant le volume du réservoir supérieur. Dans ce dernier cas de figure, il faut que le pays qui souhaite installer un tel système soit côtier ce qui n'est pas toujours donné. Néanmoins, l'Union européenne envisage de transformer les centrales hydroélectriques déjà construites en STEP en installant dans la salle des machines des pompes afin d'augmenter la vitesse de remplissage des barrages pendant les heures creuses [45].

1.2.1.2 Stockage sous forme d'air comprimé

Cette technologie consiste à convertir l'électricité à stocker en énergie potentielle dans l'air (ou un gaz) à haute pression, plus connue sous le nom CAES pour « Compressed Air Energy Storage ». En effet, pendant les heures creuses ou de surproductions des sources renouvelables, l'électricité est utilisée pour alimenter un compresseur qui se charge de remplir une cavité géologique souterraine (mines abandonnées, aquifères, roches poreuses, cavité saline...) d'air comprimé. Lorsque le besoin se fait sentir, l'air comprimé stocké dans le réservoir souterrain est extrait, préchauffé par combustion d'un combustible, le plus souvent le gaz naturel. Le mélange gazeux à haute pression est détendu dans une turbine à gaz couplé à un alternateur afin de générer à nouveau l'électricité; c'est le principe du CAES dit conventionnel [12, 46].

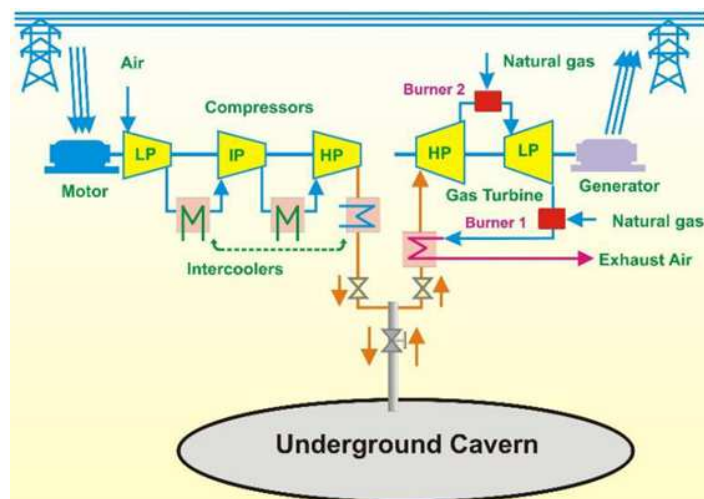


FIGURE 1.4 : Principe de fonctionnement des CAES conventionnels [4]

Les deux unités de stockage commercialisé dans le monde à ce jour fonctionnent suivant ce principe. La plus ancienne installée en Allemagne fonctionne depuis 1978 [47, 48]. Elle utilise comme réservoir de stockage d'air comprimé deux cavités salines ayant un volume total de plus de 300000 mètres cubes et une profondeur comprise entre 650 et 8 m. La pression de service des

réservoirs est comprise entre 43 et 70 bar. La durée de charge (phase de compression) est d'environ 8 h pour plus de 2 h de décharge avec une puissance délivrée d'environ 290 MW. Le rendement global de la centrale de Huntorf est de 42% [47]. Dans cette centrale, les gaz de combustion sortant de la turbine après la détente sont rejetés dans la nature alors qu'ils possèdent encore un certain potentiel énergétique. Afin de valoriser ce potentiel et d'accroître le rendement global du système en diminuant la quantité de gaz naturels consommés, un régénérateur est installé entre le réservoir d'air comprimé et la chambre de combustion. L'air froid sortant du réservoir est préchauffé dans le régénérateur avant l'entrée dans la chambre de combustion comme le montre la Figure 1.5.

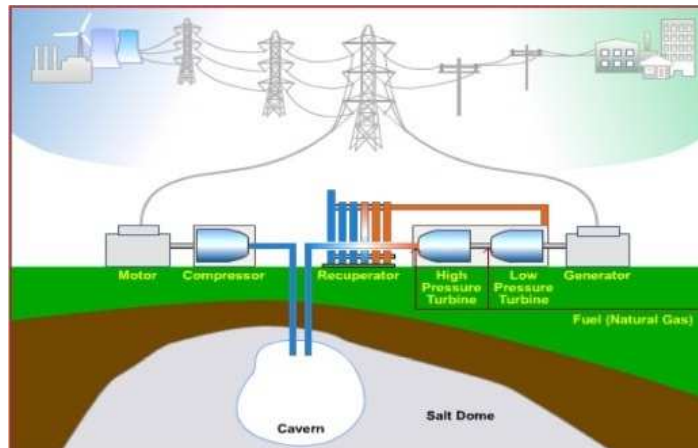


FIGURE 1.5 : Schéma de principe d'un CAES conventionnel avec récupération de la chaleur de combustion [3]

La deuxième unité de stockage commercialisée dans le monde a exploité cette récupération de la chaleur des gaz de combustion pour réduire d'environ 25% la consommation de gaz naturel comparée à celle de Huntorf [3]. Il s'agit de la centrale de McIntosh en Alabama aux États-Unis, mise en service depuis 1991. Elle utilise un réservoir unique miné dans une cavité saline d'un volume d'environ 540000 mètres cubes situé à une profondeur de 450 mètres de la surface pour stocker l'air à une pression tournant autour de 75 bars. Avec une puissance délivrée pendant la décharge plus faible de 110 MW, la durée de décharge de 26 h est 13 fois supérieure à celle de Huntorf. La récupération de la chaleur des gaz de combustion lui a également permis d'augmenter son rendement global de 5%.

Deux limites des CAES conventionnels sont à relever. La première comme dans le cas des STEP est de nature géologique. Les réservoirs de stockage sont minés dans les formations géologiques particulières ; cavité saline, roche dure, aquifères ou les réservoirs de gaz naturel arrivés en fin d'exploitation. Des sites propices sont inégalement répartis sur la planète et quand bien même elles existent, des études de stabilités des réservoirs à des stress (cyclage compression/détente) doivent être menées. Parfois, on peut être amené à abandonner des projets après des années d'investissements justes parce qu'en cours de construction on s'est rendu compte des risques d'instabilité des réservoirs minés. C'est le cas du projet de construction d'un CAES dans l'Iowa d'une puissance de 270 MW, la centrale souhaitait utiliser un aquifère poreux de grès (roche sédimentaire détritique, issue de l'aggrégation et la cimentation des grains de sable) pour miner le réservoir souterrain de stockage d'air comprimé. Les travaux de construction démarrés en 2003 ont dû s'arrêter en 2011 après des millions de dollars d'investissement du fait de l'instabilité géologique du réservoir aux contraintes thermophysiques [49]. Le deuxième inconvénient majeur des CAES conventionnels est l'utilisation d'un combustible fossile pendant la décharge, ce qui pose le problème de la pollution tant décrié de nos jours. De plus, la fluctuation du prix du gaz peut à certains moments ternir significativement le rendement global de tels systèmes et les rendre moins attractifs. La recherche visant à résoudre ces problèmes on depuis lors significativement avancée, elle a donnée naissance à d'autres formes de CAES. Nous y reviendrons plus tard dans le paragraphe I.3.

1.2.1.3 Stockage sous forme d'énergie cinétique dans les volants d'inertie

L'énergie électrique à stocker dans ce cas est convertie en énergie cinétique de rotation [50]. En effet, le volant d'inertie est composé principalement d'une roue massive tournante (volant) autour d'un axe guidé par des roulements ou paliers et entraîné par un moteur électrique réversible [2]. L'ensemble est placé dans une enceinte sous vide afin de limiter les frottements et d'améliorer le rendement. La Figure 1.6 présente la structure simplifiée d'un système de stockage inertiel d'électricité. Dans cette technologie de stockage, la quantité d'énergie stockable dépend de la vitesse de rotation du volant et de sa masse. Les premiers volants étaient faits en acier, plus denses, mais présentaient un seuil de contrainte de rotation qui limitait la vitesse de rotation de ces derniers à quelques dizaines de milliers de tours par minute. La découverte des matériaux composites moins lourds, mais mécaniquement plus résistants aux stress de rotation que l'acier a permis aux volants faits en ce matériau d'atteindre des vitesses de rotation d'environ $100\,000 \text{ tr min}^{-1}$, le problème de la masse résolu en augmentant le rayon du volant et donc son moment [51]. Pendant le stockage, l'électricité alimente le moteur électrique réversible qui lance le volant dans une rotation à grande vitesse, emmagasinant dans cette rotation de l'énergie sous forme cinétique. Lors du retour à l'équilibre, le volant tournant en sens inverse restitue l'énergie cinétique emmagasinée pendant la charge en entraînant le moteur électrique agissant en générateur, pour produire de l'électricité. C'est une technologie qui a un très bon rendement de l'ordre de 90%, mais malheureusement une faible autonomie (quelques minutes) [3]. Le stockage inertiel est donc approprié pour des applications de courte durée. Du fait du temps de réponse rapide et de sa faible densité énergétique, le stockage inertiel est généralement utilisé pour le lissage et l'écrtage de la courbe de charge [52–54].

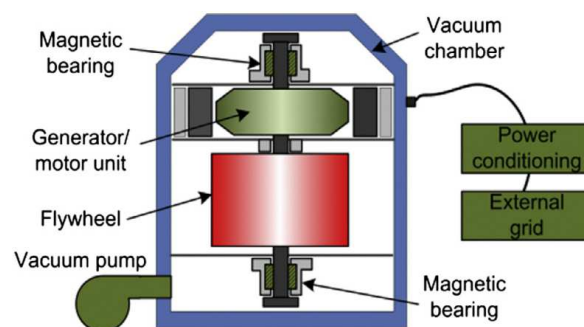


FIGURE 1.6 : Schéma de principe d'un système de stockage inertiel d'énergie [2]

1.2.2 Stockage chimique d'électricité

1.2.2.1 Stockage électrochimique dans les batteries

Dans cette catégorie, l'électricité disponible sur le réseau pendant les heures creuses ou produite par des sources d'énergie renouvelable est convertie en énergie chimique suivant le principe de l'oxydoréduction dans une enceinte close. Le dispositif permettant une telle conversion est connu sous le nom de batterie. Une batterie est composée d'une ou de plusieurs unités appelées cellule, disposées en série ou parallèles en fonction de la puissance et du voltage désiré. Chaque cellule est composée de deux électrodes plongeant dans un électrolyte (le plus souvent une solution ionique, mais pouvant être par moment un solide conducteur d'électron) ; la cathode et l'anode. La cathode est le siège d'une réduction tandis que l'anode celui de l'oxydation.

Le principe du stockage d'électricité sous forme électrochimique est théoriquement simple. En effet, pendant la charge, l'électricité à stocker alimente un générateur qui fournit les électrons à l'électrode connectée à sa borne négative (cathode) à travers le circuit extérieur de la cellule. Pendant ce temps, dans l'électrolyte (circuit intérieur de la cellule), on assiste à un déplacement des cations, de l'électrode connectée à la borne positive du générateur (anode) vers la cathode et

les anions en sens inverse. Les cations arrivant à la cathode trouvent les électrons fournis par le générateur qui charge la cellule, ils sont réduits. Les anions quant à eux vont perdre les électrons à l'anode pour s'oxyder. La charge est complète lorsque ce déplacement d'ions dans l'électrolyte n'est plus possible. Pendant la décharge, les électrons circulent en sens inverse cette fois en passant par la charge (circuit extérieur). En effet, les cations qui s'étaient réduits en captant les électrons pour devenir des réducteurs s'oxydent à l'anode en libérant les électrons qui passent par le circuit extérieur pour attendre la cathode afin de réduire les oxydants s'y trouvant. Ce déplacement des électrons de l'anode vers la cathode à travers le circuit extérieur génère à nouveau de l'électricité.

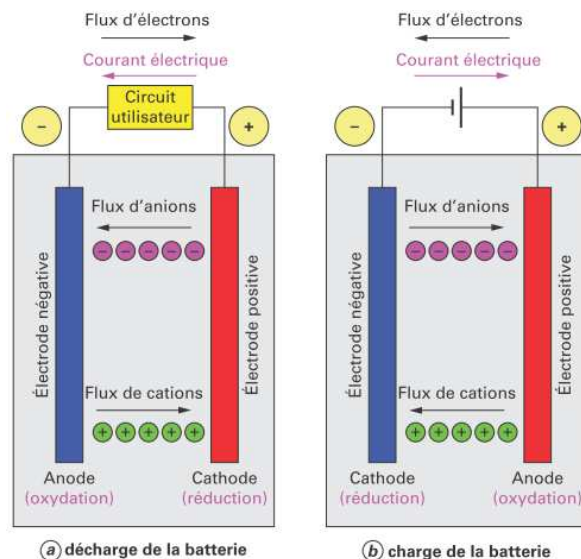


FIGURE 1.7 : Schéma de principe d'une unité de stockage électrochimique d'électricité

En fonction du matériau utilisé aux électrodes et du type d'électrolyte utilisé, plusieurs types de batteries peuvent être cités; plomb-acide, nickel-cadmium, nickel-métal hybride, nickel-fer, zinc-air, sodium-soufre, lithium-ion, lithium-polymères... Ces batteries diffèrent les unes des autres en fonction de la densité d'énergie stockée et de la maturité de la technologie. Celles au lithium-ion peuvent avoir des densités d'énergie supérieure à 2000 Wh kg^{-1} . Les batteries ont un temps de réponse relativement faible, quelques millisecondes et leur rendement global compris entre 60 et 90% en fonction de la technologie [36, 55]. Néanmoins, l'utilisation des batteries reste limitée aux applications de faible puissance du fait des coûts de maintenance élevés et une faible durée de vie. Cette faible durée de vie pose un énorme problème de recyclage du fait de la toxicité et de pollution environnementale des matériaux entrant dans la fabrication de certaines batteries (Pb-acide) [56].

Notons également que la capacité maximale d'une batterie au plomb-acide (Pb-acide) ou au nickel-cadmium (Ni-Cd) par exemple est limitée par la quantité de dépôt solide susceptible d'être accumulé aux électrodes de cette dernière. En effet, les réactions électrochimiques se déroulant aux électrodes créent des composés solides qui s'y déposent directement. Dans le but de contourner cette limitation en termes de capacité maximale, les batteries à flux ou à circulation d'électrolyte ont vu le jour (Figure 1.8). Dans ce type de batterie, les espèces chimiques électros réactives sont en phase liquide dans l'électrolyte qui circule dans le réacteur (partie centrale) où des réactions chimiques permettent de générer l'énergie électrique. Les électrolytes additionnels sont stockés dans les réservoirs extérieurs et sont continuellement pompés dans les cellules du réacteur. Les réactions chimiques qui ont lieu dans le réacteur sont réversibles ce qui permet à la batterie à circulation d'être chargée ou décharger. La capacité de ce type de batterie n'est donc plus limitée par la quantité d'électrolyte utilisée comme dans le cas des batteries classiques puisque les espèces actives restent en phase liquide, quelle que soit la phase de fonctionnement (charge ou décharge). Les électrolytes utilisés dans les systèmes de démonstration ou envisagés dans les pro-

jets en développement sont à base de trois composés [5] ; le bromure de zinc (ZnBr), le bromure de polysulfure ($NaBr + Na_2S_2$) et les couples redox vanadium (V^{2+}/V^{3+} et V^{4+}/V^{5+}).

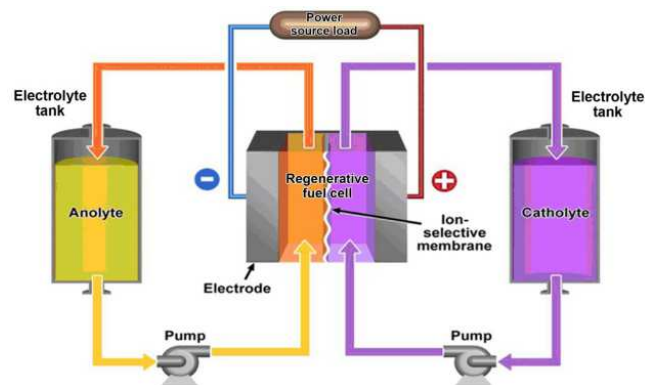


FIGURE 1.8 : Schéma de principe d'une batterie à circulation [5]

1.2.2.2 Stockage chimique d'électricité dans l'hydrogène

Le stockage chimique d'électricité peut aussi se faire par conversion de l'énergie électrique en vecteur d'énergie. Le vecteur énergétique le plus connu et le plus utilisé étant l'hydrogène [57]. L'énergie électrique à stocker est utilisée pour alimenter un électrolyseur qui décompose l'eau suivant l'équation (1.2).



L'hydrogène ainsi produit est recueilli et stocké soit sous forme liquide à des températures cryogéniques soit sous forme gazeuse à haute pression ou alors sous forme solide dans les hydrures. Lorsqu'on désire disposer à nouveau de l'électricité, l'hydrogène ainsi stocké est utilisé pour alimenter une pile à combustible qui l'oxyde en présence d'oxygène de l'air pour à nouveau produire l'électricité, de l'eau et de la chaleur comme le montre la Figure 1.9 [41, 58].

Notons qu'une pile à combustible est un générateur qui produit l'électricité par oxydation d'un combustible à l'anode et la réduction d'un oxydant à la cathode ceci en présence d'un électrolyte [59]. Dans un procédé de stockage d'électricité, une pile à combustible réversible est utilisée; en mode déstockage elle consomme un réactif X, pour produire l'électricité et un autre réactif Y tandis qu'en mode stockage, elle réutilise le réactif Y et l'électricité, afin de produire le réactif X. En fonction du combustible et de l'oxydant utilisés, on distingue plusieurs types de piles à combustible. L'une des plus connues et des plus étudiées est celle à hydrogène qui utilise l'hydrogène comme combustible et l'oxygène comme oxydant. D'autres utilisent comme combustibles les hydrocarbures, les alcools (méthanol, éthanol) et parfois des métaux (zinc, aluminium). Les oxydants pouvant être l'air, le chlore ou le dioxyde de chlore.

Du fait de l'abondance de la ressource en hydrogène sur la terre et surtout de sa facilité de production (simple électrolyse), comme je l'ai dit tantôt, la pile à hydrogène est la plus connue.

En résumé, le processus de stockage chimique de l'électricité dans l'hydrogène se fait en trois étapes; l'électrolyse de l'eau, le stockage de l'hydrogène produit pendant l'électrolyse et l'oxydation de l'hydrogène dans une pile à combustible pour reproduire l'électricité. La puissance des piles à combustible peut aller du kilowatt au mégawatt avec comme avantage mangeur, leur compacité élevée. C'est donc une technologie de stockage pouvant être utilisée pour des applications stationnaires ou mobiles. Elle est appropriée pour le stockage d'électricité dans les réseaux décentralisés surtout pour les sites isolés où la construction des lignes de transport d'électricité présente une certaine difficulté (zones montagneuses). Cependant, le stockage d'électricité en utilisant l'hydrogène a un rendement global relativement bas. En effet, l'électrolyseur a un rendement d'environ 70% et la pile à combustible un rendement de 50%, ce qui donne un rendement global

électrolyseur/pile de 35% [41, 55, 60]. Ce rendement relativement faible, ajouter au coût d'investissement élevé (plus de 10000 \$/kW) sans oublier le fait que le stockage de l'hydrogène n'est pas encore parfaitement maîtrisé, limite le déploiement à grande échelle de cette technique de stockage.

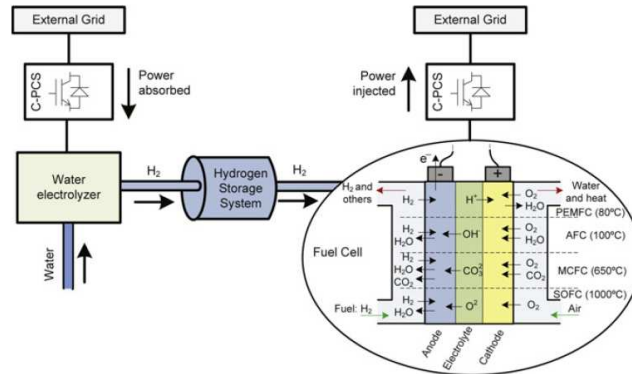


FIGURE 1.9 : Schéma de principe d'une unité de stockage chimique d'électricité (pile à combustible) [6]

1.2.3 Stockage électrique d'électricité

L'électricité est ici stockée sous forme électrostatique dans les condensateurs ou super-condensateurs ou sous forme magnétique dans les inductances supraconductrices (SMES).

1.2.3.1 Stockage électrique d'électricité dans les condensateurs et super-condensateurs

L'électricité ici est stockée dans le champ électrostatique des condensateurs ou super-condensateur. Un condensateur traditionnel est constitué de deux armatures conductrices séparées par un isolant. Le stockage consiste à accumuler les charges de signes opposées sur ces armatures. La quantité d'énergie stockée est directement proportionnelle au carré de la tension appliquée aux bornes de ce dernier [42].

$$E = \frac{1}{2} CV^2 \quad (1.3)$$

Où « V » est la tension électrique appliquée aux bornes du condensateur et « C » est la capacité du condensateur, elle aussi proportionnelle à la surface des armatures. Donc l'énergie stockée sera d'autant plus grande que la surface des armatures sera grande. Cette contrainte fait que les condensateurs ne peuvent stocker de l'énergie qu'à de petites échelles de temps (quelques dizaines de millisecondes). Ils sont donc appropriés pour stabiliser les tensions et pas vraiment pour le stockage de masse d'électricité [61, 62]. Afin d'augmenter la densité d'énergie stockable par les condensateurs, la recherche s'est concentrée sur l'augmentation de la capacité de ces derniers en jouant la nature du diélectrique. C'est ainsi que sont nés les super-condensateurs aussi appelés condensateurs électrochimiques (voir Figure 1.10). Le diélectrique solide du condensateur conventionnel est remplacé par un électrolyte et les armatures métalliques par un matériau à haute porosité (généralement le charbon actif) ce qui augmente significativement la surface d'échange (plus de $1000 \text{ m}^2 \text{ g}^{-1}$). La lenteur du déplacement des ions dans l'électrolyte remplaçant le diélectrique du condensateur conventionnel augmente la durée de décharge de plus, la faible épaisseur du diélectrique (1 nm environ) augmente la capacité du super-condensateur et par la même occasion, la densité d'énergie stockée. Contrairement aux batteries, les super-condensateurs ont une durée de vie beaucoup plus importante (plus de 100000 cycles) et un rendement compris entre 84 et 95% [63]. Néanmoins, le taux d'autodécharge de ces derniers reste

élevé (entre 5 et 40% par jour) et le coût d'investissement aussi (plus de 8000 £/kWh); les super-condensateurs restent donc appropriés pour le stockage à court terme dans les applications nécessitant une fourniture brève d'énergie (quelques secondes à quelques minutes) comme la stabilisation de la tension et de la fréquence d'alimentation [50, 64].

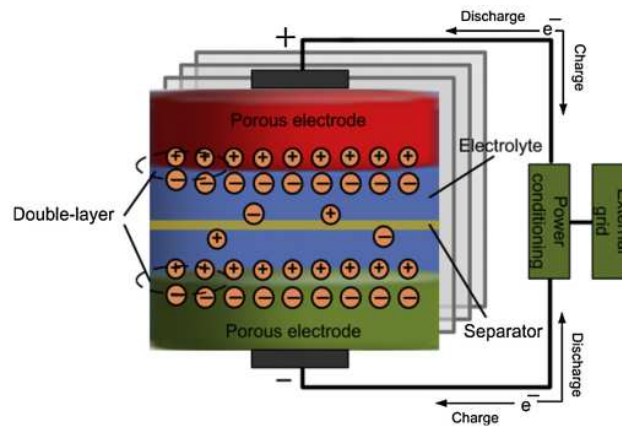


FIGURE 1.10 : Schéma de principe d'une unité de stockage électrique d'électricité (super condensateur) [2]

1.2.3.2 Stockage électrique d'électricité dans les inductances supraconductrices (SMES)

L'énergie électrique est stockée dans un champ magnétique généré par la circulation du courant électrique dans une inductance (bobine) [7]. Cependant, la circulation du courant électrique dans la bobine génère la chaleur par effet joule qui empêche une conservation de l'énergie stockée pendant plus d'une fraction de seconde. C'est la raison pour laquelle, le bobinage est fait en matériaux supraconducteurs réputés pour leurs faibles résistances électriques. La bobine est amenée à opérer à très basse température pour conserver la propriété supraconductrice du conducteur qui la constitue. Pour ce faire, la bobine d'un SMES est maintenue dans une enceinte isolée thermiquement et contenant l'hélium liquide à une température d'environ 4,2 K. Le plus souvent, le supraconducteur est fait de niobium-titane (NbTi). Un système de stockage à inductance supraconductrice est composé de cinq sous-systèmes (Figure 1.11); l'inductance supraconductrice, l'enceinte réfrigérante isolée et l'unité de conversion (AC/DC), l'arrivée de l'énergie électrique à stocker et un système de contrôle.

Avec un rendement énergétique global de plus de 97%, les SMES ont un temps de réponse très rapide (quelques millisecondes). Tout comme les super-condensateurs, les SMES ont une durée de vie importante (plus de 100000 cycles). Néanmoins, le taux d'autodécharge de ces derniers reste non négligeable (entre 10 et 15% par jour) et le coût d'investissement aussi (environ 10000 \$/kWh); les inductances supraconductrices sont donc appropriées pour le stockage à très court terme (quelques secondes) chez des industrielles dans des applications nécessitant une bonne stabilité de la tension et une bonne qualité de la puissance d'alimentation.

1.2.4 Stockage thermique d'électricité

L'énergie électrique à stocker est convertie en énergie thermique puis accumulée dans un réservoir isolé thermiquement contenant un matériau capable de maintenir une température relativement constante dans le réservoir de stockage [10]. Lorsqu'on désire à nouveau disposer de l'électricité, cette énergie thermique est utilisée dans une machine thermique afin de produire l'électricité. En résumé, le stockage sous forme thermique d'électricité se fait en trois étapes; conversion de l'électricité en chaleur au moyen soit d'une résistance thermique (chaleur) ou d'un dispositif de réfrigération/cryogénie ensuite, le stockage de l'énergie thermique ainsi produite dans un matériau approprié contenu dans une enceinte isolée thermiquement puis enfin, utilisation de la cha-

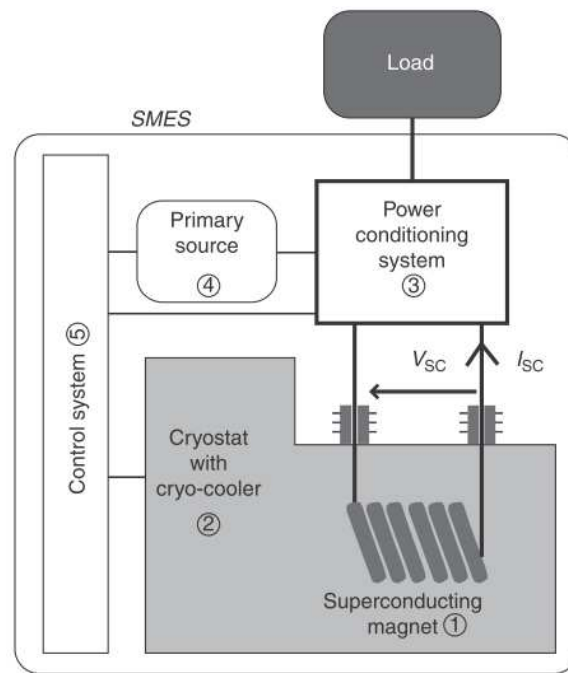


FIGURE 1.11 : Schéma de principe d'une unité de stockage électrique d'électricité (inductance supraconductrice; SMES) [7]

leur stockée dans un cycle thermique pour la production de l'électricité. La température à laquelle l'énergie thermique est stockée dans le réservoir thermique permet de distinguer deux groupes de stockage thermique d'énergie; le stockage à basse température et le stockage à haute température. Le stockage à basse température trouve les applications dans le froid industriel (température inférieure à -18°C), la climatisation ($0 - 12^{\circ}\text{C}$) et le chauffage ($25 - 50^{\circ}\text{C}$). Celui à haute température (température supérieure à 175°C) est utilisé pour de nombreuses applications industrielles (pasteurisation, nettoyage, production d'électricité...).

A basse température, l'eau refroidie ou la glace sont souvent utilisées comme matériaux de stockage et maintenues dans les aquifères comme réservoir de stockage. Pendant les heures creuses, l'électricité est utilisée pour refroidir de l'eau ou la solidifier, l'eau ainsi refroidie est réservée dans les aquifères (ou des réservoirs) afin de maintenir sa température constante. Pendant les heures de pointe, ou des heures chaudes des journées d'été par exemple, où les grands centres commerciaux ont un besoin énorme en climatisation, des systèmes d'échangeurs permettent de récupérer le froid ainsi stocké. C'est donc une technique de stockage thermique d'électricité sans reconversion en énergie électrique tout comme les ballons d'eau chaude très répandue chez des particuliers de nos jours. Afin de profiter de l'électricité bon marché vendue pendant les heures creuses, ces derniers l'utilisent pour la production d'eau chaude sanitaire dans les ballons d'eau chaude. Au petit matin, lorsque le prix de l'électricité est reparti à la hausse, l'eau chaude réservée est donc utilisée pour la toilette et bien d'autres applications domestiques sans devoir exploser son budget électricité.

La cryogénie peut aussi être utilisée pour le stockage d'électricité, c'est une technique de stockage thermique à basse température d'électricité [8]. Encore au stade de l'étude, la technique permettant une telle conversion est connue sous le nom de « stockage d'électricité par pompage cryogénique » (SEPC). Le principe est théoriquement simple, l'électricité à stocker alimente une pompe à chaleur (ou machine frigorifique) qui se charge de prélever la chaleur de la source froide (réservoir contenant le fluide cryogénique; azote liquide ou Air Liquide) pour la rejeter à l'extérieur (source chaude). Lorsqu'on désire à nouveau disposer de l'énergie électrique pendant les heures de pointe, la chaleur environnante est utilisée pour porter le fluide cryogénique à ébullition au moyen d'un cycle thermique afin de reproduire l'électricité comme l'illustre la Figure 1.12. Les

systèmes de SEPC ne nécessitent pas forcément des températures cryogéniques, mais juste une différence de température entre la source froide (réservoir de stockage cryogénique) et la source chaude (milieu extérieur). Leur rendement global reste néanmoins faible; 35% pour le cas du stockage thermique par chaleur latente dans la glace, et une différence de température entre la source chaude et la source froide de seulement 20 K [8].

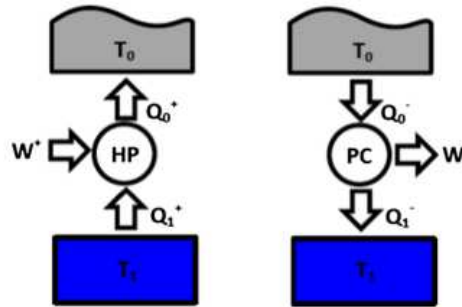


FIGURE 1.12 : Schéma de principe d'un système de stockage d'électricité par pompage cryogénique. Cycle de charge (à gauche) et de décharge (à droite) où (HP) désigne la pompe à chaleur ou une machine frigorifique et (PC) un cycle thermique. T_1 est la température du réservoir du froid et T_0 celle du milieu extérieur [8]

Le stockage d'électricité par pompage thermique est l'une des techniques de stockage thermique à haute température d'électricité [9]. Le système de stockage est composé d'un compresseur (c), d'une turbine (E), de deux réservoirs de stockage thermique; un chaud (HS) et un froid (CS), de deux échangeurs de chaleur (HX1, HX2), il est basé sur le cycle thermodynamique de Joule-Brayton (Figure 1.13).

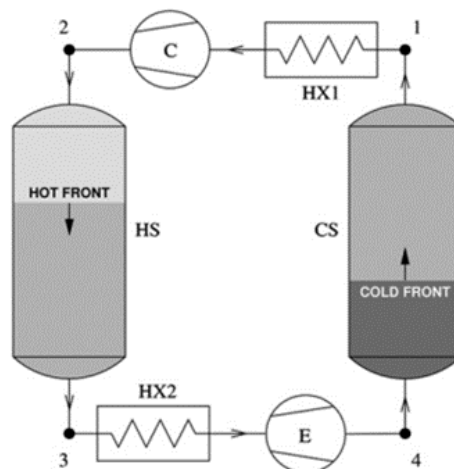


FIGURE 1.13 : Schéma de principe d'un système de stockage thermique d'électricité (pompage thermique) [9]

Les réservoirs de stockages thermiques isolés contiennent généralement des matériaux réfractaires ayant une bonne capacité de stockage thermique comme un empilement de roche ou gravier, et parfois une matrice uniforme de céramique. Ces réservoirs utilisent le principe de la thermocline, c'est-à-dire que le front séparant le fluide caloporteur à haute température du fluide caloporteur à basse température est contenu dans un faible volume, et ceci, quelle que soit la phase de fonctionnement stockage ou déstockage. Le fluide caloporteur est l'Argon, pendant la charge, l'électricité à stocker alimente le compresseur (c) qui se charge de transférer la chaleur du réservoir froid vers le réservoir chaud ce qui entraîne une évolution du front thermique dans les deux réservoirs. Pendant la décharge, le processus est inversé, le gaz sous pression chaud est extrait du réservoir chaud (HS) puis turbiné pour reproduire l'électricité, on assiste à nouveau à un dépla-

cement des fronts thermiques dans les deux réservoirs. Les échangeurs de chaleurs permettent d'évacuer l'excédent de chaleur du système afin de limiter les effets d'irréversibilité qui seraient préjudiciables pour le rendement global du système. La technique est sous brevet et les données du rendement pas vraiment disponible, elle vise à challenger les techniques de stockage matures comme les CAES et les STEP sans contraintes de sites appropriés pour son implantation [65].

1.2.5 Comparaison des différentes technologies de stockage d'énergie électrique

Après avoir présenté les différentes technologies de stockage d'énergie électrique dans les paragraphes précédents, il convient de les comparer. Pour ce faire, il faut utiliser des paramètres qui définissent les critères de performance facilitant leurs comparaisons. Les paramètres le plus souvent utilisés sont [2] ; la densité d'énergie et de puissance, l'énergie et la puissance par unité de masse, la puissance nominale, l'énergie nominale du système de stockage, le pourcentage d'autodécharge journalier, la durée de vie, le nombre de cycles maximal, le rendement global d'un cycle de stockage, le temps de réponse, la durée de décharge à la puissance nominale, la vitesse de recharge, le coût d'investissement par unité de puissance et d'énergie stockée, le coût de maintenance et d'exploitation, la maturité... En fonction de l'application qu'on veut faire d'un système de stockage, il peut être pertinent d'utiliser un paramètre plutôt qu'un autre. Par exemple si pour une application mobile donnée, la quantité d'énergie dont on a besoin est connue, et si la technologie batterie est choisie, si en plus on a des contraintes d'espaces, le paramètre le plus à même de guider la sélection du type de batterie sera l'énergie massique qui permettra de déterminer la masse totale de la batterie nécessaire pour satisfaire les besoins énergétiques de ladite application.

En outre, pour une technologie de stockage donnée, plus la densité d'énergie sera élevée, plus le volume de stockage sera faible. Les techniques de stockage à densité d'énergie élevée sont plus appropriées pour les applications mobiles et portatives ; c'est le cas par exemple des batteries au Li-ion qui ont une densité d'énergie élevée de même que la densité de puissance (vitesse de charge élevée et temps de réponse quasi nul). Par contre, les techniques à faible densité d'énergie sont appropriées pour les applications stationnaires, car nécessitant de très grands réservoirs (volume) de stockage ; c'est par exemple le cas des STEP et des CAES. Le Tableau 1.1 tiré des travaux de Luo et al [2] résume la comparaison des systèmes de stockage électrique présentés plus haut dans ce paragraphe.

TABLE 1.1 : Comparaison des différentes technologies de stockage électrique [2]

	Puissance Nominale	Durée Décharge	Autodécharge Journalier	Durée Stockage	Temps de Réponse	Energie Massique (Whkg ⁻¹)	Puissance Massique (Wkg ⁻¹)	Densité D'énergie (WhL ⁻¹)	Densité Puissance (WL ⁻¹)	Nbre de Cycle	Durée de vie (années)	Rdt Global (%)	Coût D'investissement \$/kW	Impact Environnementale	Commentaires
STEP	100–5000 MW	1–24h et +	Très faible	Heures - Mois	++Mins	0.5–1.5	-	0.5–2	0.5–1.5	10000–30000	40–60	70–85	600–2000	Négatif	Destruction de l'écosystème du site d'implantation
CAES	0.003–300 MW	1–24h et +	Faible - Quasi nul	Heures - Mois	s–min	30–60 ou 140–300bar	-	3–6	0.5–2	8000 et +	20–40	42–54	400–800	Négatif	Emission des GES dans les CAES conventionnels
VI	0–250 kW	1ms–15min	100%	s–min	s	10–30	400–1500	20–80	1000–2000	20000 et +	≈ 15	90–95	250–350	Quasi nul	-
PAC	0–50 MW	s–24h et +	Presque nul	Heures – Mois	s	800–10000	5–800	500–3000	5–800	1000 et +	5–15	20–50	10000 et +	Négatif ou négligeable	Si le combustible est fossile
Condensateurs	0–300 kW	1ms–60min	20–40%	s–h	ms	0.05–15	500–100000 et +	2–30	100000 et +	50000 et +	5–12	70–95	100–400	Insignifiant	-
Thermique	0–300 MW	min–Jours	0.05–1%	min–Mois	Pas rapide	80–250	-	80–500	-	-	5–30	30–60	-	Faible	-
Batteries	0–40 MW	s–10h	0.1–15%	s–Mois	ms	30–250	75–315	20–400	10–10000	500–20000	5–20	70–80	100–4000	Négatif pour certains	Déchets toxiques dans certains cas

STEP : Station de transfert d'énergie par pompage hydroélectrique

CAES : Stockage par compression d'air

VI : Volant d'inertie

PAC : Pile à combustible

La commission électrotechnique internationale dans un rapport publié en 2011 [10] présente un graphe à double axe qui permet de comparer les différentes techniques de stockage d'électricité en fonction de la durée de décharge à la puissance nominale et de la capacité du système de stockage (Figure 1.14). Il ressort de ce graphe que pour des applications de courte durée (seconde à quelques minutes de décharge) il vaut mieux privilégier les super-condensateurs, les inductances supraconductrices et les volants d'inertie. Les volants d'inertie à grande capacité et les systèmes de stockage électrochimiques d'électricité (batteries plomb-acide, lithium-ion, sulfure de sodium) sont adéquats pour des applications de durée moyenne (quelques minutes à plusieurs heures de décharge). Pour ce qui est des applications nécessitant une longue durée de décharge (plusieurs jours, voire des mois de décharge à la puissance nominale), le stockage chimique d'électricité (piles à combustible) est conseillé. Le stockage par pompage hydroélectrique, le stockage par compression d'air et les batteries à flux circulant sont intermédiaires entre les applications nécessitant une durée de décharge moyenne et celles de longue durée.

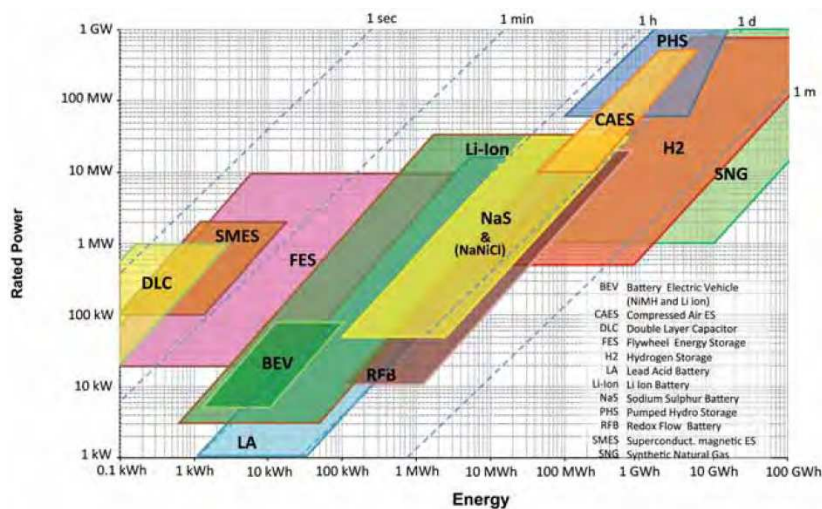


FIGURE 1.14 : Comparaison des différentes technologies de stockage électrique en fonction de la durée de décharge, de la puissance nominale et de la capacité [10]

De toutes ces techniques de stockage, certaines sont plus matures que d'autres (Figure 1.15). Le stockage électrochimique d'électricité dans les batteries est une technologie éprouvée. Cependant, leurs faibles capacités, leurs courtes durées de vie et la toxicité de certains matériaux entrant dans leurs fabrications (plomb, dans le cas de la batterie plomb-acide) limitent leurs déploiements dans le stockage de production (grande échelle) nécessaire pour la production décentralisée de l'électricité au moyen des sources renouvelables. Malheureusement, les deux autres technologies éprouvées permettant le stockage à grande échelle que sont, les STEP et les CAES ont un inconvénient commun ; celui de la dépendance au site d'implantation. Les zones montagneuses ayant une retenue d'eau en altitude ou des régions permettant de créer des bassins de retenues à des altitudes différentes pour les STEP. Les CAES quant à eux ont besoin d'une topographie appropriée pour l'excavation d'énormes réservoirs souterrains pour le stockage d'air comprimé en toute sécurité. Il se trouve que des reliefs se prêtant mieux à ces exigences sont le plus souvent éloignés des grands centres de consommation responsable des pics d'appel de puissance, ou éloignés des sources d'énergie renouvelable utilisée pour la production de l'électricité à stocker. Ce qui requiert la construction de nouvelle ligne de transport occasionnant des coûts supplémentaires. Bien plus encore, dans certains pays développés comme la France, les sites propices pour une installation des STEP ont tous été exploités. Il en est de même des CAES conventionnels, parfois les sites susceptibles de permettre la construction des réservoirs souterrains sont épars, nous pouvons le voir à la Figure 1.16 pour le cas de la France. Notons que, même disponibles, toutes les cavités souterraines ne seront pas propices pour en faire des réservoirs de stockage d'air à haute pression du fait des contraintes sécuritaires. Le projet de construction d'une centrale de stockage d'électricité par

air comprimé d'une puissance nominale de 270 MW dans la ville de "Des Moines" dans l'Iowa aux USA a dû prendre fin en juillet 2011, quatre années avant la date prévue de mise en service, après plus de 8 années de constructions et près de 9 millions de dollars d'investissement en raison des limites géologiques du site de stockage d'air comprimé [49]. Néanmoins, contrairement aux STEP, les CAES pourraient utiliser des réservoirs artificiels pour le stockage de l'air comprimé; nous y reviendrons en détail dans le paragraphe suivant.

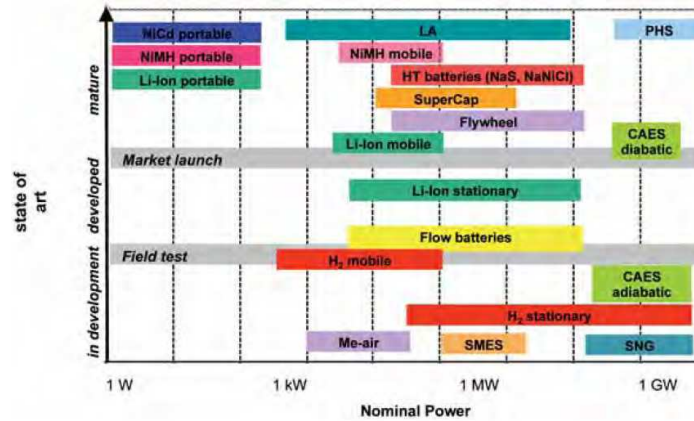


FIGURE 1.15 : Comparaison des systèmes de stockage d'énergie électrique en fonction de la maturité de la technologie utilisée [10]

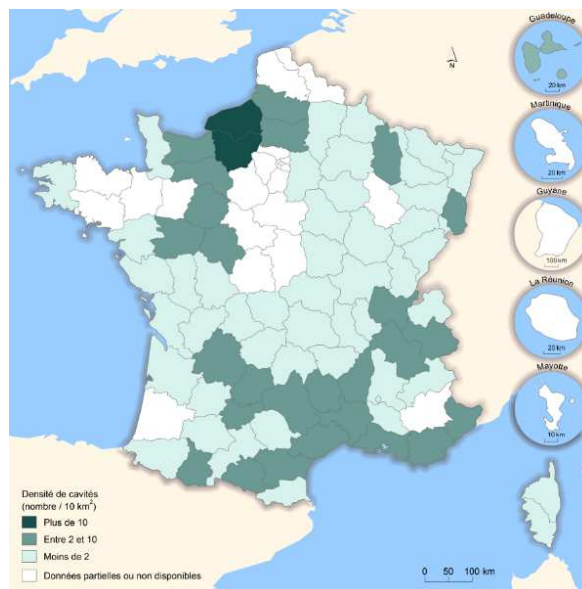


FIGURE 1.16 : Répartition des cavités souterraines en France susceptibles d'être transformées en réservoir de stockage d'air comprimé [11]

1.3 Etat de l'art sur le stockage d'énergie par compression d'air

1.3.1 Historique et principe général

1.3.1.1 Historique

L'air comprimé est largement utilisé dans l'industrie manufacturière parfois comme source d'énergie pour des applications comme le forage ou le découpage. L'air comprimé est aussi utilisé comme fluide de transport d'autres fluides pour le nettoyage ou le vernissage. Dans ces industries, cet

air comprimé est produit sur place presque exclusivement par des machines électriques. C'est le cas en Allemagne où près de 16 TWh_{él} est utilisée pour la production de l'air comprimé dans les industries; c'est 2.5% de sa consommation totale d'électricité [46]. Cependant, en raison de sa faible densité énergétique et des pertes pendant son transport, l'air comprimé n'est pas considéré à l'échelle commerciale, comme une source d'énergie au même titre que l'électricité, le gaz naturel ou la chaleur. Néanmoins, il est considéré comme moyen de stockage de l'énergie électrique.

L'idée originale d'utiliser l'air comprimé comme moyen de stockage de l'énergie électrique est de Frazer W. Gay dans son brevet « moyens de stockage de fluides pour la production d'énergie » déposée en 1943 qui propose d'augmenter la rentabilité des gazoducs pour le stockage de l'air comprimé pendant les périodes où ceux-ci ne sont pas utilisés pour le transport du gaz naturel [66]. Mais la technologie telle qu'exploitée dans le monde aujourd'hui est inspirée d'un second brevet déposé six ans après le premier par Stal Laval dans lequel il propose de stocker l'air dans les cavités souterraines [67]. Malheureusement, ces brevets sont restés dans les tiroirs puisque le stockage de masse d'électricité ne présentait pas encore d'intérêt économique puisque le faible besoin de stockage pour la régulation du réseau était largement assuré par d'autres technologies mieux maîtrisées. Cette situation évolue à partir de 1954 avec la mise en route des premières centrales nucléaires et à charbon adéquate pour la production dite de base. Ces centrales sont conçues pour une production constante et continue d'électricité 24 h/24 h qui doit à tout moment correspondre à la consommation. Sauf que, à certaines heures et à certaines saisons, il y a des pics de consommation, la demande en énergie électrique dépasse la production nominale (de base) desdites centrales. Il fallait donc des centrales de pointes pour résorber les pics de puissances des heures de pointe. Le coût de production de l'électricité au moyen des centrales de pointes étant plus élevé, on assiste à un regain d'intérêt pour le stockage d'électricité afin de transférer l'électricité bon marché des heures creuses vers les heures de pointe. Du fait du très bon rendement des Stations de Transfert d'Énergie par Pompage (STEP), de la très bonne maîtrise de la technologie à cette époque, puis de l'arrivée des puissantes machines hydrauliques réversibles (pompes/turbines), on assiste à une multiplication des unités de stockage d'électricité par pompage hydroélectrique [67]. Notons que les premières unités de stockage d'électricité par pompage hydroélectrique fussent installées en Italie et en Suisse par les industries manufacturières dans les années 1890. Malheureusement, ces sociétés sont très vite confrontées au manque de reliefs montagneux appropriés pour d'autres installations de STEP, mais aussi aux coûts d'investissement trop élevés liés à leurs constructions [46, 68, 69]. Le problème de gestion des pics d'appel de puissance demeure, les centrales d'écroûtage de pointes à gaz et à fioul lourd sont utilisées, parallèlement, les tensions sur le marché pétrolier s'accroissent pour aboutir au premier choc pétrolier en 1973. Quelques années avant, l'Allemagne, disposant dans sa partie septentrionale des formations géologiques appropriées pour le forage des cavités salines pouvant stocker de grandes quantités d'air comprimé, est le premier pays à prendre la décision de construire une centrale de stockage d'électricité par air comprimé dans la ville de Huntorf. Le démarrage du projet en Allemagne en 1969 et la bonne avancée des travaux suscitent un engouement général pour les CAES. C'est ainsi que le département de l'énergie des États-Unis finance la recherche sur la faisabilité des CAES entre 1970 et 1980 afin d'étudier la stabilité des réservoirs de stockage d'air comprimé à long terme et la possibilité de diminuer la consommation de combustible fossile pendant la décharge par valorisation de la chaleur de compression. La conclusion de ladite recherche a été « qu'à court terme, la technologie économiquement rentable est celle implémentée en Allemagne » [46]. Puis la planification d'une centrale de stockage de 200 MW_{él} est faite avec deux améliorations majeures; la récupération de la chaleur des gaz de combustion pour le préchauffage de l'air avant l'entrée dans la chambre de combustion puis l'utilisation d'une cavité contenant de l'eau afin de jouer le rôle de contre pression et donc de permettre une décharge isobare du réservoir. Malheureusement en 1982, l'idée est abandonnée pour raison économique; la croissance de la demande en énergie électrique n'est plus à la hauteur des planifications. La centrale de stockage de Huntorf en Allemagne est mise en service en 1978, elle a une puissance nominale de 290 MW, elle est chargée du suivi de charge et de répondre à la demande de pointe afin de maintenir les centrales nucléaires

à leurs productions de base [70]. Initialement dimensionnée pour une production continue à la puissance nominale de deux heures, la centrale de Huntorf est modifiée pour faire passer la durée de décharge à 3 h afin de soutenir la production éolienne en plein essor dans le nord de l'Allemagne [47, 70, 71].

Treize années après, en 1991, la deuxième centrale de stockage par air comprimé est mise en service aux USA, plus précisément à McIntosh dans l'état de l'Alabama. Sa puissance nominale est certes moins importante que celle de Huntorf avec seulement 110 MW_{él}, mais sa capacité beaucoup plus grande puisqu'elle peut délivrer sa puissance nominale de façon continue pendant 26 h. Elle est utilisée, pour le stockage de l'énergie disponible sur le réseau pendant les heures creuses, pour la production de l'électricité de pointe, mais aussi comme réserve tournante c'est-à-dire une réserve d'énergie immédiatement disponible en cas de panne d'une unité de production d'électricité classique [3, 70]. La mise en service de cette unité de stockage a suscité l'intérêt de plusieurs autres États pour cette technologie qui mettent en œuvre des projets plus ou moins ambitieux, ces projets n'ont malheureusement pas abouti. Le principal accusé de ces multiples échecs est le réservoir de stockage. Le plus souvent, après les premiers essais une fois l'excavation du réservoir achevée, on se rend compte des problèmes de stabilité à la contrainte exercée par l'air comprimé. Au problème d'instabilité du réservoir il faut ajouter la fluctuation du prix du pétrole sur le marché, en effet, lorsque son prix est bas, les bailleurs de fonds sont un peu résignés à l'idée d'investir d'énormes sommes d'argent dans la construction de ces centrales de stockage, moins rentable pour eux qu'une centrale de pointe à gaz qui accomplirait les mêmes services. Néanmoins, le risque climatique qui pèse sur l'humanité, et la tendance accrue pour les énergies renouvelables amène plusieurs équipes de recherche de par le monde à proposer des solutions aux deux inconvénients majeurs des CAES conventionnels que sont ; l'utilisation des réservoirs naturels et le recours aux combustibles fossiles pendant la décharge. L'une de ces solutions étant les unités de stockage par compression d'air de petite taille utilisant des réservoirs en acier ou en fibre de carbone pour le stockage de l'air comprimé. Ceci afin d'accompagner la pénétration des sources intermittentes comme le vent et le solaire photovoltaïque [29, 46, 72].

1.3.1.2 Principe de fonctionnement

Le principe de stockage par air comprimé découle directement de celui des centrales électriques à turbine à gaz [32, 73].

La turbine à gaz, élément principal d'une telle centrale électrique, est un ensemble de trois sous composants montés tous sur le même arbre pour en faire un. Ce sont respectivement ; le compresseur, la chambre de combustion et la turbine proprement dite. Le compresseur le plus souvent utilisé dans ces centrales est de type axial, car il possède un débit important. Il est composé de plusieurs étages de pales, les unes mobiles (tournant autour de l'arbre) alternant avec les pales fixes. L'air qui y circule parallèlement à l'arbre moteur est accéléré par les pales mobiles et diffusé par la suite par les pales fixes. Ces trois mouvements coordonnés ; circulation, accélération et diffusion permettent d'augmenter continuellement la pression de l'air. L'air comprimé chaud entre dans la chambre de combustion où il est brûlé à pression constante. Les gaz de combustion extrêmement chauds sont introduits dans la turbine où la détente à travers les pales (mobiles et fixes) de la turbine permet d'entraîner l'arbre. Un générateur couplé à l'extrémité de la turbine à gaz convertit cette énergie mécanique de rotation de l'arbre en énergie électrique. Le handicap du système ainsi décrit est la proportion de travail produit par la détente qui est utilisée par le compresseur ; entre 60 et 65%, c'est la raison pour laquelle le rendement de base d'une telle centrale tourne autour de 30% [69, 70, 73]. C'est certainement fort de ce constat que, Frazer W. Gay [66] et plus tard, Stal Laval [67] ont eu l'idée de découpler la compression et la détente dans les centrales à turbines à gaz pour en faire des centrales de stockage d'électricité par air comprimé.

Dans une centrale de stockage d'électricité par air comprimé (CAES), l'électricité à stocker alimente un générateur/moteur réversible qui entraîne le compresseur, celui-ci remplit un réservoir (souterrain pour le cas des CAES à grande échelle) d'air comprimé à grande pression ; c'est la phase dite de compression ou de stockage. Des refroidisseurs intermédiaires aux étages de compression

(dans le cas d'un train de plusieurs étages de compression) ou un échangeur placé à la sortie du compresseur permettent de refroidir l'air comprimé avant son stockage afin de réduire le travail de compression, de minimiser le stress thermique sur les parois du réservoir de stockage, de diminuer le volume requis du réservoir, mais aussi de diminuer l'humidité de l'air [70]. Aux heures de pointes de la journée ou de baisse de la production éolienne (cas de Huntorf en Allemagne), la phase de décharge/détente est déclenchée. L'air comprimé est extrait du réservoir de stockage, mélangé à un combustible (le plus souvent du gaz naturel) puis brûlé dans la chambre de combustion, ensuite détendu dans la turbine à gaz haute pression. Le mélange gazeux sortant de la turbine haute pression est mélangé à un combustible et à nouveau brûlé et détendu cette fois dans la turbine basse pression. Les deux étages de détentes sont couplés à un générateur électrique qui se charge de convertir le travail mécanique de l'arbre en énergie électrique. Le système ainsi décrit, utilisant un compresseur axial et/ou centrifuge pour la production de l'air comprimé, un réservoir naturel de stockage de cet air comprimé (Cavité minée dans les dômes de sel, dans les roches dures ou aquifères poreux) et une turbine à gaz, est le CAES conventionnel; c'est le principe utilisé dans la centrale de stockage de Huntorf en Allemagne (Figure 1.17). Les gaz de combustion sortant des deux étages de détente ont une valeur énergétique non nulle puisque leur température est parfois élevée. Un régénérateur pourrait donc être utilisé pour récupérer cette énergie thermique; c'est ce qui est fait dans la centrale de stockage de McIntosh en Alabama aux États-Unis où, un régénérateur préchauffe l'air extrait du réservoir de stockage avant son entrée dans la chambre de combustion de la turbine haute pression. Ce qui a permis de diminuer la quantité de combustible consommée, mais aussi d'augmenter le rendement global du système (Figure 1.18). Deux raisons permettent de justifier la nécessité de brûler un combustible dans l'air sortant du réservoir de stockage; la diminution du débit d'air nécessaire à la turbine pour fournir le même travail si l'air était détendu à sa température de sortie du réservoir, la protection de la turbine. En effet, la température de l'air détendu à la sortie de la turbine serait extrêmement basse (par exemple, l'air à 25 °C subissant une détente adiabatique à 1/45 sortirait à environ -173 °C), ce qui occasionnerait le givrage des pales de la turbine (les exposant au risque de cassure du fait des débits d'air importants qui les traverserait) et fragiliserait d'autres composants de la turbine.

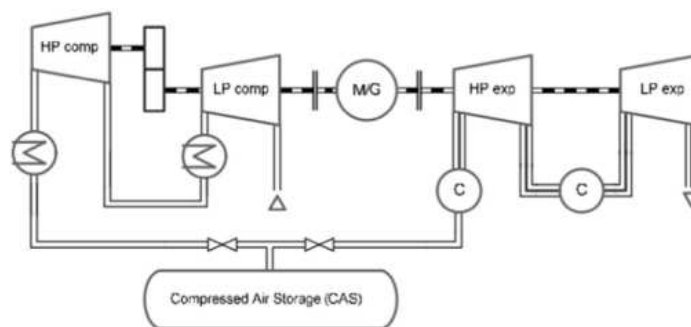


FIGURE 1.17 : Schéma du principe de fonctionnement d'un CAES conventionnel tel qu'installé à Huntorf en Allemagne [12, 13]

1.3.1.3 Centrales de stockage par air comprimé installées ou planifiées dans le monde

Comme nous l'avons suffisamment dit dans les paragraphes précédents, il existe de nos jours uniquement deux centrales de stockage par air comprimé de grande capacité dans le monde.

L'installation de Huntorf en Allemagne utilise comme réservoirs de stockage, deux cavités souterraines minées dans les dômes de sel de volume total 310 000 m³, elles sont situées à une profondeur d'environ 600 m de la surface et opèrent à pression variable entre 48 et 66 bar [3, 70]. En condition normale de fonctionnement, elle met 8h pour remplir ses deux réservoirs et délivre une puissance nominale de 290 MW pendant deux heures de temps avec un rendement énergétique global de 42% [3]. Le débit d'air du train de compression est d'environ 108 kg s⁻¹ et celui de détente

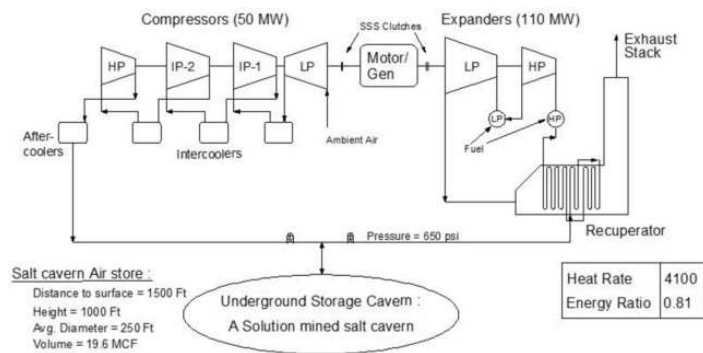


FIGURE 1.18 : Schéma du principe de fonctionnement d'un CAES conventionnel avec régénérateur tel qu'installé à McIntosh en Alabama aux USA [12, 13]

d'environ 417 kgs^{-1} [47, 70]. Le train de détente tout comme celui de compression possède deux étages. Un régulateur de pression permet de maintenir la pression à l'entrée de la turbine haute pression à 46 bar qui la détente ensuite à 11 bar avant l'entrée dans l'étage basse pression pour une détente à la pression atmosphérique. Puisqu'il n'existe pas de turbine à gaz pouvant fonctionner dans la plage pression de stockage, une turbine à vapeur est utilisée comme turbine haute pression, la température d'entrée des gaz chauds est limitée à 550°C un peu moins que les 825°C maintenue à l'entrée de la turbine à gaz faisant office de deuxième étage de détente [70].

La deuxième installation est celle de McIntosh dans l'Etat de l'Alabama aux USA. Elle utilise une cavité unique minée elle aussi dans un dôme salin de volume $560\,000 \text{ m}^3$ situé à une profondeur de 450 m de la surface, cette cavité saline opère à pression variable entre 45 et 74 bar [70, 73]. Son fonctionnement est quasi similaire à celui de Huntorf à la seule différence qu'un système de régénérateur permet de récupérer une partie de la chaleur encore contenue dans les gaz sortant des étages de détente pour préchauffer l'air issu du réservoir de stockage avant l'entrée dans la première chambre de combustion, ce qui permet de réduire la consommation de combustible d'environ 22% et d'augmenter le rendement global d'environ 12% (de 42% pour Huntorf à 54%) [70, 73]. Cette dernière fonctionne depuis 26 ans avec une assez bonne satisfaction de la part de son exploitant.

Depuis la construction de ces deux centrales de stockage par air comprimé, plusieurs autres projets ont démarré, mais sont jusqu'à présent restés au stade de l'étude.

L'un de ces projets est celui Européen ADELE, en cours de développement par la compagnie Allemande RW Power [74]. Si le projet démarré en 2010 venait à aboutir, il serait la première centrale de stockage par air comprimé dite Adiabatique-Avancée (nous reviendrons sur cette notion dans le paragraphe 1.3.2). Le projet ADELE vise à utiliser l'électricité éolienne disponible pendant les heures creuses ou pendant les heures de forte production pour comprimer l'air. L'air ainsi comprimé de façon adiabatique est refroidi avant d'être stocké dans les cavités salines souterraines, la chaleur récupérée est stockée dans un réservoir approprié. Lorsque la demande en énergie électrique redevient importante, l'air comprimé est extrait du réservoir, puis réchauffé au moyen d'un système d'échangeur en utilisant la chaleur stockée pendant la phase de compression avant d'être détendue dans une turbine à air afin de restituer l'électricité au réseau sans aucune émission de gaz à effet de serre comme dans le cas des CAES conventionnels [75]. Elle est censée avoir à terme une puissance nominale de 200 MW pour une durée de décharge de 5 h avec un rendement global envisagé de 70% [76]. La chaleur devant être stockée dans les matériaux solide avec une plage de température comprise entre 50 et 620°C . Le site de construction est situé dans la ville de Stasfurt au Land de Saxe-Anhalt en Allemagne, avec une première phase d'une capacité de stockage de 360 MWh (soit une puissance nominale à la décharge de 90 MW pendant 4 h) censée être mise en service en 2013 pour une phase finale en 2016. Malheureusement, la conjoncture économique a repoussé l'échéance de la première phase à 2018 (il semblerait que le projet soit depuis lors abandonné) [74, 75].

D'autres projets en cours de développement sont pour la plupart localisés aux États-Unis d'Amérique.

C'est le cas du projet de stockage d'électricité par air comprimé de Norton dans l'Etat de l'Ohio. Il vise à convertir une mine de calcaire d'environ 9.6 millions de m³ située à une profondeur de 670 m en réservoir de stockage d'air comprimé devant fonctionner à une plage de pression comprise entre 55 et 110 bar [73]. Initialement, la centrale devait démarrer avec une puissance nominale à la décharge de 800 MW pendant 16 h avec une possible extension pour à terme délivrer une puissance nominale de 2700 MW pour un réservoir de stockage de 120 millions de m³ [3, 69, 71, 77]. Malheureusement, en 2013, la compagnie FirstEnergy en charge du projet a dû retarder le démarrage de la construction de la centrale du fait de la conjoncture économique marquée par la baisse du prix de l'énergie et la baisse de la demande [78].

Un autre projet initié puis abandonné aux USA est celui de la centrale de stockage de l'Iowa. Le projet prévoyait la construction d'une usine de stockage d'une puissance nominale de 270 MW, l'usine était censée stocker l'énergie électrique produite par un parc éolien de puissance installé d'un peu plus de 75 MW. Cette usine de stockage devait être mise en service en 2015, elle devait utiliser l'énergie électrique produite par le parc éolien durant des heures creuses pour comprimer l'air et le stocker dans un aquifère souterrain situé au nord-ouest de la ville de Des Moines, capital de l'Etat de l'Iowa. Malheureusement, le projet a dû s'arrêter en 2011 après plusieurs années d'études et d'investissement. La cause de cet abandon est due au réservoir de stockage d'air comprimé, en effet les aquifères poreux en grès de l'Etat d'Iowa n'étaient pas adéquats pour permettre une bonne circulation de l'air (tant au stockage qu'au déstockage) nécessaire au bon fonctionnement de l'usine de stockage. Il faut dire que le réservoir de Des Moines était plus du vingtième choisi et étudié dans l'Etat pour le stockage de l'air comprimé devant alimenter l'usine de stockage [49, 69, 70].

La compagnie Ridge Energy Storage & Grid Services L.P. de la ville de Houston, dans l'Etat du Texas aux USA, projetait la construction d'une centrale de stockage par air comprimé dans le comté de Matagorda, Etat du Texas, d'une puissance nominale pendant la décharge de 540 MW. L'air comprimé devait être stocké dans les cavités salines avec une pression de sortie d'air pendant la décharge de 48 bar, la centrale devait fonctionner suivant le même principe que la centrale de McIntosh en Alabama [73, 79]. Le projet a effectivement démarré en 2013 par les tests d'un réservoir souterrain pour une capacité de stockage de 370 MW [80]. Une fois de plus et malheureusement de trop le projet a dû prendre fin après les essais sur le réservoir, on s'est rendu compte qu'il n'était pas adéquat pour le stockage de l'air comprimé, ceci en dépit des sommes qui avaient déjà été enfouies sur les 243 millions d'euros de coût d'investissement total du projet [14, 79].

Ces deux derniers projets interrompus pour des raisons d'insuffisance technique des réservoirs de stockage, ajouter au recours aux énergies fossiles (gaz naturel) pendant la décharge dans les deux centrales de stockage par compression d'air commercialisée à ce jour, le faible rendement global (42–54%) comparé à celui des STEP font que de nos jours, les projets initiés de même que la recherche s'orientent vers les systèmes de stockage à petite échelle utilisant des réservoirs de stockage artificiels et travail à l'élimination du recours à un combustible quel qu'il soit pendant la décharge [14]. Plusieurs projets pilotes sont implémentés de par le monde, d'aucuns ont pour objectif d'éliminer la contrainte géologique imposée par les réservoirs de stockage tandis que d'autres souhaitent éliminer le recours à la combustion pendant la détente et certains enfin veulent résoudre les deux problèmes simultanément. C'est par exemple le cas de;

La batterie d'air comprimé (Compressed Air Battery) développée par la compagnie anglaise Energetix ayant une puissance nominale allant de 2 kW au MW [81]. L'innovation est de proposer d'utiliser un détendeur à spirale (obtenue par modification du compresseur à spirale largement utilisé dans la ventilation et la climatisation) couplé à un générateur électrique pendant la décharge. L'air comprimé pouvant être produit n'importe où, stocké dans les bouteilles en acier puis utilisé pour alimenter le détendeur. L'avantage étant qu'un tel système peut être utilisé partout sans aucune contrainte de site ni de taille pour peu qu'on ait de l'air comprimé à disposition. Avec un temps de réponse suffisamment courte, il pourrait à terme remplacer les batteries élec-

trochimiques dans les systèmes d'alimentation sans interruption d'énergie électrique, mais aussi servir d'alimentation de secours pour de nombreuses applications. Bien plus encore, le système occupe très peu de place, un faible coût d'investissement et de maintenance comparé aux systèmes d'alimentation sans coupure utilisant les batteries électrochimiques [81, 82]. La compagnie Energetix a dès lors lancé la production standardisée de ces batteries à air comprimé, avec des unités de puissance respective ; 3, 5, 10, 20, 100 et 200 kW, mais aussi des unités hybrides au Diesel de puissance élevée installé dans les conteneurs donc la puissance nominale est comprise entre 1 et 3 MW. L'une de ces unités hybrides sert d'ailleurs d'alimentation de secours du data center d'une banque dans la ville de Stockport du comté de Manchester en Angleterre depuis 2012 et depuis lors adopté par plusieurs autres sociétés (la compagnie de distribution d'électricité américaine et sa filiale anglaise National Grid, la société de téléphonie italienne "Telecom Italia", la compagnie publique sud-africaine d'électricité Eskom. . .) [81, 82].

Highview Power Storage est une autre compagnie basée au Royaume-Uni qui développe depuis près d'une dizaine d'années aujourd'hui, le concept de stockage d'électricité par Air Liquide destiné aux industries ou à la production décentralisée d'électricité (Liquid Air Energy Storage; nous reviendrons plus loin dans la présentation du concept) [83]. La première installation pilote de stockage par Air Liquide réalisé par cette compagnie opère depuis 2010, dans la centrale électrique à biomasse de la compagnie de distribution électrique anglaise « Scottish and Southern Energy » (Figure 1.19). Cette unité pilote à une puissance nominale de 300 kW pour une capacité de 2.5 MWh. Malheureusement, le très mauvais rendement de cette unité pilote (moins de 25%) a poussé la compagnie en charge de sa gestion à la céder à l'université de Birmingham en Angleterre pour en faire un laboratoire vivant de recherche et d'éducation [14]. La compagnie travaille désormais à l'amélioration du rendement du système pour en faire un système commercialisable.



FIGURE 1.19 : Photo de l'installation pilote de stockage d'électricité par Air Liquide de Birmingham [14]

Le district de Donsheng dans la région de Mongolie-Intérieure en Chine avait planifié la construction d'une unité de stockage d'électricité par air comprimé adiabatique avancé d'une puissance de 15 – 20MW. La phase pilote de ce projet a consisté à construire une petite unité de 1.5 MW basée sur la technologie « air comprimé supercritique » (combinaison de la technologie adiabatique avancée et Air Liquide [14]). La construction démarrée en 2013 est terminée, les tests effectués sur plus de 3000 h de fonctionnement ont donné des résultats correspondants aux attentes avec un rendement d'environ 55% [14]. Ces résultats positifs obtenus sur le système pilote ont permis de démarrer en 2016 la construction d'une unité de 10 MW cette fois basée sur la technologie « Adiabatique Avancée ». Les premiers essais se dérouleront certainement avant fin 2017 [14, 68].

La prestigieuse université chinoise de Tsinghua, en collaboration avec l'institut de physique et de chimie, l'académie chinoise de science et l'institut chinois de recherche sur l'énergie électrique



FIGURE 1.20 : Centrale pilote chinoise de stockage d'électricité par air comprimé supercritique (à gauche) et adiabatique avancé (à droite) [14]

ont initié en 2014 le développement d'une unité pilote de stockage d'électricité par air comprimé capable de produire simultanément l'électricité, le froid et la chaleur et sans utilisation de combustible supplémentaire pendant la décharge [14, 68, 84]. L'air comprimé est stocké dans deux réservoirs artificiels de volume total 100 m³. La pression de stockage est comprise entre 30 et 110 bar pour une durée de charge de 5.5 h et 1 h de décharge. La puissance nominale du système est de 500 kW pour un rendement obtenu expérimentalement de 33% [14, 68, 84]. Plusieurs solutions sont proposées pour l'amélioration du rendement de ce système; l'utilisation du sel fondu ou des huiles caloporteuses à la place de l'eau pour le stockage thermique, hybridation à l'énergie solaire du système ou l'utilisation des cavités salines souterraines pour le stockage de l'air comprimé (toutes ces solutions sont en cours d'étude à travers de nouveaux projets par le même consortium) [68]. Rappelons que le projet présenté dans cette thèse est l'échelle microscopique de ce système plus destiné au stockage d'énergie d'origine renouvelable sur des microréseaux décentralisés, chez des particuliers déconnectés du réseau ou pour des applications sur des sites isolés (antenne relais, stations radio de montagne...).

1.3.2 Classification des systèmes de stockage d'énergie par compression d'air

Les critères permettant la classification des systèmes de stockage d'électricité par air comprimé sont aussi nombreux que variés. Néanmoins, trois critères reviennent le plus souvent dans la littérature; la gestion du flux thermique pendant la compression et la détente, la puissance délivrée par le système pendant la décharge, la variation de la pression dans le réservoir de stockage pendant la décharge [12, 14, 46]. C'est ainsi qu'on parlera de :

- Système de stockage d'électricité par air comprimé conventionnel (ou D-CAES pour Diabatic compressed air energy storage)
- Système de stockage d'électricité par air comprimé adiabatique (ou A-CAES pour Adiabatic compressed air energy storage)
- Système de stockage d'électricité par air comprimé isotherme (ou I-CAES pour Isothermal compressed air energy storage)
- Système de stockage d'électricité par air comprimé à volume constant (CAES Isochore) à pression constante (CAES Isobare)
- Système de stockage d'électricité par air comprimé à grande échelle (large-scale CAES) ou à petite échelle (small-scale CAES)

1.3.2.1 Stockage d'électricité par compression d'air conventionnel

C'est la technologie de stockage d'électricité par air comprimé actuellement commercialisé dans le monde (Huntorf et McIntosh). Durant la phase de stockage (remplissage du réservoir d'air com-

primé), les échanges de chaleur entre le compresseur et l'environnement étant quasi nuls, la compression est adiabatique. Ce qui occasionne une élévation importante de la température de l'air pendant la compression. Pour des raisons de contraintes géologiques (stabilité du réservoir souterrain de stockage), l'air comprimé est refroidi à la température du réservoir avant son stockage. La chaleur de compression est rejetée dans l'environnement. Pendant la décharge, un combustible est brûlé dans une chambre de combustion afin de porter la température de l'air comprimé provenant du réservoir de stockage à celle d'opération de la turbine avant sa détente. Afin d'augmenter le rendement du système, plusieurs étages de compression séparés par des refroidisseurs intermédiaires sont utilisés de même que plusieurs étages de détente séparés par des réchauffeurs intermédiaires; c'est le cas des usines de Huntorf et de McIntosh qui utilisent respectivement deux et quatre étages de compression puis deux étages de détente chacune (Figure 1.21). L'usine de McIntosh pour améliorer encore plus son rendement utilise un régénérateur pour récupérer la chaleur fatale des gaz s'échappant du train de détente. Le stockage par air comprimé conventionnel présente tous les inconvénients du stockage d'électricité sous forme mécanique par compression d'air à savoir; l'utilisation des réservoirs souterrains qui rend la technologie dépendante des sites géologiques offrant la possibilité de forer ou d'excaver de tels réservoirs, la perte de la chaleur de compression qui nécessite une source de chaleur extérieure pendant la détente d'où la combustion des combustibles fossiles entraînant un dégagement du CO_2 nocif pour l'environnement.

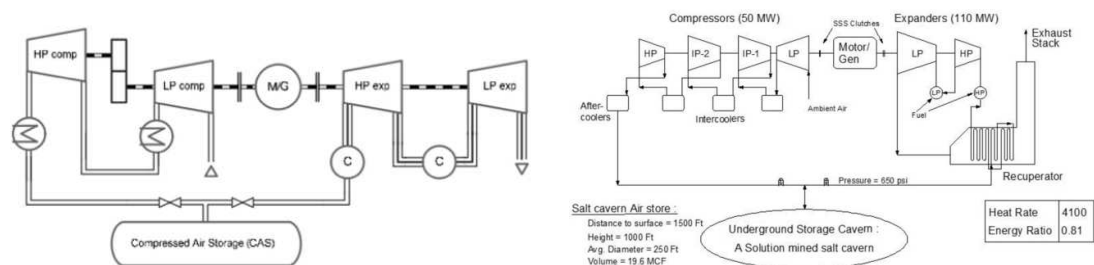


FIGURE 1.21 : CAES conventionnel; cas de Huntorf (à gauche) et McIntosh (à droite) [12, 13]

1.3.2.2 Stockage d'électricité par compression d'air adiabatique

Elle vise à minimiser l'impact environnemental des CAES conventionnel en éliminant le recours aux combustibles fossiles pour le préchauffage de l'air comprimé avant la détente. L'idée est de procéder à une compression sans échange thermique avec l'extérieur, et d'utiliser la chaleur produite pendant cette phase comme source thermique à la détente. L'air ainsi comprimé de façon adiabatique peut être stocké dans un réservoir approprié sans être refroidi; on parle de stockage d'électricité par air comprimé adiabatique (A-CAES pour Adiabatic Compressed Air Energy Storage) aussi connu sous le nom de système de stockage d'électricité par air comprimé non refroidi (U-CAES pour Uncooled Compressed Air Energy Storage). Par contre, un sous-système de stockage thermique peut être utilisé pour récupérer et stocker la chaleur de compression puis, pendant la décharge, l'air comprimé sortant du réservoir est chauffé à la température qu'il avait en sortant du compresseur avant sa détente; on parle de stockage d'électricité par air comprimé adiabatique avancée (AA-CAES pour Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage).

Dans le cas du concept A-CAES (Figure 1.22-(a)), l'air comprimé et la chaleur sont stockés dans le même réservoir, ce qui nécessite une grande résistance thermomécanique du réservoir de stockage. Malheureusement, les cavités salines jusqu'à présent utilisées pour le stockage d'air comprimé ne peuvent admettre l'air comprimé à une température supérieure à la température naturelle qui règne à la profondeur de stockage (soit $50^{\circ}C$ en générale). Pour cette raison, le stockage d'électricité par air comprimé adiabatique est approprié pour des applications de courte durée. Bien plus encore, afin de faire face à des amplitudes élevées de variation de température du fait des transformations adiabatiques (compression, détente), la conception des compresseurs et turbines doit être particulière et donc généralement couteuse. La plage de pression doit égale-

ment être faible afin de limiter la valeur de la température maximale du gaz dans le réservoir de stockage [46].

Pour ce qui est du concept AA-CAES (Figure 1.22-(b)), la chaleur de compression est récupérée puis stockée dans un réservoir de stockage thermique qui représente l'élément central du système. La chaleur ainsi stockée est utilisée par la suite pour réchauffer l'air comprimé avant sa détente dans la turbine. Si le réservoir thermique est bien dimensionné, il peut arriver d'éliminer complètement le recours à une autre source de chaleur pour porter l'air comprimé à la température requise à l'entrée de la turbine [17]. Aucune centrale ne fonctionne suivant ce concept dans le monde, mais uniquement à l'état de projet. C'est le concept envisagé dans le projet européen ADELE (C.f. paragraphe 1.3.1.3) en cours d'étude [74]. Le concept est certes flatteur, mais sa mise en œuvre est conditionnée par plusieurs verrous technologiques à lever; la conception des turbomachines pouvant résister au stress à la fois thermique et mécanique imposé par le fonctionnement adiabatique [46].

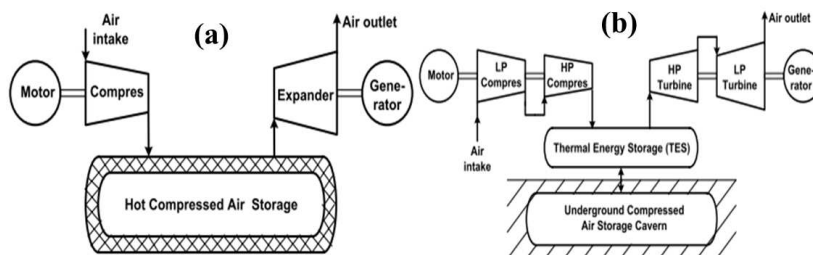


FIGURE 1.22 : CAES adiabatique (a) et adiabatique avancée (b) [15]

Plusieurs recherches récentes se sont intéressées au système de stockage thermique des AA-CAES [85–89]. Certaines restent sur l'idée de la compression en un seul étage à la pression de stockage et travaillent à la conception des systèmes de stockage thermique pouvant opérer à haute température et pressions. Kéré et al [85] proposent comme réservoir de stockage thermique, un empilement de plaques en céramique (régénérateur) de forme rectangulaire issue du recyclage des déchets industriels d'amiante, l'énergie thermique y est stockée par chaleur sensible, la plage de température de fonctionnement choisi pour le dimensionnement de leur réservoir étant comprise entre 300 K et 900 K, idéal pour un système AA-CAES d'une puissance de 250 MW_{el} à la décharge pendant 4 h. Peng et al [86] vont dans le même sens en utilisant un régénérateur comme réservoir de stockage thermique, le régénérateur qu'ils proposent est un réservoir de forme cylindrique vertical (1 m de diamètre et 2 m de haut) rempli de lits tassés de capsules de matériaux à changement de phase (Nitrite de sodium; $NaNO_2$ de 20 mm de diamètre), le stockage thermique se fait par chaleur latente avec une plage de température comprise entre 450 K et 600 K. D'autres travaux de recherche proposent de s'affranchir de la contrainte liée au développement technologique des turbomachines capables de fonctionner à des températures élevées imposées par le concept adiabatique. Pour ce faire, la compression étagée est proposée avec des refroidisseurs intermédiaires. Ce système est décrit entre autres par Barbour et al [88], qui proposent d'utiliser comme refroidisseurs intermédiaires des régénérateurs constitués de lits tassés de silice où l'énergie thermique y est stockée par chaleur sensible, un travail similaire est proposé par Peng et al [87]. Barbour et al [88] utilisent dont autant de régénérateurs que d'étages de compression, ce qui permet à la fois de diminuer la température de service, mais aussi de minimiser le travail de compression contrairement aux AA-CAES à un seul étage de compression. Les simulations sur un système de 500 kW de puissance ont données des résultats plutôt satisfaisants et une plage de température de fonctionnement des régénérateurs comprise entre 300 et 700 K [88]. Les échangeurs à contact direct peuvent aussi être utilisés avec des substances en phase liquide comme matériaux de stockage thermique, deux réservoirs de stockage thermique sont généralement conseillés dans ce cas, l'un pour le stockage du fluide chaud pendant la compression et l'autre pour le stockage du fluide froid pendant la détente. En effet, pendant la compression, le fluide du réservoir froid est pompé à travers les échangeurs à contact indirect situés entre les étages de compression pour

refroidir l'air chaud avant son entrée dans l'étage de compression suivant, le fluide chaud sortant des échangeurs est stocké dans le réservoir chaud isolé puis pendant la décharge, ce fluide chaud est à nouveau pompé à travers les échangeurs pour réchauffer l'air avant sa détente, le fluide froid sortant des réchauffeurs est stocké dans les réservoirs froids et le cycle recommence (Figure 1.23) [46].

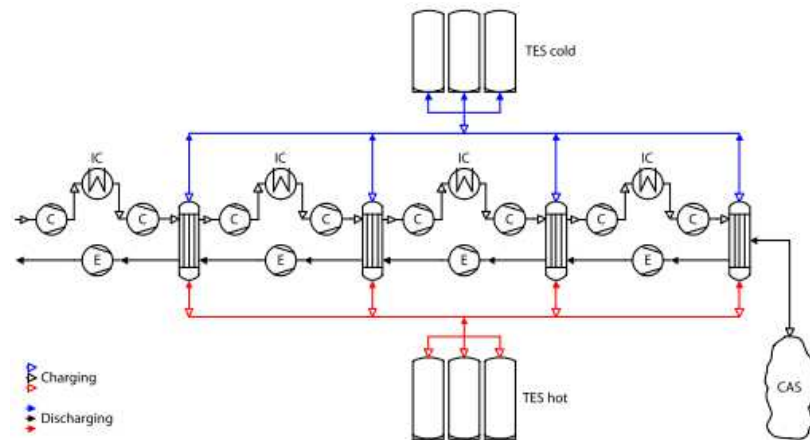


FIGURE 1.23 : CAES adiabatique avancée basse température [16]

1.3.2.3 Stockage d'électricité par compression d'air isotherme

Le stockage d'électricité par air comprimé isotherme (ICAES pour Isothermal Compressed Air Energy Storage) est un concept de stockage par air comprimé visant une amélioration des CAES dits conventionnels. Il propose d'éliminer le recours à une source de chaleur extérieure pendant la décharge comme dans le cas des AA-CAES, mais va plus loin en proposant d'éliminer également la contrainte imposée par le stockage thermique à haute température des AA-CAES. Un fonctionnement isotherme des composants principaux (compresseur/turbine ou moteur pneumatique) permettrait de minimiser le travail de compression, de maximiser le travail de détente et en fin de compte améliorer le rendement global du système (70 à 80%) [90]. La compression isotherme se fait avec rejet continu de la chaleur à l'extérieur, la température de l'air est ainsi maintenue constante pendant l'élévation de sa pression, il en est de même de la détente isotherme où la chaleur est continuellement injectée à l'air comprimé qui se détend de façon à maintenir sa température constante pendant la diminution de la pression. De telles transformations ne peuvent être réalisées qu'au moyen des engins à piston d'où l'appellation « système de stockage pneumatique » très souvent donnée aux systèmes ICAES [15, 46]. En effet, du fait des faibles débits des engins à piston (compresseurs, moteurs), les transformations thermodynamiques y sont très lentes et donc quasi réversibles, ce qui permet au gaz qui y subit des transformations d'échanger la chaleur avec la paroi de l'engin et donc avec l'extérieur [91, 92]. Plusieurs techniques brevetées sont utilisées pour faciliter ce transfert continu de chaleur avec l'extérieur [93–95] ; l'utilisation des cylindres de compression portant des ailettes à la paroi extérieure qui accélèrent le transfert thermique avec l'extérieur, la pulvérisation continue d'un liquide dans la chambre de compression/détente (comme de l'eau par exemple du fait de sa grande capacité thermique) afin de refroidir/réchauffer le gaz qui y subit des transformations ou enfin, la compression d'une mousse prémixée d'air et d'eau.

Toujours dans le but d'approcher les transformations isothermes, et de contourner la difficulté technique qu'il y a de pulvériser de l'eau dans le cylindre de compression, le concept de stockage hydropneumatique d'électricité est aussi proposé où un liquide est utilisé pour comprimer un gaz [17, 46, 85]. Deux systèmes suivant ce concept sont à distinguer ; celui à cycle fermé (Figure 1.24-a) et celui à cycle ouvert (Figure 1.24-b). La particularité étant le remplacement du système compresseur/turbine (ou moteur pneumatique) des systèmes de stockage par air comprimé

présentés dans les paragraphes précédents par une pompe réversible couplé à un générateur.

En effet, pour le cas du stockage d'électricité hydropneumatique à cycle fermé (C-HyPES pour Closed cycle Hydro-Pneumatic Energy Storage), l'air enfermé dans un réservoir, est comprimé par un liquide (huile hydraulique) qui est pompé dans ledit réservoir. Le fluide hydraulique transmet donc l'énergie de la pompe à l'air renfermé dans le réservoir qui le comprime par diminution du volume occupé par l'air, la pompe hydraulique réversible étant alimentée par l'énergie à stocker; c'est la phase de stockage. Lorsqu'on désire disposer à nouveau de l'électricité stockée, la pompe est inversée et fonctionne en mode moteur hydraulique. Le fluide hydraulique sous l'effet de la pression du gaz tourne l'arbre du moteur couplé à un générateur pour la production de l'électricité. La compression de l'air renfermé dans le réservoir se faisant de façon lente tout comme la détente, le cycle peut être considéré comme isotherme, de plus la grande capacité thermique du fluide hydraulique comparé à celle de l'air pourrait servir de matériaux de stockage thermique quand bien la température de l'air viendrait à varier. C'est un système qui n'est pas encore commercialisé certainement en raison de la faible densité d'énergie qu'il est capable de stocker et d'énorme volume de fluide hydraulique qu'il faudrait disposer pour augmenter cette densité [17].

Le stockage hydropneumatique à circuit ouvert quant à lui permet d'améliorer la densité d'énergie stockée des cycles fermés en utilisant un système de deux pistons liquides et d'un réservoir de stockage d'air comprimé associé à la pompe hydraulique réversible couplée au moteur/générateur électrique (Figure 1.24-b). Un jeu de soupapes antiretour permet d'alimenter (ou d'évacuer) le circuit en air d'où le terme, « cycle ouvert ». Une unité pilote de 2 MW a été construite et est opérationnelle au Texas depuis 2012 [46].

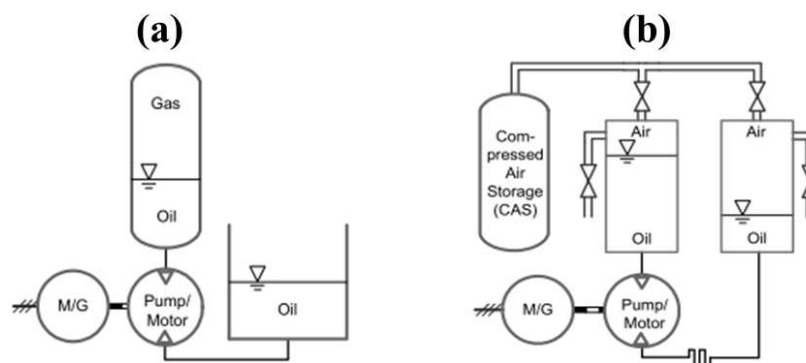


FIGURE 1.24 : Stockage hydropneumatique d'électricité à cycle fermé (a) et à circuit ouvert (b) [17]

1.3.2.4 Classification des systèmes de stockage d'énergie par air comprimé selon le comportement du réservoir de stockage d'air comprimé

Les systèmes de stockage par air comprimé peuvent également être classifiés selon le comportement du réservoir de stockage d'air comprimé. En effet, l'air comprimé peut être stocké à volume ou à pression constante [70]. À la réalité, c'est une caractéristique supplémentaire des types de systèmes de stockage par air comprimé présentés précédemment. En effet, un système de stockage d'électricité par air comprimé peut être conventionnel, adiabatique (ou non refroidi), adiabatique avancée, isotherme et stocker l'air comprimé dans un réservoir à volume ou à pression constante.

Dans le cas du stockage à volume constant, on parlera de CAES isochore. La conception d'un système de stockage par air comprimé à volume constant peut se faire de deux manières différentes :

- Choisir une turbine/moteur qui s'accommode de la variation de la pression dans le réservoir de stockage pendant la décharge, ce qui a pour inconvénient de réduire le travail disponible sur l'arbre moteur de cette dernière.

- Maintenir la pression constante à l'entrée de la turbine/moteur malgré la variation de la pression dans le réservoir en laminant l'air à la sortie du réservoir. Les inconvénients étant, la perte due au laminage de l'air, l'utilisation d'énorme réservoir de stockage pour augmenter la densité d'énergie stockable puisque la plage de variation de pression dans le réservoir doit être raisonnable afin de minimiser les pertes imposées par le détenteur. Les deux systèmes de stockages par air comprimé commercialisés dans le monde fonctionnent suivant cette conception. La centrale de Huntorf maintient la pression à l'entrée de la turbine haute pression à 46 bar pour une plage de pression de fonctionnement de la caverne de stockage comprise entre 48 et 66 bar. La centrale de McIntosh quant à elle maintient une pression d'entrée d'air dans la turbine haute pression à 45 bar pour une plage de pression de fonctionnement comprise entre 45 et 74 bar.

Le stockage à pression constante ou CAES isobare permet de maintenir la pression constante dans le réservoir pendant toute la durée du stockage et égale à celle de fonctionnement de la turbine haute pression du train de détente (Figure 1.25). Un tel fonctionnement n'est possible que si un système de contre pression est mis en place pour pallier la diminution du volume d'air stocké dans le réservoir afin de maintenir la pression constante. Ce qui peut se faire en utilisant par exemple un réservoir secondaire rempli d'un liquide (de l'eau) situé à une altitude géodésique élevée de celui de stockage d'air comprimé puis relié à ce dernier par un canal de dimension bien choisi [46]. Le dispositif peut être mis en œuvre aussi bien sur les réservoirs souterrains que sur les réservoirs artificiels. Le principe est le même que lorsqu'il s'agit d'un réservoir naturel; un réservoir en acier rempli d'un volume suffisant d'eau, situé à une altitude bien définie en fonction de la pression de service à la décharge désirée, permet de maintenir la pression d'air constante et égale à la pression de service dans le second réservoir situé en contrebas. Donc plus la pression de service sera grande, plus la dénivellation et le volume du réservoir d'eau seront grands. Notons néanmoins que tous les types de réservoirs souterrains (cavité minée dans les dômes de sel, cavité minée dans les roches dures, réservoir de roche poreuse, aquifère) ne sont pas adaptés au stockage à pression constante. Les cavernes salines par exemple ne supporteraient pas le mouvement de remplissage/décharge d'eau imposé par le système de contre pression, puisque ce mouvement causerait la dissolution de la paroi du réservoir (faite de sels, donc soluble dans l'eau) [70].

Le stockage de l'air peut aussi se faire à l'état liquide afin d'augmenter la densité d'énergie stockable dans le cas de l'utilisation des réservoirs artificiels; on parle alors de stockage d'énergie par liquéfaction d'air (LAES pour Liquid Air Energy Storage) [14, 18, 46]. Le principe de ce concept est théoriquement simple. L'électricité à stocker est utilisée pour alimenter une boucle de liquéfaction de l'air basée sur le cycle de Claude (combinaison du cycle de Linde et du cycle de Brayton inverse); l'air ambiant est comprimé puis, subit une détente qui le ramène à une pression presque atmosphérique et à une température inférieure à la température ambiante ce qui a pour effet de le liquéfier. L'Air Liquide ainsi obtenue est stocké dans un réservoir cryogénique à la pression de fin de détente (presque atmosphérique). Lorsque le besoin en énergie électrique se refait sentir, l'Air Liquide est pompé à grande pression, évaporée puis portée à la température ambiante avant d'être détendue dans une turbine/moteur couplée à un générateur pour reproduire l'électricité. La chaleur peut être récupérée pendant la compression et le froid pendant l'évaporation pour des applications secondaires ou pour une amélioration du procédé (Figure 1.26) [18]. Un système de stockage d'électricité par Air Liquide présente un certain nombre d'avantages; il est indépendant du lieu de l'installation, nécessiterait certainement de faibles coûts d'investissement, une faible occupation de l'espace du fait de la densité élevée d'énergie stockable puisque la détente de l'Air Liquide à l'état gazeux peut multiplier son volume par presque 700 fois [46, 96]. Néanmoins, la recherche devrait se poursuivre sur ce concept afin d'augmenter le rendement du cycle de stockage ainsi que le temps de réponse du système [18].

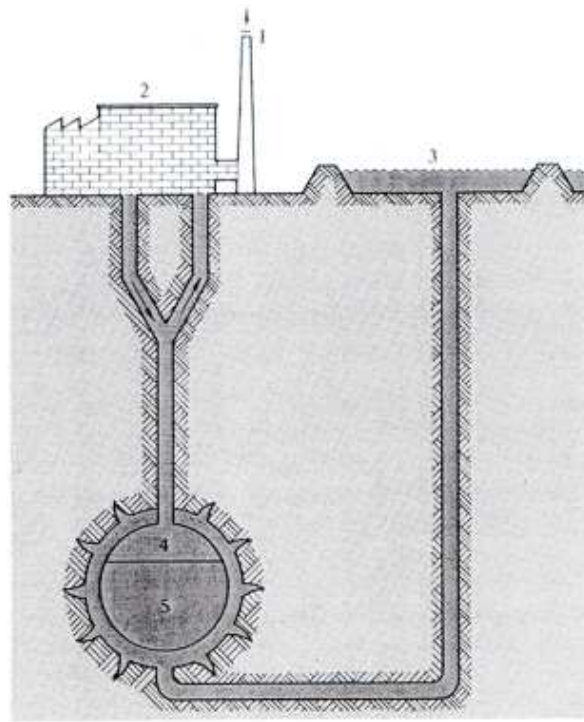


FIGURE 1.25 : CAES isobare; (1) cheminée, (2) usine/centrale, (3) réservoir d'eau jouant le rôle de pompe naturelle, (4) air stocké à pression constante, (5) colonne d'eau de contre pression [17]

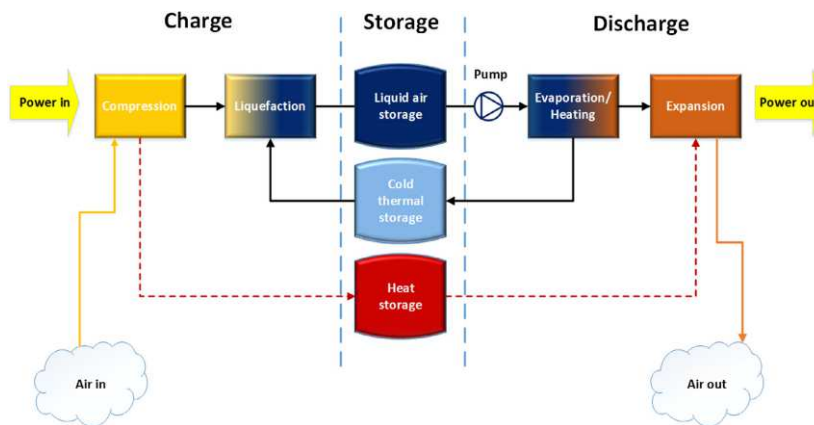


FIGURE 1.26 : Diagramme du principe de stockage d'électricité par Air Liquide [18]

1.3.2.5 Classification des systèmes de stockage d'énergie par air comprimé selon la puissance nominale à la décharge

Un système de stockage par air comprimé peut se distinguer d'un autre par la puissance nominale de l'installation ou capacité de stockage. Ainsi, les systèmes de stockage de plus de 10 MW seront considérés comme les systèmes de stockage à grande échelle et les autres comme des systèmes à petite échelle [96].

Selon ce critère, les deux unités de stockage par air comprimé commercialisées dans le monde peuvent donc être considérées comme étant des systèmes de grande échelle (LS-CAES pour Large Scale Compressed Air Energy Storage). Certains inconvénients de ces deux unités ont suscité l'intérêt pour les systèmes de petite taille ces dernières années; la dépendance au site de stockage d'air comprimé, l'utilisation des combustibles fossiles pour réchauffer l'air pendant la décharge, l'éloignement des unités de stockage des sites de grande consommation nécessitant la construction de nouvelles lignes de transport d'énergie affectant négativement le rendement global et en-

traînant des coûts d'investissement plus élevés.

Les systèmes de petite échelle quant à eux n'ont pas la contrainte pour ce qui est du site d'implantation, puisque l'air comprimé peut être stocké dans les réservoirs en acier ou dans des gazoducs [97]. Ils ont une durée de vie suffisamment élevée (30 000 cycles de charge/décharge complète contre environ 12 000 pour les CAES à grande échelle [96]) et un coût d'investissement potentiellement moins élevé que les batteries susceptibles de remplir les mêmes fonctions qu'eux [20]. Si le concept de stockage adiabatique avancé est utilisé, la chaleur de compression de ces systèmes de petite taille pourrait servir pour le chauffage et l'air froid sortant du train de détente utilisé pour la climatisation faisant d'un tel système, une unité de trigénération [98]. Cette taille réduite dont disposent les CAES de petite échelle, leur donne la possibilité de servir à la production décentralisée d'énergie ou d'être utilisée pour des applications sur sites isolés (antenne radio, antenne relais, maison secondaire en montagne...) voir comme système d'alimentation électrique de secours. Cependant, certains verrous restent à lever pour rendre les CAES à petite échelle véritablement attractifs; l'automatisation du système pour minimiser son coût d'exploitation afin de le rendre compétitif vis-à-vis des batteries pour applications sur sites isolés, mener une étude économique sur un prototype pour dégager les coûts d'investissement et de fonctionnement réels afin d'aider les investisseurs dans la prise de décision et enfin travailler à l'amélioration du rendement de ces systèmes étant donné la faible valeur du rendement obtenu sur des prototypes existants [90].

1.3.2.6 Comparaison des systèmes de stockage d'énergie par air comprimé

Après la classification des systèmes de stockage d'énergie par air comprimé présenté au paragraphe 1.3.2, nous les regroupons afin de les comparer en quatre grands groupes; les systèmes de stockage d'énergie par air comprimé conventionnel (D-CAES), les systèmes de stockage d'énergie par air comprimé adiabatique, les systèmes de stockage d'énergie par air comprimé à petite échelle et les systèmes de stockage d'électricité par liquéfaction d'air (LAES). Les deux premiers groupes en termes de puissance nominale font partir des systèmes de stockage par air comprimé à grande échelle (>100 MW et le dernier groupe aurait pu s'insérer dans les systèmes à petite échelle, mais l'air y change de phase (cf. 1.3.2.4) raison pour laquelle nous avons voulu en faire un groupe à part entière. Neuf critères tirés des travaux [2, 12, 14] sont utilisés pour les comparer à savoir; la puissance nominale, la durée de décharge, l'autodécharge journalière, la durée de stockage, le temps de réponse, l'énergie massique stockée la densité d'énergie, le nombre de cycles, la durée de vie et le rendement énergétique global. Cette comparaison est résumée dans le Tableau 1.2.

1.3.2.7 Symboles utilisés pour représenter les composants des systèmes de stockage d'énergie par air comprimé

Plusieurs composants entrent dans la constitution des systèmes de stockage d'énergie par air comprimé et les symboles utilisés dans la littérature pour les représenter diffèrent d'un auteur à l'autre. On distingue en fonction du type de systèmes; les étages de compression, les étages de détente, la chambre de combustion, les échangeurs de chaleur dans le cas des A-CAES. Les symboles rencontrés lors de notre synthèse bibliographique sont répertoriés et référencés dans le Tableau 1.3.

TABLE 1.3 : Symboles des composants constituant les systèmes de stockage d'énergie par air comprimé

Composants	Symboles	Références
Etages de compression		[3, 4, 16, 19]
		
		
Etages de détente		[3, 4, 16, 19]
		
		
Chambre de combustion		[4, 12]
		
		
Echangeurs de chaleur (Refroidisseurs, réchauffeurs, régénérateurs)		[4, 9, 15, 16, 19]
		
		

1.4 Stockage d'électricité par compression d'air à petite échelle

Afin de résoudre le problème de la dépendance des CAES conventionnels aux sites géologiques appropriés de stockage de l'air comprimé, et aux énergies fossiles, plusieurs chercheurs se sont intéressés aux systèmes de stockage par air comprimé de petite échelle [24, 35, 98–101]. Le principe de fonctionnement de ces systèmes de stockage de petite taille est plus ou moins le même que celui des CAES conventionnels, la différence majeure étant l'utilisation des réservoirs artificiels pour le stockage de l'air comprimé [97]. Les types de réservoirs artificiels (par opposition aux cavités géologiques souterraines naturelles) appropriés pour le stockage de l'air comprimé le plus souvent proposé sont; les bouteilles en fibre de carbone, les pipelines en acier généralement utilisés comme gazoduc ou tout récemment, un réservoir en tissu imperméable renforcé de câble et immergé à une profondeur acceptable dans la mer pour le stockage de l'électricité éolienne offshore [68, 102]. L'utilisation des réservoirs artificiels permet aux systèmes de stockage à petite échelle d'être plus flexibles en termes de site d'implantation et les rend convenables pour la production décentralisée d'électricité au moyen des sources d'énergie renouvelable (solaire, éolienne), mais aussi pour les systèmes d'alimentation de secours chez des particuliers, dans des

immeubles administratifs ou résidentiels de taille réduite [90]. Installés près de la consommation et utilisant le concept de stockage adiabatique avancé, les systèmes de petite taille pourraient fonctionner comme des unités de trigénération en récupérant la chaleur de compression et le froid pendant la détente pour des applications secondaires [35, 99, 100]. Trois déclinaisons des systèmes de stockage par air comprimé de petite taille sont présentées dans la littérature ; les systèmes dits hydropneumatiques, les systèmes hybrides air comprimé/éolienne/diésel et les systèmes pneumatiques proprement dits qui n'utilisent que l'air comme fluide de stockage.

1.4.1 Système de stockage hydropneumatique

En raison de sa faible puissance nominale et des réservoirs artificiels utilisés pour le stockage des fluides de travail, les systèmes de stockage hydropneumatique sont considérés comme des unités de stockage par air comprimé de petite taille. Leur principe de fonctionnement a largement été présenté au paragraphe 1.3.2.3. La difficulté d'un tel système réside dans la gestion de l'interface air-liquide pour ne pas assister à un « effet champagne » lorsque le système est à circuit ouvert. On aurait pu dire que ce système est une solution aux problèmes posés par les systèmes de stockage par air comprimé conventionnels sauf qu'à ce jour, l'unique unité pilote de 2 MW du Texas utilise une cavité saline pour le stockage des fluides de travail [103].

1.4.2 Système hybride éolien/diésel, avec stockage d'air comprimé

Proposé par Hussein Ibrahim et coll. [19], c'est un système basé sur le principe de suralimentation d'un groupe électrogène destiné à l'alimentation en énergie électrique des sites isolés coupés du réseau électrique (voir Figure 1.27). En effet, lorsqu'un groupe électrogène est mu par un moteur Diésel, une bonne partie du travail moteur est utilisé pour la compression de l'air dans le cylindre avant l'injection du combustible qui provoque l'explosion et la détente or, la suralimentation qui consiste en une compression préalable de l'air, permet d'élever sa masse volumique à l'admission dans les cylindres du moteur et donc d'augmenter la puissance spécifique du moteur tout en diminuant sa consommation de combustible [19]. C'est ce principe qui a été exploité afin de proposer le système hybride décrit dans ce paragraphe. Pendant les heures de forte vitesse de vent, lorsque la production électrique des éoliennes est supérieure à la demande, l'excédent d'énergie électrique est utilisé pour alimenter un compresseur permettant de remplir d'air comprimé préalablement refroidi, des réservoirs prévus à cet effet. Lorsque la vitesse du vent tombe et que la production éolienne redevient inférieure à la demande, l'air comprimé issu des réservoirs est détendu afin d'adapter la pression à celle d'admission du moteur, préchauffer dans un régénérateur utilisant les gaz d'échappement du groupe électrogène, puis utilisé pour la suralimentation du moteur Diésel du groupe électrogène [19].

Un micro réseau expérimental situé dans la Gaspésie au Canada et exploité par l'organisme de recherche TechnoCentre éolien utilise ce système hybride (Figure 1.28) [104].

Il est vrai que le stockage hybride éolien/diésel avec air comprimé conserve l'un des avantages recherchés dans les systèmes de stockage par air comprimé de petite taille qu'est l'indépendance aux sites d'installation dans la mesure où les réservoirs de stockage d'air comprimé sont artificiels (Figure 1.28), les groupes électrogènes sont généralement facilement transportables pour peu qu'un moyen de transport vers le site d'implantation existe (c'est d'ailleurs la solution qui a été trouvée par EDF pour rétablir l'électricité sur les îles françaises de Saint-Martin et Saint-Barthélemy après les ravages de l'ouragan Irma en septembre 2017, preuve de la portabilité des groupes électrogènes). Cependant, le problème de pollution lié à l'utilisation de combustible fossile demeure.

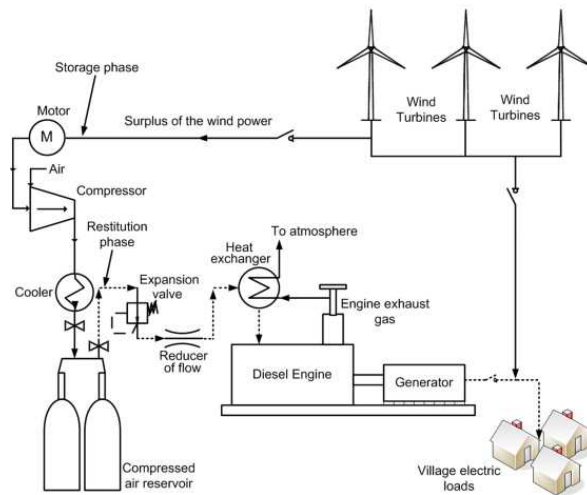


FIGURE 1.27 : Schéma de principe du système hybride éolien/diésel avec stockage d'air comprimé [19]



FIGURE 1.28 : Micro réseau expérimental utilisant le concept hybride éolien/diésel avec stockage d'air comprimé construit par TechnoCentre éolien au Canada [20]

1.4.3 Système hybride de stockage thermique/volant d'inertie avec stockage d'air comprimé

C'est un accumulateur adapté aux systèmes d'alimentation de secours développés par la filiale de PILLER Power System, Active Power [105]. Sous l'appellation TACAS pour « Thermal and Compressed Air Storage », le système est composé des réservoirs de stockage d'air comprimé pouvant supporter des pressions d'air de plus de 300 bar une unité autonome de stockage thermique constitué d'un noyau en acier inoxydable chauffé par une résistance électrique qui maintient sa température à environ 700 °C permet de préchauffer l'air comprimé pendant la détente et d'éviter ainsi le recourt à un combustible fossile [21]. Un volant d'inertie modifié afin de diminuer son coût d'investissement permet de rapidement répondre à la demande pendant environ trois secondes le temps que la partie air comprimé démarre. En effet, la faible masse de la turbine utilisée dans le système permet à cette dernière une fois sollicitée d'atteindre le plein régime ($70\,000\text{ tr min}^{-1}$) en moins de 2 secondes [21]. La Figure 1.29 présente le schéma de principe de ce système hybride.

C'est un système qui a été conçu pour remplacer les armoires de batteries utilisées comme système d'alimentation électrique de secours [69]. Pendant les heures creuses, l'électricité bon marché disponible est utilisée pour alimenter le compresseur qui remplit les réservoirs de stockage d'air comprimé ainsi que la résistance thermique qui porte la température de l'unité de stockage thermique à celle de fonctionnement (environ 700 °C). Le volant d'inertie est aussi chargé. En cas d'interruption de l'alimentation électrique ou de fluctuation de la fréquence ou de la tension, selon la durée, le volant d'inertie est dans un premier temps lancé et au besoin, une commande permet d'ouvrir la vanne des réservoirs de stockage d'air comprimé. L'air comprimé ainsi libéré est rapidement chauffé dans l'unité de stockage thermique avant d'être détendu dans la turbine

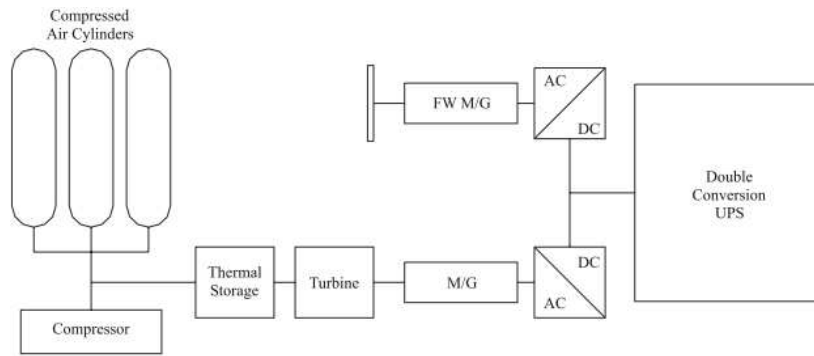


FIGURE 1.29 : Schéma de principe du système hybride TACAS [21]

pour soutenir la charge et surtout protéger les appareils auxquels le système hybride est connecté. Une fois l'alimentation par le réseau rétabli, le système hybride est rechargé afin d'être prêt à pallier des coupures ou fluctuations ultérieures [69]. Le système est commercialisé sous le nom « CleanSource XR », la compagnie Active Power défend une puissance nominale comprise entre 5 et 85 kW et une durée de décharge allant d'une quinzaine de minutes à plusieurs heures [69, 105].

Ce système aurait pu être celui résolvant tous les problèmes posés par les systèmes de stockage d'électricité par air comprimé puisqu'il utilise des réservoirs artificiels pour le stockage d'air comprimé, n'émet aucun gaz à effet de serre puisque la source de chaleur utilisée pendant la détente provient d'une résistance thermique, le système n'est pas tributaire d'un site géographique donné. Cependant, une question reste en suspens; quel est son rendement global? Tant il est vrai que l'énergie à stocker est à la fois utilisée pour la compression de l'air, mais aussi pour la production de la chaleur nécessaire au préchauffage de l'air pendant la compression. Les concepteurs de ce système vantent sa compétitivité vis-à-vis des batteries généralement utilisées dans les systèmes d'alimentations sans interruption, sauf que ces dernières sont compacts et peu encombrants. Or, la durée de décharges du TACAS est fortement dépendante du volume des réservoirs de stockage d'air comprimé; plus la durée de décharge sera grande, plus le système sera encombrant et donc pas toujours adéquat pour certaines applications.

1.4.4 Système de stockage pneumatique avec conversion pneumatique d'électricité

Les systèmes de stockage à petite échelle présentés ci-dessus résolvent certains manquements des systèmes de stockage par air comprimé conventionnels, d'autres demeurent cependant. Or, en retournant dans le passé, on apprend que l'utilisation de l'air comprimé pour la production du travail remonte au début du 19^e siècle [106]. En effet, Louis Mékarski utilise l'air comprimé pour la propulsion du tramway dont le premier est mise en circulation à Nantes en 1876 et par la suite dans plusieurs autres villes en France et dans monde [107]. Le principe consistait à compresser de l'air au moyen des compresseurs alimentés par la vapeur (force motrice d'alors). L'air comprimé ainsi produit était stocké dans des réservoirs ou acheminé par les conduits souterrains vers les lignes de trams pour recharger des bouteilles des tramways en circulation. Ces réservoirs d'air comprimé alimentent un moteur à piston dans lequel l'air comprimé est détendu pour produire la force mécanique nécessaire à la propulsion du tramway. Alors en revenant sur ce concept et en couplant le moteur pneumatique à un alternateur, on pourrait alors produire de l'électricité au moyen d'air comprimé. Une température trop élevée n'est pas nécessaire à l'entrée du moteur comme ce qui est requis dans le cas des turbines à gaz utilisées dans les systèmes de stockage conventionnels ou hybrides; c'est le stockage pneumatique avec conversion pneumatique d'électricité [15]. Le système est composé de trois parties; le bloc compresseur/moteur, les réservoirs de stockage d'air comprimé et le générateur/moteur électrique (Figure 1.30). Pendant la charge, l'électricité à stocker alimente le moteur qui entraîne l'arbre moteur et permet aux pistons qui y sont connectés de comprimer l'air aspiré dans les différents cylindres pour remplir les réservoirs d'air comprimé. Pendant la décharge, le même arbre moteur est entraîné cette fois-là par le

déplacement des pistons poussés par l'air comprimé provenant des réservoirs de stockage d'air comprimé qui se détend dans les cylindres. Les échangeurs de chaleurs servant à rejeter la chaleur dans l'atmosphère et à piquer la chaleur de l'atmosphère pendant la détente ce qui permet de réaliser une compression/détente quasi isotherme. Ce système à l'avantage d'être compact, de ne pas utiliser d'énergie supplémentaire venant de l'extérieur, d'utiliser les réservoirs artificiels et donc d'être indépendant des sites d'implantations. Le seul inconvénient étant le rejet de la chaleur de compression dans l'atmosphère, ajouté au fait qu'aucune information sur un éventuel prototype existant ou même d'une étude théorique n'est disponible en dehors de la mention faite par S. Lemoufouet-Gatsi dans sa thèse [15].

- 1- Réservoirs de stockage d'air comprimé**
- 2- Entrée d'air pendant le stockage et sortie d'air pendant la décharge**
- 3- Echangeurs de chaleur (refroidisseurs pendant la compression et réchauffeurs pendant la détente)**
- 4- Cylindres de compression/détente**
- 5- Moteur électrique pendant la compression et générateur électrique pendant la décharge**
- 6- Arbre moteur du moteur/générateur**
- 7- Bloc compresseur et moteur pneumatique composé de plusieurs étages de compression/détente**

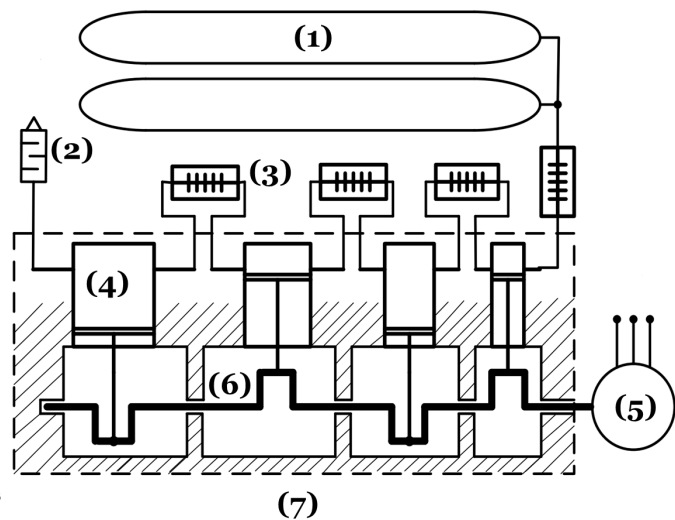


FIGURE 1.30 : Schéma de principe du système stockage pneumatique avec conversion pneumatique d'électricité [15]

1.5 Conclusion

Dans ce chapitre, une vue d'ensemble des techniques de stockage d'électricité a été faite et leur classification selon les formes d'énergies sous lesquelles l'électricité est convertie avant stockage présenté. Une comparaison de ces technologies de stockage sous la base de 14 critères a été résumée. De cette comparaison deux technologies se démarquent; le stockage par pompage hydro-électrique et le stockage par air comprimé. La première est largement utilisée dans le monde et représente environ 99% de la puissance de stockage d'électricité installé dans le monde. Malheureusement, son expansion est à ce jour bloqué par l'absence des sites présentant une dénivellation appropriée à la construction de nouveaux bassins de retenue. C'est la raison pour laquelle, une attention particulière a été portée sur le stockage par compression d'air; de sa genèse à l'orientation de la recherche actuellement concernant cette technique de stockage en passant par les systèmes existants et en cours de conception de par le monde. Les conclusions suivantes peuvent être faites :

- Le déploiement des unités de stockage par air comprimé conventionnel se heurte à deux problèmes majeurs; la pollution due à la combustion d'un combustible fossile pendant la détente et le manque de sites approprié pour l'excavation des réservoirs naturels. Des projets démarrés aux États-Unis ont été abandonnés du fait de l'instabilité des réservoirs de stockage d'air comprimé.
- Le stockage par air comprimé adiabatique proposé pour venir à bout du problème de pollution des systèmes conventionnels se heurte au frein technologique. En effet, les turboma-

chines actuelles ne sont pas conçues pour résister aux contraintes de pression et de températures élevées requises pour le stockage adiabatique ou adiabatique avancé d'air comprimé

- Le stockage d'électricité par air comprimé isotherme semble être le concept idéal pour venir à bout des contraintes spatiales et environnementales. Mais tel qu'elle est actuellement mise en œuvre fait ressortir un certain nombre de verrous technologique à lever avant son véritable essor.

Cette thèse s'inscrit dans une contribution à la recherche des solutions pouvant rendre possible le stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle quasi isotherme. L'idée ici est de comprimer l'air en plusieurs étages et de refroidir entre les étages de compression afin de réduire le travail de compression ainsi que le volume du réservoir nécessaire au stockage de l'air comprimé. La chaleur ainsi récupérée entre ces étages de compression est stockée. Une partie de cette chaleur stockée est utilisée pour préchauffer l'air avant la détente, l'autre partie pouvant être utilisée pour des applications secondaires (eau chaude sanitaire, chauffage ...). L'air sortant du train de détente peut avoir un potentiel frigorifique intéressant susceptible d'être valorisé à des fins de climatisation. Le chapitre 2 est totalement dédié à une présentation détaillée d'un tel système, à son analyse thermodynamique afin de définir des critères de performances qui permettront d'évaluer le prototype expérimental. Le chapitre 3 est consacré à la présentation du prototype expérimental, puis à la présentation des résultats des mesures expérimentales faites. Les performances expérimentales de chaque composant de ce système de démonstration sont ainsi analysées et discutées. Le rendement pas très élogieux obtenu sur ce système de démonstration nous a suggéré une optimisation du système afin de maximiser ce rendement. Le dernier chapitre est donc entièrement dédié à cette optimisation; une présentation de l'algorithme génétique à codage réel modifié utilisé dans cette thèse y est faite suivie des résultats de l'optimisation qui sont analysés et discutés. Une conclusion générale viendra clôturer ce rapport où les résultats clés obtenus dans cette thèse sont rappelés dans une première partie et les perspectives à ce travail dans la deuxième partie.

Modélisation thermodynamique d'un système de stockage par air comprimé à petite échelle

Sommaire

2.1 Hypothèses de travail	44
2.2 Présentation du système de stockage par air comprimé à petite échelle	44
2.3 Analyse énergétique du système de stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle	46
2.3.1 Analyse énergétique du compresseur	46
2.3.2 Analyse énergétique du moteur pneumatique	54
2.3.3 Analyse énergétique du réservoir de stockage d'air comprimé	57
2.3.4 Analyse énergétique et dimensionnement des échangeurs de chaleur	60
2.4 Analyse exergétique du système de stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle	65
2.4.1 Analyse exergétique d'un étage de compression	66
2.4.2 Analyse exergétique d'un étage de détente	66
2.4.3 Analyse exergétique d'un refroidisseur et d'un réchauffeur	67
2.4.4 Analyse exergétique du réservoir de stockage d'air comprimé	68
2.5 Synthèse de l'analyse énergétique et exergétique	68
2.6 Conclusion	72

Le chapitre précédent sur la synthèse bibliographique a permis de constater que le stockage par air comprimé conventionnel est tributaire du site de stockage de l'air comprimé. En outre, pendant la décharge, du gaz naturel est brûlé pour préchauffer l'air, ce qui occasionne des émissions de gaz à effet de serre. Les systèmes de taille réduite utilisant les réservoirs artificiels pour le stockage de l'air comprimé pourraient être une solution à l'expansion de cette technologie de stockage d'électricité. De tels systèmes pourraient trouver des applications dans plusieurs domaines :

- Utilisation pour des applications d'alimentation sans interruption dans la protection des systèmes électriques qui nécessitent une certaine stabilité de l'alimentation
- Pour le stockage de l'électricité bon marché disponible pendant les heures creuses chez des particuliers ou dans des industries de taille réduite
- Pour faciliter la pénétration des énergies renouvelable dans le mix énergétique actuel, en ce sens que sa taille réduite permet sa portabilité et donc son installation au plus près des

sources renouvelables puisque la contrainte imposée par le réservoir géologique souterrain est levée.

En combinant le système de stockage à petite échelle au concept de fonctionnement adiabatique, la chaleur de compression pourrait être récupérée pour des applications secondaires (chauffage, eau chaude sanitaire...). L'air comprimé détendu peut servir à des fins de climatisation, faisant d'un tel système, une unité de trigénération.

Ce chapitre est consacré à la présentation du système de stockage par air comprimé à petite échelle étudié dans cette thèse. Le mode de fonctionnement des principaux composants (compresseur et moteur pneumatique) d'un tel système permettra de distinguer trois types de systèmes de stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle à savoir; isotherme, adiabatique, et quasi isotherme ou polytropique. Une modélisation thermodynamique des deux derniers types sera présentée à travers une analyse énergétique et exergetique de chacun de leurs composants afin de se donner des modèles de simulations permettant de mieux prédire le fonctionnement réel du prototype expérimental qui sera analysé au chapitre 3.

2.1 Hypothèses de travail

Tout au long de ce chapitre, les hypothèses suivantes seront faites :

- L'air se comporte comme un gaz parfait (seul l'air sec sera considéré)
- L'environnement de référence utilisé pour l'analyse exergetique est pris identique au milieu ambiant ($T_0 = 20^\circ C$ et $P_0 = 1.01\text{bar}$)
- Du fait des débits relativement faibles des fluides de travail utilisés, les pertes de charge sont négligées
- La modélisation est faite en régime dynamique, mais certains composants sont traités statiquement puisque pour ces composants, les termes d'accumulation de chaleur et de masse ne sont pas pris en compte.

2.2 Présentation du système de stockage par air comprimé à petite échelle

Le principe de fonctionnement du système proposé est semblable au système de stockage d'électricité par air comprimé (CAES) adiabatique avancé à la différence que le réservoir naturel est remplacé par des réservoirs artificiels et que la puissance nominale du système est réduite. Il est composé donc de quatre sous-systèmes principaux :

- Le train de compression
- Le train de détente
- Le réservoir de stockage d'air comprimé
- Le système de stockage thermique composé des échangeurs de refroidissement et de réchauffement ainsi que des réservoirs de stockage des fluides caloporteurs chaud et froid.

La Figure 2.1 présente le diagramme synoptique d'un tel système.

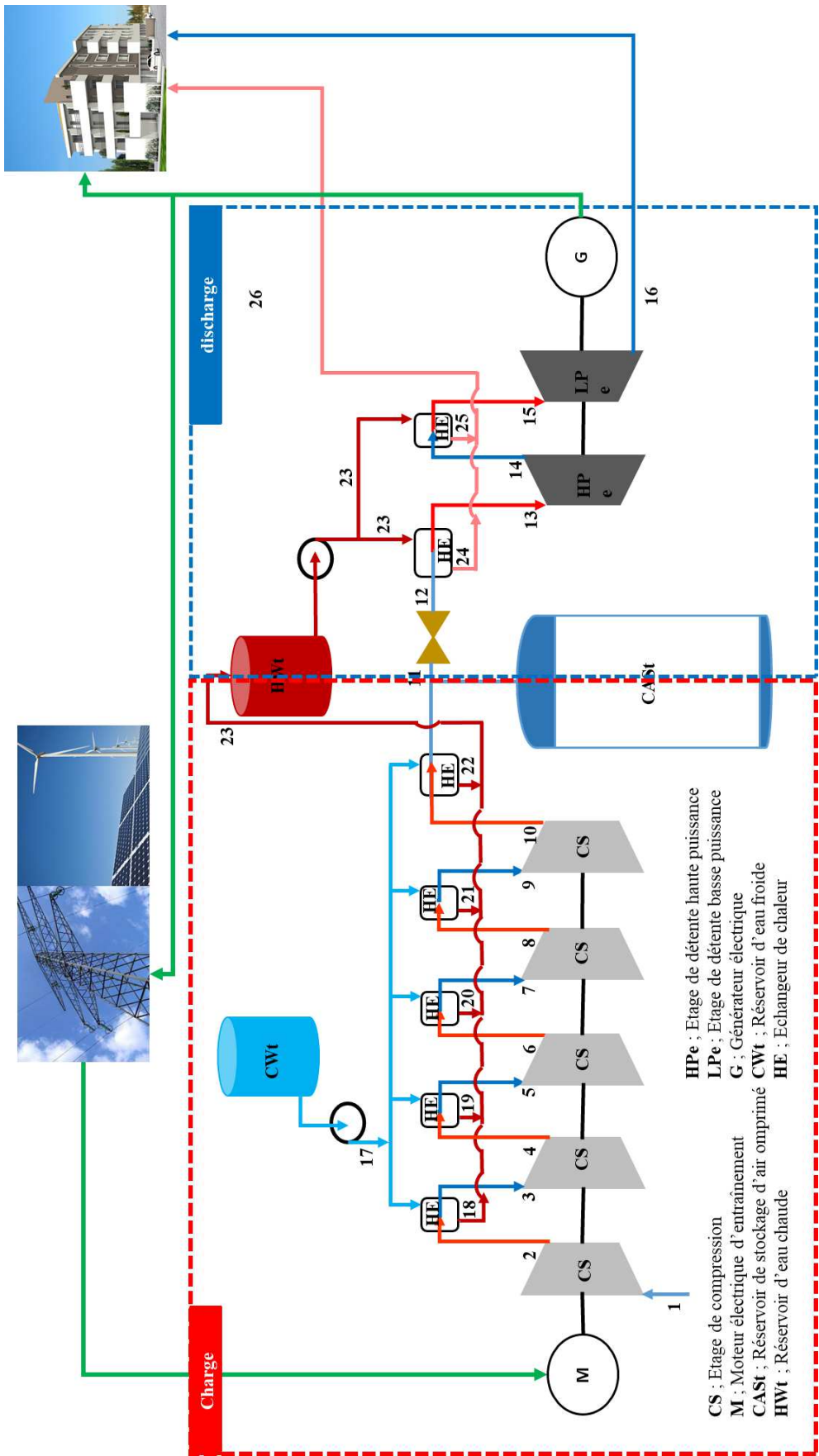


FIGURE 2.1 : Système de stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle proposé dans cette thèse

L'électricité bon marché disponible sur le réseau électrique pendant les heures creuses ou l'électricité produite par des sources renouvelables est utilisée pour alimenter un compresseur à piston comportant plusieurs étages de compression. L'utilisation du compresseur à piston multi-étages permet d'obtenir des taux de compression élevés (plus de 200) [108]. C'est un compresseur approprié pour le type d'application souhaitée dans cette thèse; stocker l'air à pression élevée dans les réservoirs artificiels afin d'augmenter la densité d'énergie stockée tout en réduisant le volume du réservoir nécessaire. Les étages de compression (CS) sont séparés par les refroidisseurs intermédiaires (HE) qui sont des échangeurs de chaleur tubulaires à contre-courant utilisant l'eau comme fluide caloporteur. Ce type d'échangeur a été retenu dans cette étude pour la facilité de sa conception et le type d'écoulement (contre-courant) choisi augmente l'efficacité du transfert thermique pour une surface d'échange donnée; il est donc recommandé pour le refroidissement ou le réchauffement des fluides [109]. L'air comprimé et refroidi ainsi produit est stocké dans les réservoirs sous pression en acier. L'eau chaude issue du refroidissement de l'air comprimé entre les étages de compression est stockée dans un réservoir d'eau chaude supposée dans cette modélisation, parfaitement isolé.

Aux heures de pointe où lorsque la production d'énergie renouvelable est déficitaire, l'air comprimé est extrait de son réservoir, réchauffé à travers les échangeurs tubulaires à contre-courant au moyen de l'eau chaude produite pendant la compression. L'air comprimé ainsi réchauffé est détendu dans deux étages d'un moteur pneumatique à piston. Les moteurs pneumatiques utilisent la puissance de l'air comprimé pour générer un travail mécanique (couple moteur, mouvement de translation...) [92]. Leurs avantages sont multiples [110] :

- Ils permettent un mode de fonctionnement autonettoyant donc adéquat pour une installation chez des particuliers
- Du fait de leurs suretés, ils peuvent être utilisés en milieu hostile
- Ils sont légers et compacts donc appropriés pour le type d'application voulu dans cette thèse (contrainte d'espace et mobilité du système)
- La baisse de la température de l'air pendant la détente permet un autorefroidissement du moteur à air comprimé pendant son fonctionnement
- Ce sont des moteurs qui sont facilement réversibles; leur sens de rotation peut facilement être inversé.

Un générateur couplé au moteur pneumatique convertit l'énergie mécanique disponible sur l'arbre de ce dernier en énergie électrique. L'énergie électrique ainsi produite pouvant être utilisée pour satisfaire les besoins d'une charge présente près du système de stockage ou injectée au réseau pour contribuer à sa stabilité face aux pics d'appel de puissance caractérisant les heures de pointe. Nous nous proposons dans les prochains paragraphes de réaliser une modélisation de ce système à travers une analyse énergétique et exergétique.

2.3 Analyse énergétique du système de stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle

2.3.1 Analyse énergétique du compresseur

Soit la Figure 2.2 ci-dessous représentant un étage de compression où l'air est comprimé d'un *Etat 1* à un *Etat 2* en absorbant un travail $\dot{W}$ et en échangeant avec l'extérieur une chaleur $\dot{Q}$.

La compression de l'air dans le compresseur peut se faire suivant trois transformations thermodynamiques différentes [91, 110–112] :

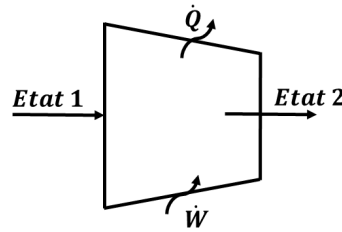


FIGURE 2.2 : Etage de compression

- a) **Transformation isotherme**, la chaleur acquise par l'air pendant sa compression est continuellement et entièrement cédée au milieu extérieur lui permettant de conserver sa température constante pendant la transformation. Comme nous l'avons mentionné au chapitre 1, c'est l'idéal souhaité sauf que dans la pratique, une telle transformation est difficile à réaliser; nous ne nous y attarderons pas.
- b) **Transformation adiabatique**, la chaleur acquise par l'air pendant sa compression est conservée, il n'y a donc pas d'échange de chaleur avec l'extérieur. Si de plus, il n'y a pas d'irréversibilités lors de la transformation, la compression est dite isentropique. Or dans la pratique, puisqu'il est difficile de complètement isoler un compresseur, les échanges thermiques sont inévitables, mais négligeables devant le travail de compression avec l'hypothèse que le temps de séjour de l'air dans la chambre de compression est suffisamment court pour ne pas laisser le temps au transfert thermique de s'établir avec l'extérieur.
- c) **Transformation non adiabatique (approche polytropique)**, la chaleur acquise pendant la compression est en partie transférée au milieu extérieur. La quantité de chaleur transférée pendant la transformation est insuffisante pour en faire une transformation isotherme, mais suffisante pour que la transformation ne soit plus considérée comme adiabatique. C'est une transformation qui se situe donc entre la transformation isotherme et la transformation adiabatique.

La Figure 2.3 présente ces différents types de compression dans un diagramme de Clapeyron. À l'observation de cette figure, le travail nécessaire pour une compression isotherme (représentant dans le diagramme de Clapeyron, l'air de la partie délimitée par les points $P_1 - 1 - 2 - P_2$) est moins important que celui nécessaire pour une compression polytropique, lui aussi moins important que le travail nécessaire pour une compression adiabatique. L'intérêt de la modélisation de ces transformations est de déterminer le travail absorbé par le compresseur, ce qui permet de déduire l'énergie électrique stockée, mais aussi de déterminer la température de l'air à la sortie de l'étage de compression afin de pouvoir dimensionner le système de stockage thermique et le cas échéant, la chaleur cédée par le gaz au milieu extérieur.

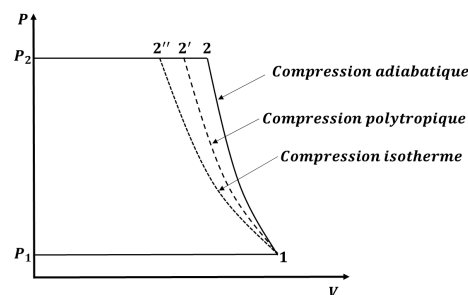


FIGURE 2.3 : Diagramme de Clapeyron des différents types de transformations thermodynamiques que peut subir un gaz pendant sa compression

2.3.1.1 Compression adiabatique

a) Travail absorbé par le compresseur

L'étage de compression (Figure 2.2) étant considéré comme un système thermodynamique ouvert, la première loi de la thermodynamique en régime permanent appliquée à ce système s'écrit [111] :

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = (h_2 - h_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) \quad (2.1)$$

Puisque la vitesse de déplacement de l'air dans un compresseur à piston est faible, on néglige la variation de l'énergie cinétique de même que la variation de l'énergie potentielle devant la variation de l'enthalpie. La compression étant adiabatique, on déduit la puissance de compression donnée par :

$$\dot{W} = \dot{m}_c(h_2 - h_1) \quad (2.2)$$

Où $\dot{m}_c$ est le débit massique d'air (en kg s^{-1}) traversant l'étage de compression, h_1 l'enthalpie massique de l'air à l'entrée et h_2 celle à la sortie de l'étage de compression (en kJ kg^{-1}).

b) Rendement isentropique du compresseur

La transformation subite par l'air pendant la compression est adiabatique, cependant, des irréversibilités existent et entraînent une augmentation de l'entropie pendant cette transformation. On définit le rendement isentropique permettant de mesurer l'écart entre la compression isentropique (transformation idéale pour une compression adiabatique) et la compression réelle qui a effectivement lieu. L'intérêt de cette définition du rendement isentropique étant de pouvoir accéder à l'*Etat 2* réel et par conséquent à la puissance de compression réelle. Le rendement isentropique d'un étage de compression se définit comme le rapport du travail isentropique massique de compression ($\frac{\dot{W}_{Is}}{\dot{m}_c}$) au travail réel massique de compression ($\frac{\dot{W}_{réel}}{\dot{m}_c}$) [111, P. 328].

$$\eta_{IsC} = \frac{\frac{\dot{W}_{Is}}{\dot{m}_c}}{\frac{\dot{W}_{réel}}{\dot{m}_c}} = \frac{h_{2,Is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.3)$$

Où $h_{2,Is}$ est l'enthalpie de l'air à la sortie de l'étage de compression si la transformation avait été isentropique et η_{IsC} est le rendement isentropique de l'étage de compression.

c) Puissance mécanique absorbée par l'étage de compression

La puissance fournie sur l'arbre du compresseur par le moteur électrique d'entraînement est supérieur à celle indiquée par suite des pertes mécaniques. Ces pertes dues aux frottements ou à toutes autres pertes mécaniques sont quasi inévitables dans les appareils mécaniques comme le compresseur. On définit donc le rendement mécanique Comme étant le rapport de la puissance indiquée par la puissance fournie sur l'arbre du compresseur [111, 113]. La puissance mécanique fournie sur l'arbre du compresseur est donnée par l'équation (2.4).

$$P_{mec,c} = \frac{\dot{W}_{réel}}{\eta_{m,c}} = \frac{\dot{W}_{Is}}{\eta_{IsC}\eta_{m,c}} = \frac{\dot{m}_c(h_{2,Is} - h_1)}{\eta_{IsC}\eta_{m,c}} \quad (2.4)$$

Où $\eta_{m,c}$ est le rendement mécanique du compresseur, $P_{mec,c}$ sa puissance mécanique et $\dot{m}_c$ le débit d'air du compresseur.

d) Puissance électrique absorbée par l'étage de compression

La puissance électrique reçue par le moteur d'entraînement n'est pas entièrement transmise à l'arbre du compresseur sous forme de puissance mécanique. Le rendement électrique permet de prendre en compte les pertes qui ont lieu à l'intérieur du moteur électrique d'entraînement du compresseur (le plus souvent par effet Joule); il est donné par le rapport entre la puissance mécanique délivrée et la puissance électrique absorbée. La puissance électrique absorbée par l'étage de compression est donnée par l'équation (2.5).

$$P_{elc,c} = \frac{P_{mec,c}}{\eta_{elc,c}} = \frac{\dot{m}_c(h_{2,Is} - h_1)}{\eta_{IsC}\eta_{m,c}\eta_{elc,c}} \quad (2.5)$$

Où $P_{elc,c}$ est la puissance électrique absorbée par l'étage de compression.

e) Pression du gaz à la sortie de l'étage de compression

Connaissant le taux de compression de l'étage de compression (π), on déduit la pression de l'air à la sortie de l'étage de compression par la relation suivante :

$$P_2 = P_1 \pi \quad (2.6)$$

f) Température de l'air à la sortie de l'étage de compression

Pour un gaz parfait, on montre que la variation d'entropie lors d'une transformation d'un *Etat 1* à un *Etat 2* est donnée par [111];

$$S_2(T_2, P_2) - S_1(T_1, P_1) = S^0(T_2) - S^0(T_1) - R \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (2.7)$$

Où S^0 est un paramètre tabulé ne dépendant que de la température du gaz parfait. L'équation (2.7) nous permet de déterminer pour une transformation isentropique, le paramètre S^0 à la température de sortie de l'étage de compression au moyen de l'équation (2.8). Une fois ce paramètre déterminé, on remonte à la température isentropique de l'air à la sortie de l'étage de compression $T_{2,Is}$ au moyen des tables thermodynamiques (comme la Table A-22 de la dans la référence [111, p.927]) de même qu'à son enthalpie à cette température.

$$\Delta S = 0 \Rightarrow S^0(T_{2,Is}) = S^0(T_1) + R \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (2.8)$$

L'équation (2.9) permet en s'aidant de l'équation (2.3), de déterminer l'enthalpie massique à la température réelle de sortie de l'air de l'étage de compression. Puis, de remonter à la température réelle au moyen des tables thermodynamiques ($T_2 = h^{-1}(h_2)$ [111]).

$$h_2 = h_1 + \frac{(h_{2,Is} - h_1)}{\eta_{IsC}} \quad (2.9)$$

2.3.1.2 Compression non adiabatique; approche polytropique

La chaleur échangée avec l'extérieur lors d'une transformation d'un *Etat 1* à un *Etat 2* peut dans certains cas devenir non négligeable; on parle alors de transformation polytropique [91, 111, 112]. Un gaz subissant une transformation polytropique obéit à la loi;

$$PV^k = \text{constante} \quad (2.10)$$

Où k est appelé exposant polytropique, P est la pression du gaz et V son volume. Pour un gaz parfait, cette loi permet de définir tous types de transformations thermodynamiques élémentaires à condition de bien choisir la valeur de l'exposant k [91]. En l'occurrence pour les trois principaux

types de transformations thermodynamiques (cf. paragraphe 2.3.1) que peut subir un gaz lors de la compression. En effet;

- Pour $k = 0$, on retrouve la loi caractérisant une transformation isobare
- Pour $k = 1$, on retrouve la loi caractérisant une transformation isotherme
- Pour $k = \gamma = \frac{C_p}{C_v}$, on retrouve la loi caractérisant une transformation isentropique. Où C_p et C_v sont respectivement, la chaleur massique du gaz à pression constante et à volume constant
- Pour $k = \infty$, on retrouve la loi caractérisant une transformation isochore
- Pour toutes autres valeurs positive de k , la transformation est dite polytropique.

Il est clair que, la connaissance de l'exposant polytropique permet de définir entièrement l'état final du gaz (c'est-à-dire sa température et sa pression) après une transformation et donc de remonter à d'autres paramètres nécessaires à l'analyse du système où a lieu la transformation. La grande difficulté réside dans la détermination de la chaleur échangée avec l'extérieur lors d'une transformation non-adiabatique. Renaud Gicquel [91], p.163 présente une méthode intuitive pour y parvenir; nous présentons ici quelques grandes lignes de ladite méthode pour une compression qui peut être généralisée à tous types de transformations thermodynamiques non adiabatiques.

a) Transformation polytropique; détermination de la chaleur échangée entre le système et le milieu extérieur

Afin de mieux analyser la transformation non adiabatique, appliquons dans un premier temps, l'approche polytropique à une transformation adiabatique et irréversible, ce qui permet de déterminer la variation d'entropie lors d'une telle transformation. Elle nous servira par la suite dans l'analyse de la compression non adiabatique. Pour ce faire, considérons un étage de compression adiabatique. L'hypothèse ici est de considérer que les irréversibilités qui empêchent la compression adiabatique d'être isentropique sont uniformément réparties pendant tout le processus de compression le long de l'étage de compression [91]. Cette hypothèse permet de considérer que l'étage de compression permettant la transformation adiabatique de l'Etat 1 à l'Etat 2 est composé de plusieurs étages élémentaires de compression (Figure 2.4) où le rendement isentropique est constant et égale par définition au rendement polytropique [91]. Le rendement polytropique du compresseur peut donc se définir comme le rendement isentropique d'un étage élémentaire de compression [91, 110]. Pour l'étage élémentaire de la Figure 2.4, le rendement polytropique peut donc s'écrire;

$$\eta_p = \frac{\delta W_{Is}}{\delta W_{réel}} \quad (2.11)$$

Puisque nous avons supposé pour commencer, la compression adiabatique, le travail réel de cet étage élémentaire est donné par $\delta W_{réel} = dh$ et le travail isentropique du même étage par $\delta W_{Is} = dh_{Is} = v dP$. On déduit donc l'expression du rendement polytropique de l'étage élémentaire de compression suivante;

$$\eta_p = \frac{v dP}{dh} \quad (2.12)$$

Par ailleurs, on démontre que [111];

$$v dp = dh - T ds \quad (2.13)$$

En remplaçant l'équation (2.13) dans l'équation (2.12), on déduit la relation entre la variation d'enthalpie (dh), la variation d'entropie (ds) et le rendement polytropique pour l'étage élémentaire de compression :

$$\frac{T ds}{dh} = 1 - \eta_p \quad (2.14)$$

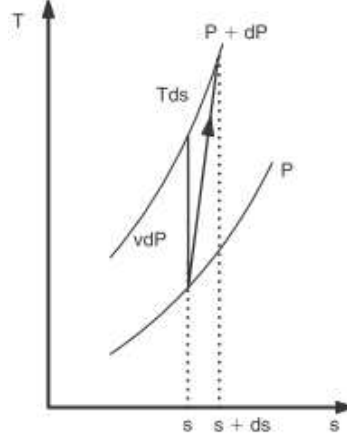


FIGURE 2.4 : Etage de compression élémentaire

Nous avons considéré au tout premier paragraphe de ce chapitre l'air comme un gaz parfait. Si nous supposons que sa chaleur massique est constante, la variation d'enthalpie peut s'écrire ;

$$dh = c_p dT \quad (2.15)$$

De plus on démontre que la variation d'entropie d'un gaz parfait est donné par [111] ;

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dP}{P} \quad (2.16)$$

En remplaçant les équations (2.16) et (2.15) dans l'équation (2.14) on obtient la variation d'entropie dans l'étage élémentaire de compression indépendant de la température et de la chaleur massique ;

$$ds = \left(\frac{1 - \eta_p}{\eta_p} \right) R \frac{dP}{P} \quad (2.17)$$

Si nous intégrons l'équation (2.17) le long de tout l'étage de compression, on obtient une équation qui nous permet de calculer la variation d'entropie lors d'une compression adiabatique non réversible d'un *Etat 1* à un *Etat 2* :

$$\Delta S = \left(\frac{1 - \eta_p}{\eta_p} \right) R \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (2.18)$$

A présent, revenons au cas qui nous intéresse dans ce paragraphe à savoir la compression non adiabatique. Renaud Gicquel [91] dans son livre "ENERGY SYSTEM; A New Approach to Engineering Thermodynamics" fait un exposé explicite et détaillé de la compression non adiabatique. Il définit pour un étage élémentaire de compression non adiabatique un paramètre α caractérisant la compression non adiabatique, mais réversible. Renaud Gicquel précise bien que α n'est pas un rendement mais, juste un paramètre qui lui permet de mesurer (ou de quantifier) la répartition de la variation d'enthalpie entre le travail de compression

réversible d'une part et les irréversibilités et transfert de chaleur d'autre part. Ce paramètre est donné par [91] :

$$\alpha = \frac{v dP}{v dP + T ds} \quad (2.19)$$

On peut se rendre compte en observant l'équation (2.19), que le paramètre α ressemble au rendement polytropique de l'équation (2.11) (puisque $dh = v dP + T ds$). Sauf qu'à l'équation (2.11), la variation d'enthalpie était uniquement répartie entre le travail de compression et les irréversibilités alors que dans le paramètre α , la chaleur échangée s'ajoute aux irréversibilités. Pour tout l'étage de compression, de l'Etat 1 à l'Etat 2, on aura;

$$\alpha = \frac{W_r}{\Delta h} \quad (2.20)$$

Avec $\Delta h = W_r + Q_r$. Où W_r représente le travail de compression réversible et Q_r la chaleur échangée.

Giquel [91] définit par la suite, le rendement polytropique à proprement parler (η_c) d'un étage de compression non adiabatique qui compare le travail de compression non adiabatique réversible (W_r) au travail de compression non adiabatique réel ($W_{réel}$);

$$\eta_c = \frac{W_r}{W_{réel}} \quad (2.21)$$

La connaissance du paramètre α et du rendement polytropique η_c permet de calculer le travail de compression réel et la chaleur échangée avec l'extérieur par l'étage de compression Q_c . En effet, d'après l'équation (2.20), le travail de compression réversible sera donné par;

$$W_r = \alpha \Delta h \quad (2.22)$$

En introduisant l'équation (2.22) dans l'équation (2.21), on déduit le travail réel de compression donné par;

$$W_{réel} = \frac{\alpha}{\eta_c} \Delta h \quad (2.23)$$

Sachant que $\Delta h = W_{réel} + Q_c$, on déduit la chaleur échangée avec l'extérieur lors d'une compression non adiabatique;

$$Q_c = \left(1 - \frac{\alpha}{\eta_c}\right) \Delta h \quad (2.24)$$

b) Méthode directe de calcul d'une compression non adiabatique; l'exposant polytropique "k" et le rendement polytropique " η_c " sont connus

1. La pression de l'air à la sortie de l'étage de compression ne dépend que du taux de compression de ce dernier; elle est donc calculée à l'aide de l'équation (2.6).
2. La température à la sortie de l'étage de compression est déterminée par la relation

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} \quad (2.25)$$

- Une fois la température de sortie calculée, on détermine le paramètre caractérisant la compression non adiabatique réversible " α " par la relation;

$$\alpha = \frac{R \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)}{S_2 - S_1 + R \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)} = \frac{R \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)}{S^0(T_2) - S^0(T_1)} \quad (2.26)$$

- Le travail de compression non adiabatique réversible est calculé au moyen de la relation;

$$W_r = \alpha (h_2 - h_1) \quad (2.27)$$

où h_2 est l'enthalpie de l'air à la sortie de l'étage de compression déterminé connaissant sa température à cet état en utilisant les tables thermodynamiques (la Table A22 par exemple [11]).

- Le travail massique de compression non adiabatique réel $W_{réel}$ est calculé à l'aide de l'équation (2.23) connaissant le rendement polytropique η_c .
- La chaleur massique échangée avec l'extérieur est calculée au moyen de la relation;

$$Q_c = \Delta h - W_{réel} = \left(1 - \frac{\alpha}{\eta_c} \right) (h_2 - h_1) \quad (2.28)$$

- La puissance électrique absorbée ($P_{el,c}$) par l'étage de compression non adiabatique est donc déterminée connaissant les rendements mécanique et électrique du compresseur par l'équation (2.29);

$$P_{el,c} = \frac{\dot{m}_c W_{réel}}{\eta_{m,c} \eta_{el,c}} = \frac{\dot{m}_c \alpha (h_2 - h_1)}{\eta_c \eta_{m,c} \eta_{el,c}} \quad (2.29)$$

c) Méthode inverse de calcul d'une compression non adiabatique; la température de l'air à la sortie de l'étage de compression est connue

- L'exposant polytropique (k) est obtenu en s'aidant de l'équation (2.25) par la relation;

$$k = \frac{\ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)}{\ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) - \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right)} \quad (2.30)$$

- Le paramètre α caractérisant la compression non adiabatique réversible est donc calculé au moyen de l'équation (2.26).
- Si la chaleur échangée avec l'extérieur (Q_c) est connue, le rendement polytropique du compresseur est déterminé au moyen de l'équation (2.31)

$$\eta_c = \frac{\alpha (h_2 - h_1)}{(h_2 - h_1) - Q_c} \quad (2.31)$$

Dans la pratique, il est très souvent difficile de déterminer la chaleur échangée avec l'extérieur expérimentalement. Il est donc préférable d'utiliser le rendement polytropique du compresseur généralement fourni par les constructeurs de compresseurs ou approximé par les relations mathématiques. A ce titre, Giquel [91] propose une relation qui permet de l'approcher pour le cas d'un compresseur à piston connaissant la taux

de compression de l'étage de compression considéré. Cette relation est donnée par l'équation (2.32)

$$\eta_c = 0.9 - 0.004 \left(\frac{P_2}{P_1} - 5 \right)^2 - \frac{0.5}{\frac{P_2}{P_1} - 0.3} \quad (2.32)$$

On démontre également que si la chaleur massique est constante pendant la compression d'un gaz parfait, une relation existe entre l'exposant polytropique (k), le rendement polytropique (η_c) et la chaleur massique à pression constant (c_p) [91, 92, 114]. Elle est donnée par l'équation (2.33)

$$\frac{k-1}{k} = \frac{R}{c_p \eta_c} \quad (2.33)$$

Où R est la constante des gaz parfait. Cette approximation du rendement polytropique dans le cas où il n'est pas fourni par le constructeur permet de déduire la chaleur échangée avec l'extérieur au moyen de l'équation (2.28).

4. Le travail réel de compression est déterminé en utilisant l'équation (2.23).
5. La puissance électrique absorbée ($P_{elc,c}$) par l'étage de compression non adiabatique est donc déterminée connaissant les rendements mécanique et électrique du compresseur par l'équation (2.29).

2.3.2 Analyse énergétique du moteur pneumatique

La détente est la transformation inverse de la compression. Elle peut donc se faire suivant des mêmes transformations que celles présentées au paragraphe 2.3.1. Soit la Figure 2.19 présentant un étage de détente où l'air (ou tout autre gaz) est détendu d'un *Etat 3* à un *Etat 4* en produisant le travail $\dot{W}$ et en échangeant avec l'extérieur une chaleur $\dot{Q}$. Cette détente peut se faire suivant une transformation isotherme, adiabatique ou non adiabatique (polytropique).

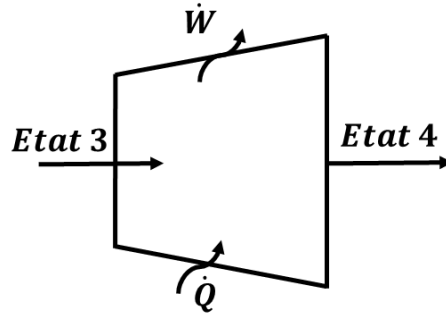


FIGURE 2.5 : Etage de détente

2.3.2.1 Detente adiabatique

a) Travail produit par le moteur pneumatique

D'après la première loi de la thermodynamique (équation (2.1)) appliquée à l'étage de détente, on déduit puissance produite pendant la détente;

$$\dot{W} = \dot{m}_m (h_3 - h_4) \quad (2.34)$$

Où $\dot{m}_m$ est le débit d'air traversant l'étage de détente, h_3 enthalpie de l'air à l'entrée et h_4 celle à la sortie de l'étage de détente.

b) Rendement isentropique du moteur

Il est donné par la relation ;

$$\eta_{Is,m} = \frac{\dot{W}_{réel,m}}{\dot{W}_{Is,m}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,Is}} \quad (2.35)$$

Où $h_{4,Is}$ est l'enthalpie de l'air à la sortie de l'étage de détente si la transformation avait été isentropique et $\eta_{Is,m}$ est le rendement isentropique de l'étage de détente.

c) Puissance mécanique développée par l'étage de détente

Puissance issue de la détente de l'air dans l'étage de détente n'est pas entièrement convertie en énergie mécanique du fait des pertes mécaniques dues aux frottements. On définit donc le rendement mécanique (η_{mm}) qui permet de quantifier la puissance mécanique net disponible sur l'arbre du moteur et susceptible d'être converti par le générateur qui lui sera couplé en énergie électrique. Cette puissance nette ($P_{mec,m}$) disponible sur l'arbre de du moteur est donnée par la relation ;

$$P_{mec,m} = \eta_{m,c} \dot{W}_{réel,m} = \eta_{mm} \eta_{Is,m} \dot{m}_m (h_3 - h_{4,Is}) \quad (2.36)$$

Où $\eta_{m,m}$ est le rendement mécanique du moteur pneumatique et $\dot{m}_m$ le débit d'air du moteur.

d) Puissance électrique produite par le générateur couplé au moteur pneumatique

Connaissant le rendement électrique du générateur électrique ($\eta_{elc,G}$), on peut déduire la puissance électrique produite en utilisant la relation ($P_{elc,G}$) :

$$P_{elc,G} = \eta_{elc,G} \eta_{mm} \eta_{Is,m} \dot{m}_m (h_3 - h_{4,Is}) \quad (2.37)$$

e) Pression du gaz à la sortie de l'étage de détente

Connaissant le taux de détente de l'étage de détente ($\beta = \frac{P_3}{P_4}$), on déduit la pression de l'air à la sortie de l'étage de compression par la relation suivante :

$$P_4 = \frac{P_3}{\beta} \quad (2.38)$$

f) Température de l'air à la sortie de l'étage de détente

L'équation (2.7) peut être réécrite pour l'étage de détente de la Figure 2.5 afin de calculer la variation d'entropie de cette transformation. On obtient alors l'équation ;

$$S_4(T_4, P_4) - S_3(T_3, P_3) = S^0(T_4) - S^0(T_3) - R \ln\left(\frac{P_4}{P_3}\right) \quad (2.39)$$

L'équation (2.7) nous permet de déterminer pour une transformation isentropique, le paramètre S^0 à la température de sortie de l'étage de détente au moyen de l'équation (2.40). Une fois ce paramètre déterminé, on remonte à la température isentropique de l'air à la sortie de l'étage de détente ($T_{4,Is}$) au moyen des tables thermodynamiques (Table A-22 de la référence 111, p.927) de même qu'à son enthalpie à cette température.

$$\Delta S = 0 \Rightarrow S^0(T_{4,Is}) = S^0(T_3) + R \ln\left(\frac{1}{\beta}\right) \quad (2.40)$$

L'équation (2.41) permet en s'aidant de l'équation (2.35), de déterminer l'enthalpie à la température réelle de sortie de l'air de l'étage de détente. Puis, de remonter à la température

réelle de l'air (T_4) à la sortie de l'étage de détente au moyen des tables thermodynamiques (Table A-22 de la page 927 dans la référence [11]).

$$h_4 = h_3 - \eta_{Is,m} (h_3 - h_{4,Is}) \quad (2.41)$$

2.3.2.2 Détente non adiabatique; approche polytropique

L'analyse de ce type de détente permet de déterminer entre autres paramètres, la chaleur échangée avec l'extérieur pendant une telle détente. Le développement de Giquel [91] concernant la compression présenté au paragraphe 2.3.1.2 est valable pour la détente non adiabatique moyennant quelques ajustements.

a) Méthode directe de calcul d'une détente non adiabatique; l'exposant polytropique " m " de l'étage de détente ainsi que le rendement polytropique " η_m " sont connus

1. La pression de l'air à la sortie de l'étage de détente est calculée à l'aide de l'équation (2.38).
2. La température à la sortie de l'étage de détente est donnée par l'équation (2.42). Où m est l'exposant polytropique de l'étage de détente.

$$T_4 = T_3 \left(\frac{1}{\beta} \right)^{\left(\frac{m-1}{m} \right)} \quad (2.42)$$

3. Une fois la température de sortie calculée, on détermine le paramètre caractérisant la détente non adiabatique réversible " α' " par la relation [91];

$$\alpha' = \frac{R \ln \left(\frac{P_4}{p_3} \right) + \Delta S}{R \ln \left(\frac{P_4}{p_3} \right)} = \frac{S^0(T_4) - S^0(T_3)}{R \ln \left(\frac{P_4}{p_3} \right)} \quad (2.43)$$

4. Le travail de détente non adiabatique réversible est calculé au moyen de la relation;

$$W_{r,m} = \frac{1}{\alpha'} (h_3 - h_4) \quad (2.44)$$

où h_4 est l'enthalpie de l'air à la sortie de l'étage de détente déterminé connaissant sa température à cet état en utilisant les tables thermodynamiques (la Table A22 par exemple [11], p.927).

5. Le travail massique de détente non adiabatique réel $W_{réel,m}$ est calculé à l'aide de l'équation (2.45) connaissant le rendement polytropique η_m .

$$W_{réel,m} = \frac{\eta_m}{\alpha'} (h_3 - h_4) \quad (2.45)$$

6. La chaleur massique échangée avec l'extérieur est calculée au moyen de la relation;

$$Q_m = W_{réel,m} - (h_3 - h_4) = \left(\frac{\eta_m}{\alpha'} - 1 \right) (h_3 - h_4) \quad (2.46)$$

7. La puissance électrique produite ($P_{elc,G}$) par le générateur couplé au moteur pneumatique non adiabatique est donc déterminée connaissant les rendements mécanique (η_{mm}) et électrique ($\eta_{elc,G}$) de ce dernier;

$$P_{elc,G} = \dot{m}_m \eta_{mm} \eta_{elc,G} W_{réel,m} = \dot{m}_m \eta_{mm} \eta_{elc,G} (h_3 - h_4) \quad (2.47)$$

b) Méthode inverse de calcul d'une détente non adiabatique; la température de l'air à la sortie de l'étage de détente est connue

1. L'exposant polytropique (m) est obtenu en s'aidant de l'équation (2.42) par la relation;

$$m = \frac{\ln(\beta) + \ln\left(\frac{T_4}{T_3}\right)}{\ln(\beta)} \quad (2.48)$$

2. Le paramètre α' caractérisant la détente non adiabatique réversible est donc calculé au moyen de l'équation (2.43).
3. Si la chaleur échangée avec l'extérieur (Q_m) est connue, le rendement polytropique du compresseur est déterminé au moyen de l'équation (2.49)

$$\eta_m = \frac{\alpha' [Q_m + (h_3 - h_4)]}{(h_3 - h_4)} \quad (2.49)$$

Puisqu'il est très souvent difficile de mesurer cette chaleur échangée avec l'extérieur. Il est donc préférable d'utiliser à ce niveau la méthode directe qui consiste à utiliser le rendement polytropique du moteur pour calculer cette chaleur. On démontre que si la chaleur massique est constante pendant la détente d'un gaz parfait, une relation existe entre l'exposant polytropique (m), le rendement polytropique (η_m) et la chaleur massique à pression constant (c_p) [91, 92, 114]. Elle est donnée par l'équation (2.50)

$$\frac{m-1}{m} = \frac{R\eta_m}{c_p} \quad (2.50)$$

Où R est la constante des gaz parfait. Cette approximation du rendement polytropique dans le cas où il n'est pas fourni par le constructeur permet de déduire la chaleur échangée avec l'extérieur au moyen de l'équation (2.46).

4. Le travail réel de compression est déterminé en utilisant l'équation (2.45).
5. La puissance électrique absorbée ($P_{elc,G}$) par le générateur couplé au moteur pneumatique non adiabatique est donc déterminée connaissant les rendements mécanique (η_{mm}) et électrique ($\eta_{elc,G}$) de ce dernier par l'équation (2.47).

2.3.3 Analyse énergétique du réservoir de stockage d'air comprimé

La modélisation du système de stockage vise à déterminer entre autres le rendement global du système. Or, la détermination de ce rendement dépend de la quantité d'énergie totale stockée et produite pendant la décharge. Dans la modélisation du compresseur et du moteur, nous pouvons remarquer que ces énergies totales s'obtiennent en multipliant la puissance électrique par la durée totale de chacune des deux phases (charge, décharge). Par conséquent, l'analyse énergétique du remplissage des bouteilles d'air comprimé nous permet principalement de déterminer la durée de la phase de stockage (remplissage du réservoir de stockage d'air comprimé) et de la phase de déstockage (décharge du réservoir de stockage d'air comprimé). Parallèlement, cette analyse nous permet d'avoir en phase de stockage, une estimation de la température, de la pression et de la masse d'air stocké dans le réservoir puis, en phase de décharge, d'avoir une estimation du profil de température de l'air détendu qui sort des bouteilles. Ce profil de température est un facteur influençant la puissance développée par le moteur. En effet si nous regardons l'équation (2.37 ou 2.47), nous constatons que pour augmenter la puissance développée, l'un des paramètres sur lequel nous pouvons jouer est l'enthalpie de l'air à l'entrée du moteur. La connaissance de la température à la sortie des bouteilles pendant la décharge nous permet d'estimer la quantité de chaleur requise pour préchauffer l'air à l'entrée du moteur afin d'augmenter l'efficacité de la détente. Quelques hypothèses supplémentaires sont faites dans ce paragraphe à savoir;

- Le réservoir de stockage d'air comprimé est une bouteille sous pression unique de forme cylindro sphérique, verticale et de volume totale V_t . Son diamètre intérieur est noté D_t
- La paroi dudit réservoir est composée d'une épaisseur unique d'acier
- Les orifices d'entrée et de sortie d'air sont au sommet de celui-ci et ont pour diamètre respectif d_t^{in} et d_t^{out}
- La référence de l'énergie potentielle est prise au fond du réservoir, l'énergie cinétique et l'énergie potentielle de l'air contenu dans le réservoir (système ouvert) sont négligeables devant son énergie interne
- Le débit d'air entrant dans le réservoir pendant le remplissage est celui du compresseur ($\dot{m}_c$) et celui sortant pendant la décharge est celui du moteur pneumatique ($\dot{m}_m$).
- La température de l'air entrant dans le réservoir pendant le remplissage est celle qu'il avait à la sortie du dernier refroidisseur placé après le dernier étage de compression ($T_{c,n}^{in}$). Où " n " est le numéro du dernier étage de compression correspondant également à celui du dernier refroidisseur.
- La pression d'entrée de l'air comprimé provenant du compresseur est celle délivrée par le compresseur soit $P_{c,n}^{out} = P_0 \times \pi^n$; les étages de compression étant censés avoir le même taux de compression afin de minimiser le travail de compression [92]. Où P_0 est la pression atmosphérique.
- Les phases de remplissage et de décharge sont découplées; pendant le remplissage, le moteur est à l'arrêt et pendant la décharge le compresseur est lui aussi à l'arrêt.

Soit la Figure 2.6 représentant le modèle du réservoir de stockage d'air comprimé où, m , P et T représentent respectivement la masse, la pression et la température de l'air comprimé contenu dans le réservoir. $\dot{Q}_{CAST}$ représente la chaleur échangée entre l'air comprimé et l'environnement extérieur (CAST désigne ici; "Compressed Air Storage tank").

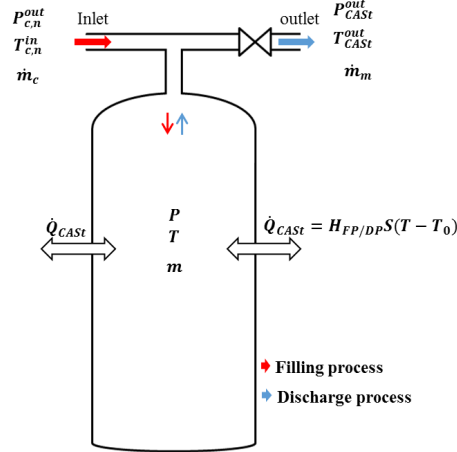


FIGURE 2.6 : Schéma de modélisation du réservoir de stockage

Le remplissage et la décharge se faisant en régime dynamique, la variation des trois variables que sont la masse, la température et la pression à l'intérieur du réservoir pendant chacune de ces deux phases s'obtient en résolvant simultanément les équations de conservation de la masse et de l'énergie en régime transitoire combiné à la loi des gaz parfaits. On obtient respectivement les équations (2.51), (2.52) et (2.53) [111];

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}^{in} - \dot{m}^{out} \quad (2.51)$$

$$\frac{dm u}{dt} = \dot{m}^{in} \left[h^{in} + \frac{1}{2} (V^{in})^2 + g Z^{in} \right] - \dot{m}^{out} \left[h^{out} + \frac{1}{2} (V^{out})^2 + g Z^{out} \right] - \dot{Q}_{CASt} \quad (2.52)$$

$$V_t \frac{dP}{dt} = RT \frac{dm}{dt} + Rm \frac{dT}{dt} \quad (2.53)$$

En remarquant que pour un gaz parfait [111, 114];

$$u = h - RT \quad (2.54)$$

Pour une référence arbitrairement fixée, l'enthalpie d'un gaz parfait à une température donnée peut se calculer à l'aide de la relation [111, 114];

$$h(T) = c_p (T - T_{ref}) + h_{ref} \quad (2.55)$$

Dans l'équation 2.55, T_{ref} représente la température de référence choisie et h_{ref} l'enthalpie du gaz parfait fixée à la température de référence. La Table A-22 des propriétés de l'air (c.f. page 927 de [111]) est construite en choisissant $T_{ref} = 0K$ et en fixant $h(T_{ref}) = 0 \text{ kJ.kg}^{-1}.K^{-1}$. c_p est la chaleur massique à pression constante de l'air. Lors ne la résolution numérique des équations différentielles ((2.51), (2.52) et (2.53)), nous ne pouvons pas au préalable savoir quelle pourrait être l'amplitude de variation de la température afin de déduire si cette claleur massique reste constante pendant toute la phase remplissage ou de décharge. C'est la raison pour laquelle, à chaque pas de temps lors de la résolution numérique, c_p est évaluée au moyen de l'équation (2.56) [111] :

$$\begin{cases} c_p(T) &= A + B T + C T^2 + D T^3 + E T^4 \\ A &= 1.0484 \times 10^3 \\ B &= -3.837 \times 10^{-1} \\ C &= 9.4537 \times 10^{-4} \\ D &= -5.4903 \times 10^{-7} \\ E &= 7.9298 \times 10^{-11} \end{cases} \quad (2.56)$$

Dans l'équation (2.56) qui n'est valable que lorsque l'air se comporte comme un gaz parfait, c_p désigne la chaleur massique exprimée en $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ et T désigne la température exprimée en K.

Puisque pendant le remplissage du réservoir, $\dot{m}^{out} = 0$ et $\dot{m}^{in} = \dot{m}_c$, la température, la pression, la masse et la durée de cette phase sont déterminées en résolvant le système d'équations différentielles suivant;

$$\begin{cases} \frac{dm}{dt} &= \dot{m}_c \\ \frac{dT}{dt} &= \frac{1}{m(c_p - R)} \left[\dot{m}_c c_p (T_{c,n}^{in} - T) + \dot{m}_c R T + \frac{\dot{m}_c}{2} \left(\frac{\dot{m}_c}{\rho A_{CASt}^{in}} \right)^2 + \dot{m}_c g H_t - \dot{Q}_{CASt} R \right] \\ \frac{dP}{dt} &= \frac{\dot{m}_c R}{V_t} T + \frac{m R}{V_t} \frac{dT}{dt} \end{cases} \quad (2.57)$$

Pendant la décharge $\dot{m}^{in} = 0$ et $\dot{m}^{out} = -\dot{m}_m$, le système d'équations différentielles à résoudre est donné par;

$$\begin{cases} \frac{dm}{dt} &= -\dot{m}_m \\ \frac{dT}{dt} &= \frac{1}{m(c_p - R)} \left[-\dot{m}_m c_p T - \frac{\dot{m}_m}{2} \left(\frac{\dot{m}_m}{\rho A_{CASt}^{out}} \right)^2 - \dot{m}_m g H_t - \dot{Q}_{CASt} R \right] \\ \frac{dP}{dt} &= -\frac{\dot{m}_m R}{V_t} T + \frac{m R}{V_t} \frac{dT}{dt} \end{cases} \quad (2.58)$$

Dans les équations (2.57) et (2.58), g représente l'accélération de la pesanteur. A_{CASt}^{in} et A_{CASt}^{out} représentent respectivement la section droite d'entrée et de sortie du réservoir, H_t sa hauteur. $\dot{Q}_{CASt}$ est la chaleur échangée avec l'extérieur donnée par :

$$\dot{Q}_{CASt} = H_{FP/DP} S (T - T_0) \quad (2.59)$$

Où, $H_{FP/DP}$ est le coefficient de transfert thermique global entre l'air contenu dans le réservoir et le milieu environnant. Ce coefficient prend en compte, la convection naturelle dans le réservoir, la conduction dans l'épaisseur du réservoir et la convection naturelle ambiante. Pendant le remplissage, il est pris égale à $40 \text{ W.m}^2.\text{K}^{-1}$ et pendant la décharge égale à $45 \text{ W.m}^2.\text{K}^{-1}$ [109]. Dans cette étude, les équations (2.57) et (2.58) sont résolues en utilisant la méthode de Runge-Kutta d'ordre quatre sous la forme présentée par William H Press et al. [115].

2.3.4 Analyse énergétique et dimensionnement des échangeurs de chaleur

Le dimensionnement des échangeurs fait partie intégrante de cette étude. En effet, ces échangeurs font partie du système de stockage thermique. Ils serviront à prélever la chaleur pendant la compression et à la restitution totale ou partielle pour le préchauffage de l'air avant la détente. Le dimensionnement consiste à déterminer principalement, l'efficacité de chaque échangeur, la température de l'eau chaude à la sortie de chaque échangeur, la longueur de chacun d'eux et bien sûr la quantité de chaleur échangée.

Afin de présenter la méthode de dimensionnement, considérons le refroidisseur de la Figure 2.7 ci-dessus où :

- T_{hi} est la température de l'air comprimé chaud sortant de l'étage de compression en amont du refroidisseur; calculer pendant l'analyse énergétique du compresseur.
- T_{ho} est la température de l'air comprimé refroidi sortant de l'échangeur; c'est la température d'entrée d'air dans l'étage de compression en aval du refroidisseur. Elle est censée être connue car fixée afin de minimiser le travail de compression
- T_{ci} est la température d'entrée d'eau de refroidissement. Elle est prise égale à celle du milieu ambiant c'est à dire égale à T_0 .
- T_{co} est la température de sortie de l'eau chaude du refroidisseur, elle est à déterminer.

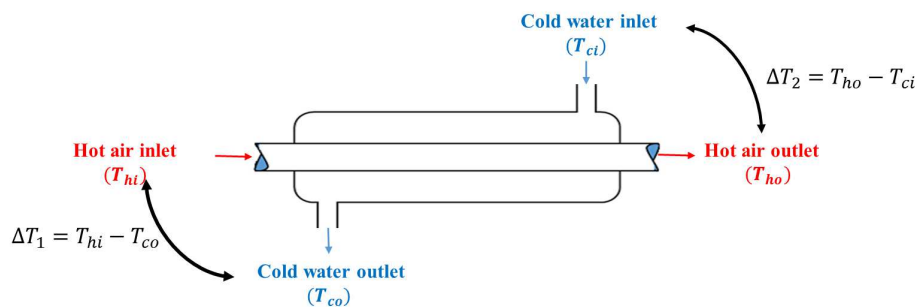


FIGURE 2.7 : Modèle d'échangeur

Nous nous inspirons entièrement de la technique de dimensionnement décrit par Donald Quentin KERN [116] dont le résumé est présenté dans le diagramme de la Figure 2.8 ci-dessous; c'est une méthode dite d'approximation successive.

1) Etape 1; détermination des constantes

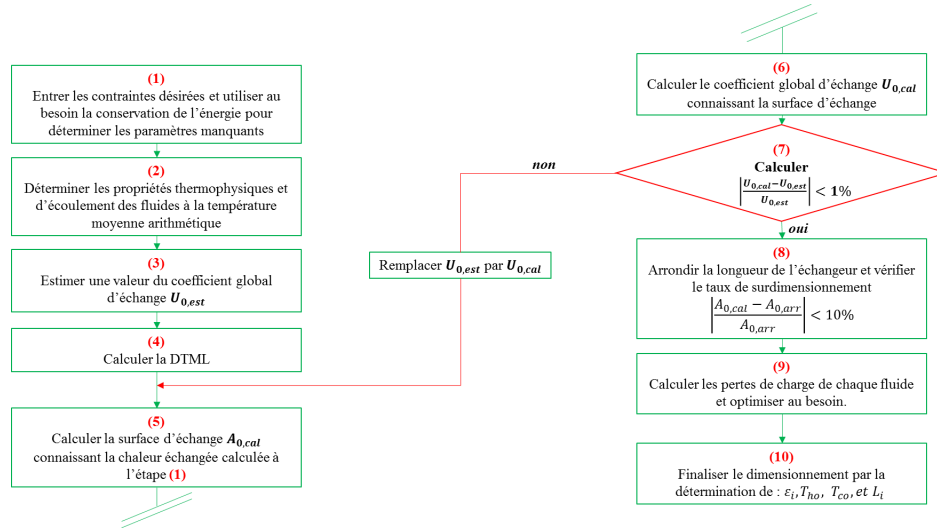


FIGURE 2.8 : Diagramme de la méthode de dimensionnement d'un échangeur

A cette étapes, toutes les constantes sont définies et calculées, le type de matériaux constituant les parois de l'échangeur est précisé. Soit d_{in} et d_{out} les diamètres intérieurs et extérieurs du tube interne et D_{in} le diamètre intérieur du tube extérieur. $S_{air} = \frac{\pi d_{in}^2}{4}$ la section du tube intérieur dans lequel circule l'air et $S_{eau} = \frac{\pi}{4} (D_{in}^2 - d_{out}^2)$ la section annulaire dans laquelle s'écoule l'eau de refroidissement (ou de réchauffement pour le cas des réchauffeurs).

La chaleur échangée (Q_{ech}) est définie par :

$$Q_{ech} = C_{air} (T_{hi} - T_{ho}) = C_{eau} (T_{co} - T_{ci}) \quad (2.60)$$

Avec $C_{air} = \dot{m}_{air} c_{p,air} (T_{m,air})$ et $C_{eau} = \dot{m}_{eau} c_{p,eau} (T_{m,eau})$ représentant respectivement la capacité thermique de l'air et de l'eau. L'équation (2.60) permet de déterminer la température de sortie de l'eau chaude du refroidisseur ;

$$T_{co} = T_{ci} - \frac{Q_{ech}}{C_{eau}} \quad (2.61)$$

2) Etape 2; détermination des propriétés thermophysiques et des caractéristiques d'écoulements

Les propriétés thermophysiques des fluides (eau, air) et du matériau constituant l'échangeur (le cuivre pour le cas d'étude) à savoir; la masse volumique (ρ), la chaleur massique à pression constante (c_p), la viscosité (μ), la conductivité thermique (k) et le nombre de prandtl (Pr) sont déterminées aux températures moyennes ;

$$T_{m,air} = \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2} \quad (2.62)$$

pour l'air,

$$T_{m,eau} = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2} \quad (2.63)$$

pour l'eau et

$$T_{m,Cu} = \frac{T_{m,air} + T_{m,eau}}{2} \quad (2.64)$$

pour le cuivre.

Les caractéristiques d'écoulement des fluides (eau, air) à savoir; le diamètre hydraulique et équivalent de l'air ($D_{h,air}$; $D_{e,air}$), le diamètre hydraulique et équivalent de l'eau ($D_{h,eau}$; $D_{e,eau}$), les nombres de Reynold (Re_{air} ; Re_{eau}), nombre de Nusselt (Nu_{air} ; Nu_{eau}) et donc les coefficients de convection (h_{air} ; h_{eau}) et les résistances d'encrassement ($R_{f,air}$; $R_{f,eau}$) sont par la suite calculés au moyen des équations suivantes :

$$D_{h,air} = D_{e,air} = d_{in} \quad (2.65)$$

$$D_{h,eau} = D_{in} - d_{out} \quad (2.66)$$

$$D_{e,eau} = \frac{D_{in}^2 - d_{out}^2}{d_{out}} \quad (2.67)$$

$$Re_{air} = \frac{\dot{m}_{air} D_{h,air}}{S_{air} \mu_{air}} \quad (2.68)$$

$$Re_{eau} = \frac{\dot{m}_{eau} D_{h,eau}}{S_{eau} \mu_{eau}} \quad (2.69)$$

Nous supposons dans ce dimensionnement que la viscosité des fluides ne varie pas significativement avec la température ou du moins que les plages de variation de températures des fluides ne permettent pas une variation importante de leurs viscosité; cette hypothèse nous permet d'utiliser la corrélation de Dittus&Boelter pour la détermination du nombre de Nusselt [109](#), p. 616.

$$Nu_{air} = 0.0243 Re_{air}^{0.8} Pr^{0.3} = \frac{h_{air} D_{h,air}}{k_{air}} \quad (2.70)$$

$$Nu_{eau} = 0.0243 Re_{eau}^{0.8} Pr^{0.4} = \frac{h_{eau} D_{e,eau}}{k_{eau}} \quad (2.71)$$

Les résistances d'encrassement sont imposées en s'aidant des valeurs proposées dans la littérature; l'eau étant considéré comme de l'eau de ville et l'air étant comprimé, les valeurs suivantes sont conseillées [[117](#), p. 263] :

$$R_{f,air} = 0.35 \times 10^{-3} \frac{m^2.K}{W}$$

$$R_{f,eau} = 0.2 \times 10^{-3} \frac{m^2.K}{W}$$

3) Etape 3; estimation du coefficient global de transfert thermique

Le coefficient global de transfert thermique de l'échangeur (U) dépend certes des propriétés thermophysiques et des caractéristiques de l'écoulement déterminées à l'étape précédente mais aussi de la surface d'échange qui est à ce niveau du dimensionnement inconnue. Notons que ce coefficient peut être déterminée par rapport à la surface intérieure (U_i) du tube interne (dans lequel c'écoule de l'air) ou par rapport à sa surface extérieure (U_o). A cette étapes, une valeur estimée lui est attribuée ($U_{o,est}$), puisque les plages de valeurs de ce coefficient en fonction des fluides en présence sont connues et indiquées dans la littérature. Par exemple pour un échangeur air-comprimé/eau, il est compris entre $[20 - 300] \frac{W}{m^2.K}$.

4) Etape 4; calcul de la différence de température moyenne logarithmique (DTML)

Elle est donnée par ;

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (2.72)$$

5) Etape 5; calcul de la surface d'échange

Connaissant la chaleur échangée (Q_{ech}) et la DTML, on calcule la surface de transfert thermique de l'échangeur à partir du coefficient global de transfert thermique estimé à l'étape 3 par l'équation (2.73).

$$A_{out} = \frac{Q_{ech}}{U_{o,est} \Delta T_m} \quad (2.73)$$

On déduit par la suite la longueur de l'échangeur (L) ainsi que la surface intérieure (A_{in}) du tube interne respectivement par les équations (2.74) et (2.75)

$$L = \frac{A_{out}}{\pi d_{out}} \quad (2.74)$$

$$A_{in} = \pi d_{in} L \quad (2.75)$$

6) Etape 6; calcul du coefficient global de transfert thermique par rapport à la surface extérieure du tube interne à l'échangeur

A cette étape, la valeur estimée à l'étape 3 du coefficient global de transfert thermique est confrontée à sa valeur calculée donnée par l'équation (2.76) [109, p. 990].

$$U_{o,cal} = \frac{1}{\frac{A_{out}}{A_{in} h_{in}} + \frac{A_{out} R_{f,air}}{A_{in}} + \frac{A_{out}}{2\pi k_{cu} L} \ln\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right) + \frac{1}{h_{out}}} \quad (2.76)$$

7) Etape 7; Confronter le coefficient global de transfert calculé à celui estimé à l'étape 3

Si l'erreur relative sur la valeur du coefficient de transfert thermique global estimée à l'étape 3 est supérieure à 1%, on remplace la valeur estimée par la valeur calculée et on reprend les étapes 5 et 6 jusqu'à convergence puis on passe à l'étape 8.

8) Etape 8; Vérification du surdimensionnement

Pendant le fonctionnement d'un échangeur, l'écoulement des fluides entraîne un dépôt de crasse qui à la longue ternit l'efficacité du transfert thermique. Afin de prendre en compte l'encrassement, on surdimensionne la surface d'échange pour être sûr que malgré cet encrassement, le transfert thermique souhaité sera effectivement réalisé dans l'échangeur. Pour ce faire, la surface d'échange calculée à l'étape 5 est arrondie en excès et cette nouvelle surface arrondie est comparée à celle calculée jusqu'à ce que l'erreur relative soit inférieure à 10% voir plus en fonction des risques qu'il y a de dépôt de crasse.

9) Etape 9; Calcul des pertes de charge

Elles sont données pour l'air par ;

$$\Delta P_{air} = f_{air} \frac{L}{D_{h,air}} \frac{\rho_{air} V_{air}^2}{2} \quad (2.77)$$

et pour l'eau par

$$\Delta P_{eau} = f_{eau} \frac{L}{D_{h,eau}} \frac{\rho_{eau} V_{eau}^2}{2} \quad (2.78)$$

Dans les équations (2.77 et 2.78), f représente de coefficient de frottement (équations 2.79 et 2.80) et V la vitesse d'écoulement des fluides (équation 2.81).

$$\begin{cases} f_{air} = \frac{0.316}{Re_{air}^{\frac{1}{4}}} & \text{si } Re_{air} \leq 2 \times 10^4 \\ f_{air} = \frac{0.184}{Re_{air}^{\frac{1}{5}}} & \text{si } Re_{air} \geq 2 \times 10^4 \end{cases} \quad (2.79)$$

$$\begin{cases} f_{eau} = \frac{0.316}{Re_{eau}^{\frac{1}{4}}} & \text{si } Re_{eau} \leq 2 \times 10^4 \\ f_{eau} = \frac{0.184}{Re_{eau}^{\frac{1}{5}}} & \text{si } Re_{eau} \geq 2 \times 10^4 \end{cases} \quad (2.80)$$

$$\begin{cases} V_{air} = \frac{\mu_{air} Re_{air}}{\rho_{air} D_{h,air}} \\ V_{eau} = \frac{\mu_{eau} Re_{eau}}{\rho_{eau} D_{h,eau}} \end{cases} \quad (2.81)$$

La puissance de pompage de l'eau peut être calculée connaissance la perte de charge, dans cette étude, nous l'avons négligée pour la simple raison que nous supposons que le système de stockage installé par exemple dans les immeubles pourrait utilisée une arrivée d'eau courante pour alimenter le système de stockage thermique. Néanmoins, la puissance de pompage ($\dot{W}_{p,eau}$) peut être évaluée à l'aide de l'équation (2.82);

$$\dot{W}_{p,eau} = \Delta P_{eau} \frac{\dot{m}_{eau}}{\rho_{eau}} \quad (2.82)$$

10) Etape 10; Déduction des paramètres recherchés

i) L'efficacité de l'échangeur contre courant [109, p. 1032]

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C)]}{1 - C \exp[-NUT(1 - C)]} \quad (2.83)$$

Où C est le rapport des capacités thermiques donné par;

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.84)$$

Avec $C_{max} = \max(C_{air}, C_{eau})$ et $C_{min} = \min(C_{air}, C_{eau})$. NUT est le nombre d'unités de transfert donné par l'équation (2.85) [109, p. 1028];

$$NUT = \frac{U_{o,cal} A_{out}}{C_{min}} \quad (2.85)$$

ii) Les températures finales réelles ou températures réelles des deux fluides à la sortie de l'échangeur sont données par;

$$T_{ho} = T_{hi} - \epsilon \frac{C_{min}}{C_{air}} (T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.86)$$

$$T_{co} = T_{ci} - \epsilon \frac{C_{min}}{C_{eau}} (T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.87)$$

2.4 Analyse exergetique du système de stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle

L'exergie se définit comme le travail théorique maximal qu'on peut obtenir d'un système thermodynamique global (système thermodynamique plus environnement) lorsque le système se remet en équilibre avec son environnement [111, 118]. On la définit également comme le travail maximal qui peut être obtenu d'une forme d'énergie donnée lorsque l'environnement de référence est pris comme le milieu ambiant [119]. Si l'analyse énergétique est basée sur la première loi de la thermodynamique, l'analyse exergetique quant à elle l'est sur la deuxième loi de la thermodynamique. L'analyse exergetique d'un système thermodynamique vise principalement à déterminer les points d'inefficacité du système, en d'autre terme à identifier les composants les moins efficaces et donc qui détruisent plus d'exergie. Lors d'une analyse exergetique d'un système énergétique, l'exergie détruite dans chaque composant sera déterminée afin d'en déduire le rendement exergetique du système global. Considérons la Figure 2.9 représentant un système ouvert à une entrée et une sortie, recevant de la chaleur $\dot{Q}$ et produisant du travail $\dot{W}$. Ledit système est délimité par une frontière dont la température est supposée uniforme et égale à T_b , il interagit avec son environnement (ayant une température constante T_0).

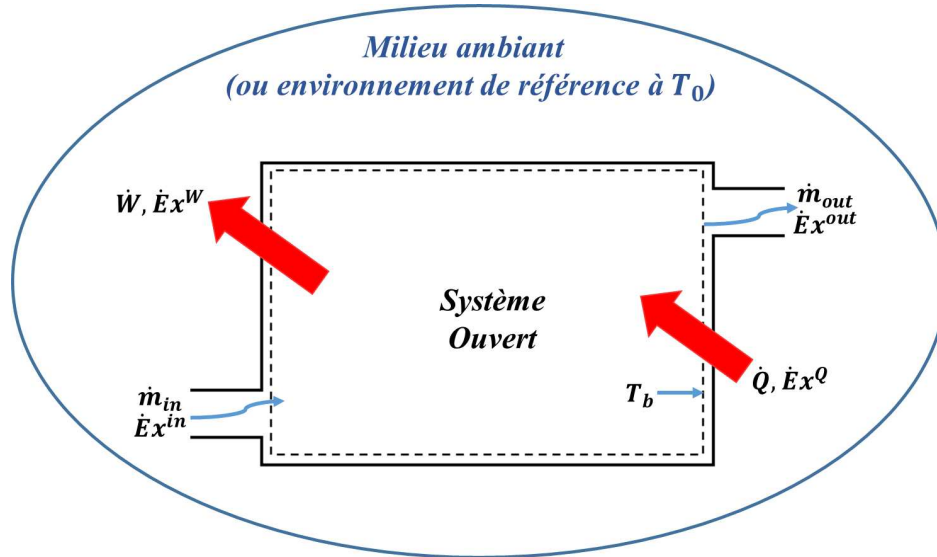


FIGURE 2.9 : Transfert d'exergie à travers un système ouvert

En régime permanent, le bilan exergetique à travers le système ouvert de la Figure 2.9 s'écrit [98, 111, 112, 120–122];

$$\dot{E}x^Q + \dot{E}x^{in} = \dot{E}x^W + \dot{E}x^{out} + \dot{E}x^D \quad (2.88)$$

Dans l'équation (2.88), $\dot{E}x^Q$ est l'exergie échangée par chaleur, $\dot{E}x^W$ est l'exergie échangée par travail, $\dot{E}x^D$ est l'exergie détruite dans le système ouvert considéré, $\dot{E}x^{in}$ et $\dot{E}x^{out}$ sont respectivement l'exergie transférée à l'entrée et à la sortie du système du fait de l'écoulement du fluide à travers le système, elles sont aussi appelées exergie d'écoulement. Ces différents paramètres sont définis de la manière suivante [111, 112, 120, 123, 124];

$$\dot{E}x^Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \dot{Q} \quad (2.89)$$

$$\dot{E}x = \dot{m} e_x \quad (2.90)$$

Avec e_x qui définit l'exergie physique massique d'écoulement, elle est donnée par :

$$e_x = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (2.91)$$

$$\dot{E}x^W = \dot{W} \quad (2.92)$$

Généralement, la détermination de l'exergie échangée par chaleur nécessite la connaissance de T_b qui dans la pratique est difficilement mesurable. Afin de contourner cet obstacle, Adrian Bejan et al., [125, p.143] proposent de considérer que le système à une taille réduite comparée à celle du milieu ambiant considéré dans cette thèse comme environnement de référence de l'analyse exergetique. Puisque le milieu ambiant entourant le système ouvert (voir Figure 2.9) a une température constante (T_0) et de taille très grande, la température de la frontière du système ouvert (T_b) en première approximation est supposée égale à celle du milieu ambiant ($T_b = T_0$). Cette hypothèse permet de négliger dans le bilan exergetique (équation 2.88), l'expression de l'exergie échangée par chaleur $\dot{E}x^Q$.

2.4.1 Analyse exergetique d'un étage de compression

Considérons à nouveau l'étage de compression de la Figure 2.2. Cet étage est un système ouvert qui reçoit de l'exergie sous forme d'énergie électrique afin de comprimer l'air aspiré de l'Etat 1 à l'Etat 2. En appliquant à cet étage de compression, le bilan exergetique (l'exergie reçue égale à l'exergie fournie plus l'exergie transférée plus l'exergie détruite), on obtient l'équation (2.93).

$$\dot{E}x^1 = \dot{E}x_{\text{etage},c}^W + \dot{E}x^2 + \dot{E}x^D \quad (2.93)$$

Où, ($\dot{E}x_{\text{etage},c}^W$) représente l'exergie échangée par travail dans l'étage de compression qui est en réalité la puissance électrique fournie au dit étage de compression ($P_{elc,\text{etage},c}$). L'exergie détruite dans cet étage de compression est donc donnée par l'équation (2.94).

$$\dot{E}x_{\text{etage},c}^D = \dot{E}x^1 - \dot{E}x^2 + P_{elc,\text{etage},c} \quad (2.94)$$

Où $\dot{E}x^1$ et $\dot{E}x^2$ sont respectivement, l'exergie d'écoulement de l'air à l'entrée et à la sortie de l'étage de compression; obtenue en s'aidant des équations (2.90) et (2.91) et donnée par l'équation (2.95)

$$\dot{E}x^1 - \dot{E}x^2 = \dot{m}_c(e_x^1 - e_x^2) = \dot{m}_c[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)] \quad (2.95)$$

2.4.2 Analyse exergetique d'un étage de détente

Reconsidérons l'étage de détente du moteur pneumatique (PM) de la Figure 2.5. Cet étage est un système ouvert qui lorsqu'il est couplé à un générateur électrique, fournit de l'exergie sous forme d'énergie électrique lors de la détente de l'air comprimé aspiré de l'Etat 3 à l'Etat 4. En appliquant le bilan exergetique à cet étage de détente, on déduit l'exergie qui y est détruite ($\dot{E}x_{\text{etage},PM}^D$) ici donnée par l'équation (2.96).

$$\dot{E}x_{\text{etage},PM}^D = \dot{E}x^3 - \dot{E}x^4 - P_{elc,\text{etage},PM} \quad (2.96)$$

Où, $P_{elc,\text{etage},c}$ représente la puissance électrique fournie par le générateur électrique couplé à l'étage de détente du moteur pneumatique. $\dot{E}x^3$ et $\dot{E}x^4$ sont respectivement, l'exergie d'écoulement de l'air à l'entrée et à la sortie de l'étage de détente; obtenue en s'aidant des équations (2.90) et (2.91) et donnée par l'équation (2.97)

$$\dot{E}x^3 - \dot{E}x^4 = \dot{m}_m(e_x^3 - e_x^4) = \dot{m}_m[(h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4)] \quad (2.97)$$

2.4.3 Analyse exergetique d'un refroidisseur et d'un rechauffeur

Considérons le refroidisseur de la Figure 2.7 du paragraphe 2.3.4. Supposons que ledit refroidisseur est situé en amont de l'étage de compression de la Figure 2.2. Ce refroidisseur reçoit de l'exergie par transfert de matière à l'entrée à travers l'air comprimé chaud sortant de l'étage de compression (hi) et l'eau froide (ci) puis fournit de l'exergie par transfert de matière à la sortie à travers l'air comprimé refroidi (ho) et l'eau réchauffée (co) tout en détruisant une partie de l'exergie reçue. En appliquant le bilan exergetique à ce refroidisseur, on obtient l'équation (2.98).

$$\dot{E}x_{hi} + \dot{E}x_{ci} = \dot{E}x_{ho} + \dot{E}x_{co} + \dot{E}x_{Int}^D \quad (2.98)$$

Nous pouvons dès lors déduire l'exergie détruite dans un refroidisseur ($\dot{E}x_{Int}^D$, Int pour "inter-cooler") ici donnée par l'équation (2.99)

$$\dot{E}x_{Int}^D = (\dot{E}x_{hi} - \dot{E}x_{ho}) - (\dot{E}x_{co} - \dot{E}x_{ci}) \quad (2.99)$$

En s'aidant des équations (2.90) et (2.91), l'exergie détruite dans un refroidisseur peut encore s'écrire :

$$\dot{E}x_{Int}^D = \dot{m}_c [(h_{hi} - h_{ho}) - T_0 (s_{hi} - s_{ho})] - \dot{m}_{cw} [(h_{co} - h_{ci}) - T_0 (s_{co} - s_{ci})] \quad (2.100)$$

Où $\dot{m}_{cw}$ désigne le débit d'eau de refroidissement.

De la même manière, on déduit l'exergie détruite dans un réchauffeur utilisant l'eau chaude produite pendant la compression pour réchauffer l'air avant sa détente dans les étages du moteur pneumatique. Un réchauffeur reçoit de l'exergie par transfert de matière à l'entrée à travers l'eau chaude de réchauffement et l'air comprimé froid provenant soit du réservoir de stockage soit d'un étage de détente situé en aval de celui-ci. Dans cette étude, lorsque l'air à réchauffer provient du réservoir de stockage, ses propriétés thermodynamiques (enthalpie, entropie) nécessaires à l'analyse exergetique sont déterminées à sa température la plus basse atteinte lors de la décharge numérique du réservoir. Une analyse exergetique dynamique du réservoir est néanmoins recommandée pour plus de précisions dans l'évaluation de l'exergie totale détruite aussi bien dans le réservoir que dans le réchauffeur situé juste en amont de ce dernier. Nous avons été dans l'incapacité de mesurer l'évolution de la température dans le réservoir qui nous aurait permis de valider le modèle numérique nécessaire à une analyse exergetique dynamique.

Cependant, en appliquant le bilan exergetique un réchauffeur, on obtient l'équation (2.101).

$$\dot{E}x_{ca}^{in} + \dot{E}x_{hw}^{in} = \dot{E}x_{ca}^{out} + \dot{E}x_{hw}^{out} + \dot{E}x_{He}^D \quad (2.101)$$

Où, $\dot{E}x_{ca}^{in}$ et $\dot{E}x_{hw}^{in}$ représentent respectivement l'exergie d'écoulement de l'air froid (ca pour "cold air") et de l'eau chaude (hw pour "hot water") entrant dans le réchauffeur. $\dot{E}x_{ca}^{out}$ et $\dot{E}x_{hw}^{out}$ représentent respectivement l'exergie d'écoulement de l'air réchauffé et de l'eau chaude sortant du réchauffeur. $\dot{E}x_{He}^D$ est l'exergie détruite dans le réchauffeur (He pour "Heater") ici donnée par l'équation (2.102).

$$\dot{E}x_{He}^D = (\dot{E}x_{hw}^{in} - \dot{E}x_{hw}^{out}) - (\dot{E}x_{ca}^{out} - \dot{E}x_{ca}^{in}) \quad (2.102)$$

Et de façon plus détaillée, en s'aidant des équations (2.90) et (2.91), l'exergie détruite dans un réchauffeur peut encore s'écrire :

$$\dot{E}x_{He}^D = \dot{m}_{hw} [(h_{hw}^{in} - h_{hw}^{out}) - T_0 (s_{hw}^{in} - s_{hw}^{out})] - \dot{m}_m [(h_{ca}^{out} - h_{ca}^{in}) - T_0 (s_{ca}^{out} - s_{ca}^{in})] \quad (2.103)$$

Où $\dot{m}_{hw}$ désigne le débit d'eau de réchauffement.

2.4.4 Analyse exergetique du réservoir de stockage d'air comprimé

Considérons le réservoir de stockage d'air comprimé (CASt pour "Compressed Air Storage tank") de la Figure 2.6. Il se comporte comme un système ouvert qui reçoit de l'exergie par transfert de matière à l'entrée à travers l'air comprimé refroidi provenant du refroidisseur situé en amont du dernier étage de compression (n) puis fournit l'exergie par transfert de matière à la sortie à travers l'air sortant du réservoir pour alimenter les étages de détente du moteur pneumatique tout en détruisant une partie de l'exergie détruite. En appliquant le bilan exergetique à ce réservoir de stockage d'air comprimé, on obtient l'équation (2.104).

$$\dot{Ex}_{Int,n}^{out} = \dot{Ex}_{CASt}^{out} + \dot{Ex}_{CASt}^D \quad (2.104)$$

Où, $\dot{Ex}_{Int,n}^{out}$ et $\dot{Ex}_{CASt}^{out}$ représentent respectivement l'exergie d'écoulement de l'air à l'entrée et à la sortie du réservoir de stockage d'air comprimé. $\dot{Ex}_{CASt}^D$ est l'exergie détruite dans le réservoir de stockage d'air comprimé ici donnée par l'équation (2.105).

$$\dot{Ex}_{CASt}^D = \dot{Ex}_{Int,n}^{out} - \dot{Ex}_{CASt}^{out} \quad (2.105)$$

De façon plus détaillée, en s'aidant des équations (2.90) et (2.91), l'exergie détruite dans le réservoir de stockage d'air comprimé peut encore s'écrire :

$$\dot{Ex}_{CASt}^D = \dot{m}_c \left[(h_{Int,n}^{out} - h_0) - T_0 (s_{Int,n}^{out} - s_0) \right] - \dot{m}_m \left[(h_{CASt}^{out} - h_0) - T_0 (s_{CASt}^{out} - s_0) \right] \quad (2.106)$$

Dans le paragraphe 2.4, bien que l'exergie détruite a été déterminée dans un seul des composants constituant le système, (étage de compression, de détente, refroidisseur et réchauffeur), les expressions de l'exergie détruite peuvent être généralisées à un système comportant plusieurs étages de compression et de détente ainsi que plusieurs échangeurs. Ces expressions généralisées sont données dans le paragraphe suivant.

2.5 Synthèse de l'analyse énergétique et exergetique; critères de performance du système de stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle avec option de trigénération

Nous avons présenté au paragraphe 2.3.1 l'analyse énergétique d'un compresseur à un étage, cette analyse nous permet de calculer la pression de sortie de l'air comprimé de l'étage de compression, sa température et d'en déduire l'énergie électrique consommée par ce compresseur à un étage de compression. Au Paragraphe 2.3.2, nous avons présenté l'analyse énergétique d'un moteur pneumatique à un étage qui nous a permis de déduire les mêmes paramètres à savoir, la pression de sortie d'air de l'étage de détente, sa température puis l'énergie électrique générée par un générateur couplé à cet unique étage de détente. Nous avons poursuivi au paragraphe 2.3.3 par la modélisation du remplissage et de la décharge du réservoir de stockage d'air comprimé afin de déterminer principalement la durée de remplissage correspondant à la durée de la phase de charge et la durée de décharge du réservoir d'air comprimé qui correspond à la durée pendant laquelle le système de stockage d'énergie restitue l'énergie stockée à la charge qui lui est connectée. Au Paragraphe 2.3.4, nous avons présenté la méthode de dimensionnement d'un échangeur afin de déduire ses caractéristiques de ce dernier (longueur, efficacité) mais surtout la chaleur échangée ainsi que les températures des deux fluides qui s'y échangent la chaleur. Pour finir, au paragraphe 2.4 les équations permettant de calculer l'exergie détruite dans chacun des composants principaux d'un système de stockage par air comprimé ont été présentés. Ces équations d'exergie détruite peuvent être utilisées à deux fins; pour l'identification des composants les moins efficaces et pour le calcul du rendement exergetique global du système de stockage.

A présent, reconsidérons le système générale de stockage par air comprimé à petite échelle de la Figure 2.1 composé de plusieurs étages de compression "n" (n = 3 par exemple pour le

compresseur du prototype expérimental présenté au chapitre 3) censés avoir le même taux de compression (π) et de deux étages de détente (**HP** pour "High power" et **LP** pour "low power") ayant les taux de compression (β_{HP} et β_{LP}). Les étages de compression sont séparés par les refroidisseurs intermédiaires qui sont des échangeurs tubulaires à contre-courant (air/eau). Les étages de détente sont précédés chacun d'un réchauffeur qui sont eux aussi les échangeurs tubulaires à contre-courant. On déduit donc :

1. La puissance électrique consommée par le compresseur à n étages de compression

$$P_{el,c} = \frac{\dot{m}_c}{\eta_{el,c}\eta_{m,c}} \sum_{i=0}^n (h_{c,i}^{out} - h_{c,i}^{in}) \quad (2.107)$$

Où $h_{c,i}^{in}$ est l'enthalpie massique de l'air à l'entrée d'un étage de compression " i " donné et $h_{c,i}^{out}$ celle de l'air comprimé à la sortie.

2. La chaleur totale échangée entre les étages de compression et l'extérieur dans le cas d'une compression non adiabatique.

D'après l'équation 2.28 on déduit;

$$Q_c = \sum_{i=0}^n \left(1 - \frac{\alpha_i}{\eta_c}\right) (h_{c,i}^{out} - h_{c,i}^{in}) \quad (2.108)$$

Le paramètre α_i caractérisant la compression non adiabatique réversible de chaque étage de compression " i " est donnée par :

$$\alpha_i = \frac{R \ln(\pi)}{S^0(T_{c,i}^{out}) - S^0(T_{c,i}^{in})} \quad (2.109)$$

3. La chaleur totale récupérée (Q_h) par l'eau au niveau des refroidisseurs.

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_c \sum_{i=2}^{n+1} (h_{c,i}^{out} - h_{c,i+1}^{in}) \quad (2.110)$$

4. La puissance électrique générée par le générateur couplé au moteur pneumatique à deux étages de détente (**HP** et **LP**).

$$P_{el,G} = \dot{m}_m \eta_{el,G} \eta_{mm} \left[(h_{m,HP}^{in} - h_{m,HP}^{out}) + (h_{m,LP}^{in} - h_{m,LP}^{out}) \right] \quad (2.111)$$

Où $h_{m,HP}^{in}$ et $h_{m,LP}^{in}$ sont respectivement les enthalpies massiques de l'air à l'entrée des étages haute puissance et faible puissance, $h_{m,HP}^{out}$ et $h_{m,LP}^{out}$ sont celles de l'air détendu à la sortie de ces mêmes étages.

5. La chaleur totale échangée entre les étages du moteur et l'extérieur dans le cas d'une détente non adiabatique.

D'après l'équation 2.28 on déduit;

$$Q_m = \left(\frac{\eta_m}{\alpha'_{HP}} - 1 \right) (h_{m,HP}^{in} - h_{m,HP}^{out}) + \left(\frac{\eta_m}{\alpha'_{LP}} - 1 \right) (h_{m,LP}^{in} - h_{m,LP}^{out}) \quad (2.112)$$

Les paramètres α'_{LP} et α'_{HP} caractérisant la détente non adiabatique réversible dans chacun des étages de détente sont donnés par;

$$\alpha'_{HP} = \frac{S^0(T_{m,HP}^{out}) - S^0(T_{m,HP}^{in})}{R \ln\left(\frac{1}{\beta_{HP}}\right)} \quad (2.113)$$

$$\alpha'_{LP} = \frac{S^0(T_{m,LP}^{out}) - S^0(T_{m,LP}^{in})}{R \ln\left(\frac{1}{\beta_{LP}}\right)} \quad (2.114)$$

6. La chaleur totale nécessaire pour le préchauffage de l'air avant son entrée dans les étages de détente (Q_{Rh}).

$$\dot{Q}_{Rh} = \dot{m}_m \left[\left(h_{m,HP}^{in} - h_{CASt}^{out} \right) + \left(h_{m,LP}^{in} - h_{m,HP}^{out} \right) \right] \quad (2.115)$$

Où h_{CASt}^{out} est l'enthalpie massique de l'air à la sortie du réservoir de stockage d'air comprimé.

7. L'exergie totale détruite dans le compresseur à n étage; $\dot{E}x_c^D$.

$$\dot{E}x_c^D = \sum_{i=1}^n \dot{E}x_{c,i}^{in} - \sum_{i=1}^n \dot{E}x_{c,i}^{out} + P_{elc,c} \quad (2.116)$$

8. L'exergie totale détruite dans le moteur pneumatique à deux étages couplé au générateur électrique $\dot{E}x_{PM}^D$.

$$\dot{E}x_{PM}^D = \sum_{i=HP,LP} \dot{E}x_{m,i}^{in} - \sum_{i=HP,LP} \dot{E}x_{m,i}^{out} - P_{elc,G} \quad (2.117)$$

9. L'exergie totale détruite dans les refroidisseurs $\dot{E}x_{Int}^D$.

$$\dot{E}x_{Int}^D = \sum_{i=1}^n \left(\dot{E}x_{c,i}^{out} - \dot{E}x_{c,i+1}^{in} \right) - \sum_{i=1}^n \left(\dot{E}x_{cw,i}^{out} - \dot{E}x_{cw,i}^{in} \right) \quad (2.118)$$

10. L'exergie totale détruite dans les réchauffeurs $\dot{E}x_{Int}^D$.

$$\dot{E}x_{He}^D = \sum_{i=HP,LP} \left(\dot{E}x_{hw,i}^{in} - \dot{E}x_{hw,i}^{out} \right) - \sum_{i=HP,LP} \left(\dot{E}x_{m,i}^{in} - \dot{E}x_{m,i}^{out} \right) \quad (2.119)$$

Nous utilisons comme critères de performance du système de stockage électrique par air comprimé à petite échelle; le rendement énergétique global du système et le rendement exergetique global.

Le rendement énergétique global se définit comme le rapport entre l'énergie totale produite par le système et l'énergie totale reçue [111, 112]. Pour le cas d'étude, l'énergie totale reçue par le système est l'énergie électrique totale consommée par le compresseur pour produire l'air comprimé. L'énergie totale produite quant à elle est l'énergie électrique produite par le générateur ainsi qu'une partie de l'énergie thermique récupérée pendant la compression qui n'a pas été utilisée pour réchauffer l'air pendant la détente.

Le deuxième critère, certainement le plus approprié pour l'analyse des systèmes énergétiques puisque basé sur la deuxième loi de la thermodynamique est le rendement exergetique. Il se définit comme le rapport entre l'exergie totale produite par le système et l'exergie totale reçue par le même système [118, 125]. L'exergie totale reçue par le système étudié ici est l'énergie électrique consommée par le compresseur pour la production de l'air comprimé. L'exergie totale produite

quant à elle est la différence entre l'exergie reçue et la somme de l'exergie détruite dans chaque composant du système et de l'exergie perdue dans tout le système.

A la lumière de ces définitions, le rendement énergétique global (RTE pour "Round-Trip Efficiency") est donné par l'équation (2.120).

$$RTE = \frac{P_{elc,G}t_{DP} + (\dot{Q}_h t_{FP} - \dot{Q}_{Rh} t_{DP})}{P_{elc,c}t_{FP}} \quad (2.120)$$

Où $P_{elc,G}t_{DP}$ désigne l'énergie électrique totale produite pendant toute la durée de la décharge (t_{DP}), $\dot{Q}_h t_{FP}$ l'énergie thermique totale produite pendant toute la durée (t_{DP}) du remplissage du réservoir d'air comprimé, $\dot{Q}_{Rh} t_{DP}$ l'énergie thermique totale utilisée pour préchauffer l'air pendant toute la durée de la décharge et $P_{elc,c}t_{FP}$ est l'énergie électrique totale consommée par le compresseur pendant toute la durée du remplissage du réservoir d'air comprimé.

Le rendement exergetique global η_{ex} s'écrit [118, 118–121, 126, 127] :

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{produite}}{Ex_{reçue}} = \frac{Ex_{reçue} - (Ex_{détruite} + Ex_{loss})}{Ex_{reçue}} = 1 - \frac{Ex_{détruite} + Ex_{loss}}{Ex_{reçue}} \quad (2.121)$$

Rappelons que l'exergie (**Ex**) est le produit de l'exergie par unité de temps (**Ėx**) par le temps. Ainsi, l'exergie totale reçue par le système ($Ex_{reçue}$) est le produit de la puissance électrique du compresseur ($P_{elc,c}$) par la durée de remplissage du réservoir d'air comprimé (t_{FP}). Elle est donnée par l'équation (2.122).

$$Ex_{reçue} = P_{elc,c}t_{FP} \quad (2.122)$$

De la même manière, on déduit l'exergie totale détruite dans les étages de compression ($Ex_{détruite,c}$) :

$$Ex_{détruite,c} = \dot{Ex}_c^D t_{FP} \quad (2.123)$$

L'exergie totale détruite dans les refroidisseurs intermédiaires aux étages de compression ($Ex_{détruite,Int}$) :

$$Ex_{détruite,Int} = \dot{Ex}_{Int}^D t_{FP} \quad (2.124)$$

L'exergie totale détruite dans les réchauffeurs ($Ex_{détruite,He}$) :

$$Ex_{détruite,He} = \dot{Ex}_{He}^D t_{DP} \quad (2.125)$$

Puis, l'exergie totale détruite dans le réservoir de stockage d'air comprimé ($Ex_{détruite,CASt}$).

$$Ex_{détruite,CASt} = \dot{Ex}_{c,n}^{out} t_{FP} - \dot{Ex}_{CASt}^{out} t_{DP} \quad (2.126)$$

En remplaçant les équations (2.122) à (2.126) dans l'équation (2.121), on obtient l'expression du rendement exergetique globale suivante :

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{(\dot{Ex}_c^D + \dot{Ex}_{Int}^D + \dot{Ex}_{c,n}^{out}) t_{FP} + (\dot{Ex}_{He}^D + \dot{Ex}_{PM}^D - \dot{Ex}_{CASt}^{out}) t_{DP} + Ex_{loss}}{P_{elc,c}t_{FP}} \quad (2.127)$$

Dans cette équation (2.127), définissant le rendement exergetique global du système de stockage, t_{FP} et t_{DP} représentent respectivement, la durée de remplissage et la durée de décharge du réservoir de stockage d'air comprimé. Ces durées sont obtenues en résolvant les équations (2.57) et (2.58). La condition d'arrêt lors de la résolution numérique de ces équations étant la pression maximale de stockage désirée pendant la charge et la profondeur de décharge du réservoir en d'autre terme la pression minimale tolérée dans ce dernier pendant la décharge. Ex_{loss} représente l'exergie totale perdue dans les effluents du système (air et eau rejetés à des températures différentes de celles qu'ils avaient à l'entrée ...), elle est déduite par bilan exergetique c'est-à-dire par différence entre l'exergie totale reçue et exergie totale détruite.

2.6 Conclusion

Dans ce chapitre, un système de stockage par air comprimé à petite échelle a été présenté et clairement modélisé à travers une analyse énergétique (premier principe de la thermodynamique) et une analyse exergetique (deuxième principe de la thermodynamique). Quatre composants principaux ont été identifiés à savoir :

- Le train de compression constitué des étages de compression
- Le train de détente constitué des étages de détentes
- Le réservoir de stockage d'air comprimé
- Les échangeurs de chaleurs

Pour l'analyse énergétique des étages de compression et de détente, trois types de transformations thermodynamiques sont possibles ; isotherme, adiabatique et polytropique. La première transformation étant la transformation idéale recherchée, mais malheureusement difficilement réalisable en pratique, nous ne sommes pas allés au-delà de son évocation. Cependant, dans la suite nous distinguons les deux autres transformations lors de l'analyse énergétique des étages de compression et de détente. Une analyse énergétique qui nous permet de déterminer ; l'énergie électrique absorbée par les étages de compression pour le remplissage du réservoir de stockage d'air comprimé, l'énergie électrique produite lors de la décharge, les propriétés thermodynamiques de l'air à différentes étapes de sa transformation (propriétés nécessaires à l'analyse exergetique). Pour le cas d'une transformation polytropique, on peut aussi déterminer la chaleur échangée avec l'extérieure au niveau des parois de ces étages de compression et de détente.

L'analyse énergétique du réservoir de stockage a consisté à le considérer comme un système semi-ouvert en ce sens que, nous considérons que les phases de remplissage et de décharge sont découplées ; pendant le remplissage du réservoir, le moteur est à l'arrêt et pendant la décharge, le compresseur est à l'arrêt. A chacune de ces phases, on applique au réservoir les principes de conservation de la masse et de l'énergie ainsi que la loi des gaz parfaits. Ce qui nous permet d'obtenir un système de trois équations différentielles dont la résolution nous permet d'obtenir simultanément, pour chacune des deux phases ; la durée, la variation de la pression de la masse et de la température dans le réservoir. Pendant le remplissage, la condition d'arrêt est la pression maximale de stockage fixée et pendant la décharge, la condition d'arrêt est la profondeur de décharge minimale autorisée qui n'est rien d'autre que la pression d'air d'alimentation du train de détente.

L'analyse énergétique des échangeurs de chaleur permet d'évaluer la chaleur récupérable entre les étages de compression ainsi que la chaleur nécessaire pour préchauffer l'air pendant la décharge. La méthode employée pour l'analyse des échangeurs de chaleur est celle décrite par Donald Quentin KERN [116] qui permet aussi de dimensionner ces échangeurs pour une éventuelle construction ultérieure.

A l'issu de l'analyse énergétique du système, les propriétés thermodynamiques des fluides de travail sont connues à toutes les étapes de leur transformation. Nous procédons à une analyse exergetique dont le but est de déterminer l'exergie détruite dans chacun de ces composants. Pour ce faire, nous présentons dans un premier temps le bilan exergetique appliqué à un système ouvert quelconque en définissant clairement chaque terme entrant dans ce bilan. Puis, nous appliquons ce bilan à tous les composants du système de stockage par air comprimé.

Nous terminons par une synthèse permettant de définir deux critères de performance que sont le rendement énergétique global et le rendement exergetique global. Cependant, compte tenu de la nature différente des énergies (thermique, électriques) entrant en jeux, le rendement exergetique global est approprié pour l'évaluation de la performance du système de stockage proposé dans cette thèse [122]. Le chapitre suivant est consacré à l'analyse expérimentale d'un prototype de 1.2 kW.

Prototype expérimental de 1.2 kW

Sommaire

3.1 Présentation détaillée du banc d'essai	73
3.1.1 Le compresseur	75
3.1.2 Réservoir de stockage d'air comprimé	76
3.1.3 Moteur pneumatique et générateur électrique	76
3.1.4 Instrumentation du banc d'essai	78
3.1.5 Evaluation des performances du prototype	81
3.2 Résultats et discussion	81
3.2.1 Résultat de l'étude expérimentale de la phase de compression (charge)	81
3.2.2 Résultat de l'étude expérimentale du remplissage et de la décharge des bouteilles d'air comprimé	89
3.2.3 Résultat de l'étude expérimentale de la phase de détente ; production d'électricité	90
3.2.4 Rendement du système	96

Nous avons présenté au chapitre précédent, un modèle thermodynamique permettant d'analyser le comportement des systèmes de stockage par air comprimé à petite échelle. Deux approches ont été présentées ; l'approche adiabatique où le compresseur et le moteur pneumatique n'échangent pratiquement pas de chaleur avec l'extérieur et l'approche polytropique qui permet de prendre en compte ces échanges de chaleur avec l'extérieur. Nous avons par la suite défini deux paramètres permettant d'évaluer les performances énergétiques d'un tel système. Dans ce chapitre, nous essayons de confronter ces modèles thermodynamiques à un prototype expérimental.

3.1 Présentation détaillée du banc d'essai

Le prototype expérimental est un système acquis à des fins d'enseignement par le département des systèmes énergétiques de l'école des mines de Nantes, grâce au CPER (Contrat de Plan Etat-Région) à travers le projet PREVERE. La Figure 3.1 ci-dessous, présente le digramme synoptique du prototype expérimental ainsi que de ses principaux composants (compresseur, bouteilles de stockage d'air comprimé et moteur pneumatique). Le prototype est constitué d'un compresseur à piston entraîné par un moteur électrique, de six bouteilles en aciers sous pression et d'un moteur pneumatique à piston couplé à un mini alternateur connecté à des résistances électriques simulant la charge.

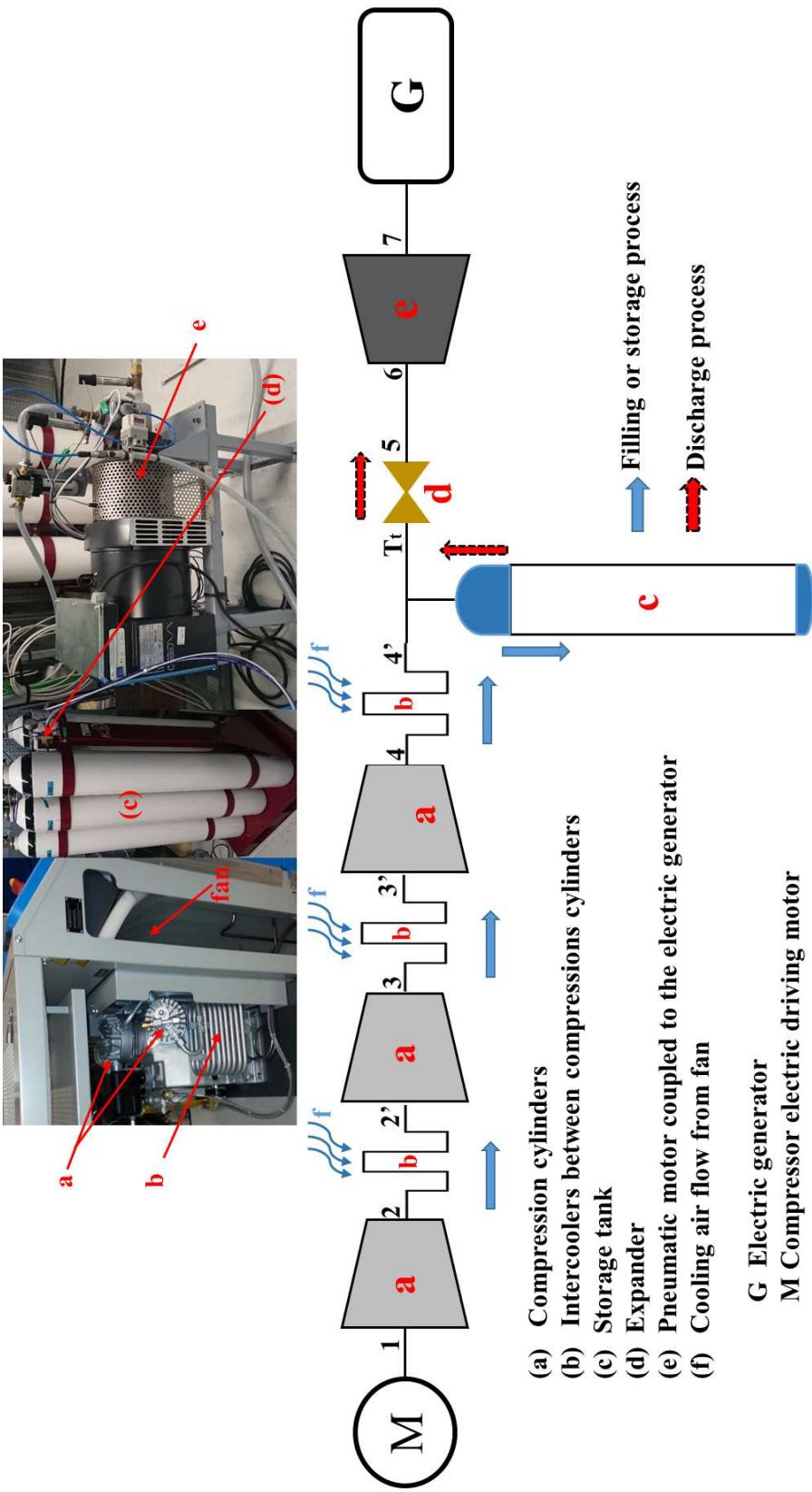


FIGURE 3.1 : Photo et diagramme synoptique du prototype expérimental

3.1.1 Le compresseur

Le compresseur de ce prototype expérimental est un compresseur à piston comportant trois cylindres de compression à simple effet tous montés en série et séparés par des refroidisseurs intermédiaires. Ces refroidisseurs intermédiaires sont des serpentins à l'intérieur desquels l'air comprimé chaud sortant des cylindres de compression est refroidi par un courant d'air ambiant brassé par un puissant ventilateur servant aussi de volant pour le moteur électrique d'entraînement du compresseur.

La Figure 3.2 ci-dessous présente la photo du bloc compresseur **IK120-F07** dont est doté le compresseur du prototype expérimental. En observant les cylindres de compression, on peut très bien apercevoir des ailettes sur leurs parois externes. Ces ailettes permettent de faciliter le transfert thermique entre ces cylindres de compression et l'air ambiant ; **une compression non adiabatique est donc conseillée pour l'analyse du compresseur de ce prototype expérimental**. Notons que l'idée initiale de cette thèse était de remplacer les serpentins (faisant office de refroidisseurs intermédiaires) du bloc compresseur par des échangeurs tubulaires à contre-courant air/eau pour la récupération et le stockage de la chaleur de compression. C'est la raison pour laquelle, le prototype expérimental de la Figure 3.1 ne dispose pas de sous-système de stockage thermique. L'étude expérimentale visant à fournir des informations nécessaires au dimensionnement du système de stockage thermique (température de l'air à la sortie des étages de compression, chaleur stockable, impact de l'introduction de ce sous-système de stockage thermique sur le rendement global du système).

Pour revenir à la présentation du compresseur, la pression maximale délivrée par le compresseur peut atteindre 330 bar pour un débit d'air nominal de $4 \times 10^{-3} \text{ kg s}^{-1}$ soit environ 14 kg h^{-1} . La puissance nominale absorbée par le moteur électrique d'entraînement est de 4 kW. La pression de l'air à la sortie du premier étage de compression varie entre 5 – 6 bar et celle à la sortie du deuxième étage entre 32 – 45 bar. La pression de l'air à la sortie du troisième étage est fortement liée à celle de l'air dans les réservoirs de stockage. Les réservoirs étant directement connectés au troisième étage de compression, ce dernier se comporte comme une valve de contre pression. Expérimentalement, on observe que les taux de compression des trois étages restent constantes jusqu'à ce que la pression de l'air dans le réservoir de stockage atteigne la pression de sortie du troisième étage de compression soit environ 170 à 180 bar. Après cette première phase, les taux de compression du deuxième et du troisième étage augmente avec la pression dans les réservoirs de stockage. Une fois la pression de réglage de la soupape de sûreté atteinte (environ 330 bar), l'alimentation électrique du compresseur est automatiquement coupée et le remplissage s'arrête. Le Tableau 3.1 résume ces caractéristiques techniques du compresseur.

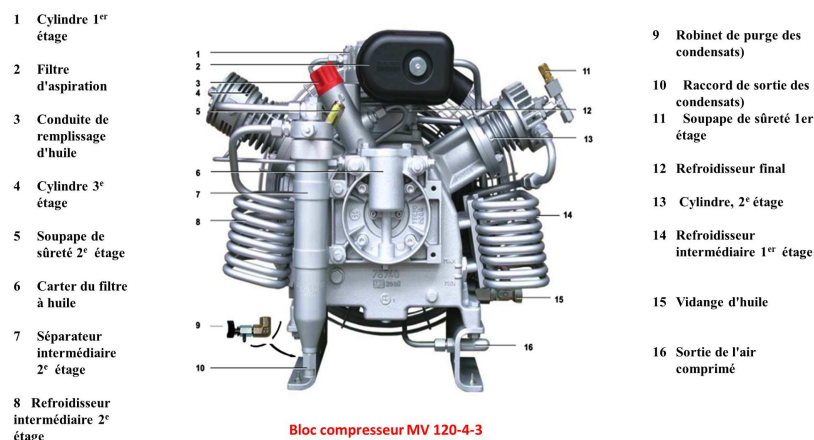


FIGURE 3.2 : schéma du bloc compresseur utilisé dans le prototype expérimental

TABLE 3.1 : Caractéristiques techniques du compresseur utilisé dans le prototype expérimental

Paramètres	Valeur
Débit	$4 \times 10^{-3} \text{ kgs}^{-1}$
Puissance électrique nominale absorbée	4kW
Nombre d'étages	3
Pression intermédiaire du 1 ^{er} étage	5 à 6 bar
Pression intermédiaire du 2 ^e étage	32 à 45 bar
Pression troisième étage	170 à 330 bar

3.1.2 Réservoir de stockage d'air comprimé

Six bouteilles sous pression de 50 L chacune pour un volume total de 300 L sont utilisées pour le stockage de l'air comprimé (Figure 3.3). La pression maximale admissible dans ces réservoirs est de 350 bar et la pression minimale est limitée par la pression d'admission d'air du moteur pneumatique fixée ici à 8 bar. Comme nous l'avons signifié au chapitre 2, la durée du remplissage de ces bouteilles est importante dans l'analyse des performances du système de stockage.



FIGURE 3.3 : Bouteilles sous pression de stockage d'air comprimé

3.1.3 Moteur pneumatique et générateur électrique

Un moteur pneumatique à piston radial est utilisé pour la détente dans ce prototype expérimental. C'est un moteur pneumatique à pistons radiaux à quatre cylindres, tous enfermés dans un bloc (voir Figure 3.4) où l'air comprimé qui y rentre subit des détentes successives jusqu'à sa sortie. Son arbre moteur peut tourner dans les deux sens en fonction du branchement de l'arrivée d'air. C'est un modèle **RM110** avec une puissance maximale nominale de 1.7 kW pour une pression d'air à l'entrée de 8 bar et un débit (à cette pression) de 34 Ls^{-1} . Notons que cette puissance développée par l'arbre du moteur dépend de la pression d'admission d'air comprimé qui conditionne la vitesse de rotation de l'arbre ainsi que la consommation d'air comprimé. La Figure 3.5 fait ressortir les courbes réelles des caractéristiques du moteur fournies par le constructeur à différentes pressions d'admission d'air. Le régime de fonctionnement du moteur adopté pour prototype expérimental est résumé dans le Tableau 3.2. Le générateur couplé au moteur pneumatique est un alternateur sans balais et synchrone qui ne nécessite donc pas une source extérieure pour son excitation initiale. Bien plus, l'absence des balais (ou charbon) dans ce type de générateur augmente sa durée de vie, mais également son efficacité puisque le contact rotor-stator assuré par les balais dans les alternateurs conventionnels y est inexistant ce qui limite donc les frottements et les pertes électriques. La fréquence qu'il délivre dépend de la vitesse de rotation du rotor; c'est la raison pour laquelle nous avons utilisé une charge purement résistive.

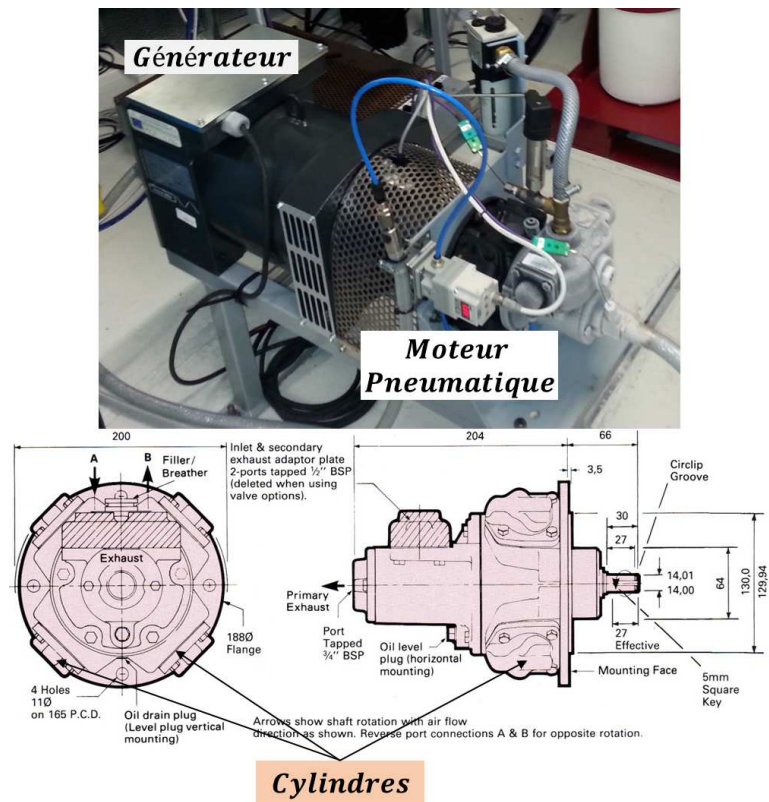


FIGURE 3.4 : Photo du moteur pneumatique à pistons radiaux couplé à un alternateur synchrone sans balais et coupes du moteur pneumatique

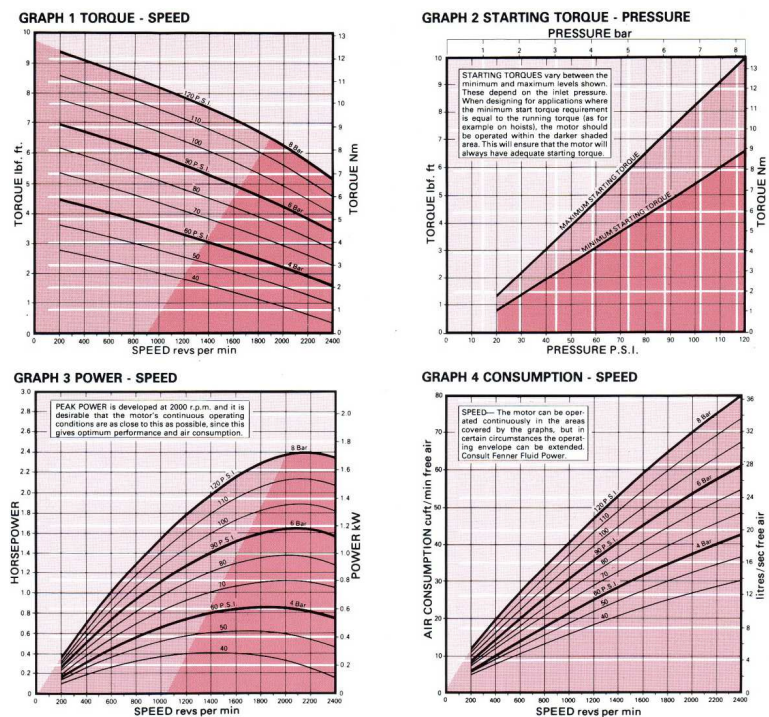


FIGURE 3.5 : Courbes des performances du moteur pneumatique à pistons radiaux (fournies par le constructeur)

TABLE 3.2 : Caractéristiques techniques du moteur pneumatique et du générateur utilisés dans le prototype expérimental

Paramètres	Valeurs
Moteur	
Débit	$2.7 \times 10^{-2} \text{ kg s}^{-1}$
Vitesse de rotation	1200 tr min^{-1}
Puissance mécanique nominale	1.28 kW
Pression d'admission d'air	8 bar
Alternateur	
Puissance nominale	5.2 kW
Vitesse de rotation optimale	1500 tr min^{-1}

3.1.4 Instrumentation du banc d'essai

L'instrumentation du prototype expérimental est représentée sur la Figure 3.6. La pression et la température de l'air sont mesurées à chaque endroit où a lieu un changement significatif de son état. D'autres paramètres importants sont également mesurés ; le débit d'air du compresseur et du moteur, la puissance électrique absorbée par le compresseur et produite par l'alternateur, la vitesse de rotation de l'arbre du moteur. Ces points de mesures sont répertoriés dans le Tableau 3.3. Un système d'acquisition permet de récolter ces données qui sont traitées et enregistrées toutes les secondes par un programme LabView codé par l'équipe technique du département des systèmes énergétiques et environnement de l'école des Mines de Nantes.

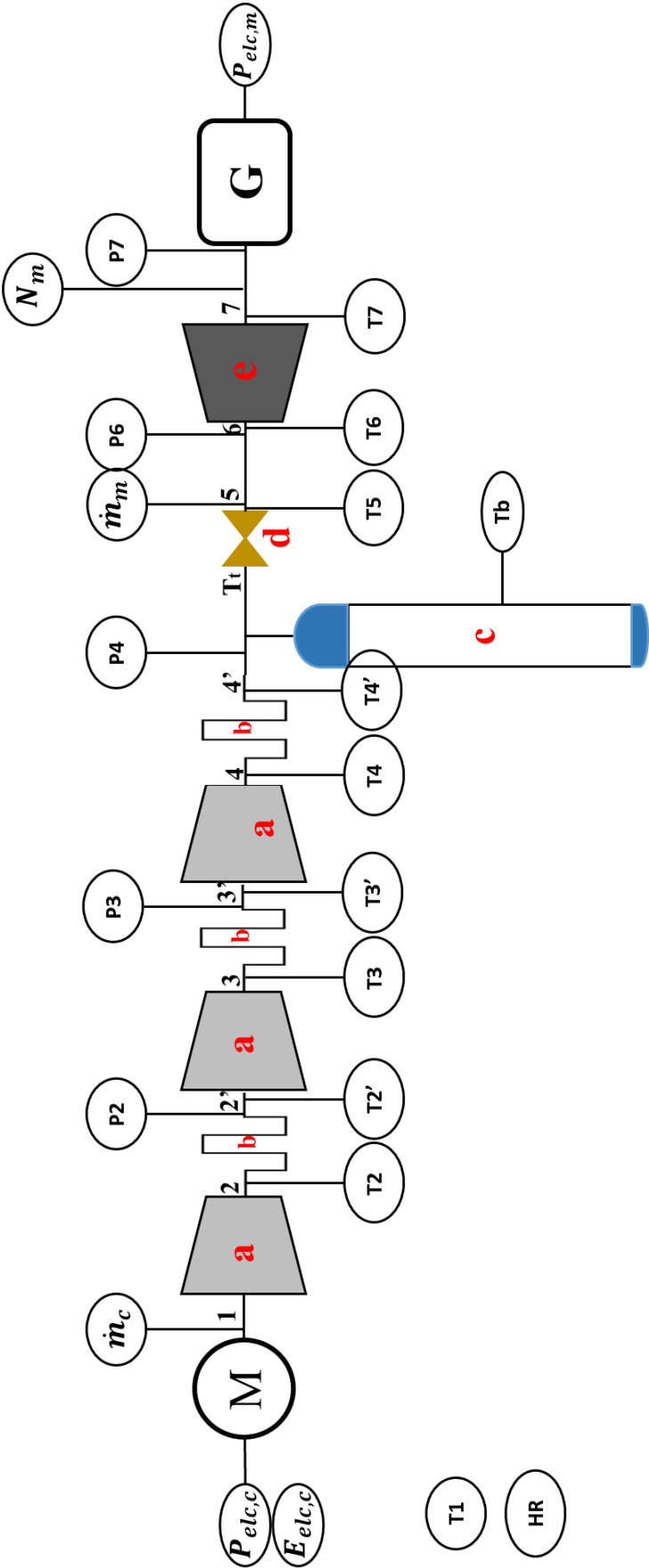


FIGURE 3.6 : Diagramme d'instrumentation du prototype expérimental

TABLE 3.3 : Caractéristiques techniques du moteur pneumatique et du générateur utilisés dans le prototype expérimental

Points de mesure	Grandeur mesurée
HR	Humidité relative ambiante
$\dot{m}_c$	Débit d'air du compresseur
T1	Température entrée premier cylindre
T2	Température sortie premier cylindre
T2'	Température entrée deuxième cylindre
P2	Pression sortie premier cylindre
T3	Température sortie deuxième cylindre
T3'	Température entrée troisième cylindre
P3	Pression sortie deuxième cylindre
T4	Température sortie troisième cylindre
T4'	Température sortie troisième refroidisseur
P4	Pression entrée bouteilles
Tb	Température surface bouteille
T5	Température sortie détenteur
$\dot{m}_m$	Débit d'air du moteur pneumatique
P6	Pression d'air à l'entrée du moteur
T6	Température à l'entrée du moteur
T7	Température sortie moteur
P7	Pression sortie moteur
N_m	Vitesse de rotation du moteur
$P_{elc,c}$	Puissance électrique absorbée par le compresseur
$E_{elc,c}$	Energie électrique consommée
$P_{elc,m}$	Puissance électrique générée par l'alternateur

3.1.5 Evaluation des performances du prototype

3.1.5.1 Performances du compresseur

Pendant la phase de compression, les pressions mesurées nous permettent de déterminer les taux de compression de chaque cylindre. Nous avons limité la pression dans les bouteilles à 180 bar pour éviter la variation du taux de compression; cette variation du taux de compression n'ayant pas été considérée dans la modélisation présentée au chapitre 2. Compte tenu des ailettes à la surface des cylindres et de leur exposition au courant d'air de refroidissement des serpentins, la chaleur échangée par ces derniers avec l'extérieur ne saurait être négligeable; l'approche polytropique est donc utilisée pour l'analyse du compresseur. Les exposants polytropiques de chaque étage de compression sont déterminés au moyen de l'équation (2.30). Le rendement du compresseur n'a pas été fourni par le constructeur, de plus les taux de compression des étages de compression ne sont pas identiques; le rendement polytropique de chaque étage de compression est donc calculé au moyen de l'équation (2.32). Une fois ces deux grandeurs déterminées, la suite de l'analyse du compresseur se fait en suivant la méthode directe présentée au paragraphe 2.3.1.2 du Chapitre 2.

3.1.5.2 Performances du moteur

Pendant la détente, la pression à la sortie du moteur est mesurée ce qui nous permet de déduire le taux de détente du moteur. Le givre se formant sur la paroi du moteur pendant la détente (voir photo de la Figure 3.4), nous renseigne sur les échanges thermiques non négligeables entre le moteur et l'extérieur. Il s'agit donc d'une détente non adiabatique; l'approche polytropique présentée au paragraphe 2.3.2.2 est utilisée pour l'analyse du moteur. La mesure de la température de l'air juste à l'entrée à la sortie du moteur nous permet au moyen de l'équation (2.48) de déterminer l'exposant polytropique. Le rendement polytropique du moteur est ensuite déduit au moyen de l'équation (2.50); la chaleur massique de l'air utilisée dans cette équation étant calculée à la température moyenne entre l'entrée et la sortie du moteur en s'aidant de l'équation (2.56). La suite de l'analyse du moteur se fait en suivant la méthode directe présentée au paragraphe 2.3.2.2 (a).

3.1.5.3 Remplissage et décharge réservoir

La connaissance de la pression de l'air à la sortie du compresseur et de sa température nous permet de résoudre le système d'équations (2.57) afin de déterminer principalement la durée du remplissage, mais aussi de suivre l'évolution de la pression dans les bouteilles. Ces résultats de calculs sont confrontés aux valeurs mesurées expérimentalement. Cependant pour des raisons de délais de certification, il nous a été impossible d'introduire un thermocouple à l'intérieur des bouteilles sous pression afin de suivre en temps réel l'évolution de la température pendant le remplissage. Cette mesure nous aurait pourtant permis d'essayer de construire une corrélation pour le calcul du coefficient global de transfert thermique dans les réservoirs de stockage d'air comprimé artificiel qui manque pourtant dans la littérature. La mesure du débit d'air pendant la décharge nous permet de résoudre le système d'équations (2.58) afin de déterminer la durée de décharge et l'évolution de la pression dans les bouteilles pendant cette phase.

3.2 Résultats et discussion

3.2.1 Résultat de l'étude expérimentale de la phase de compression (charge)

3.2.1.1 Mesure du débit d'air du compresseur

Un débitmètre (Figure 3.7) placé à l'entrée du compresseur au point de mesure FT14 de la Figure 3.6 permet de mesurer le débit de l'air absorbé par le compresseur avec une précision d'environ 99.3%. C'est un débitmètre de marque **BROOKS**[®] plus précisément le modèle **MF63/53**. Cette mesure du débit permet de vérifier les données renseignées par le constructeur. Le résultat de

cette mesure est présentée à la Figure 3.8. On peut y observer des pics qui apparaissent environ toutes les 15 min. Ces pics correspondent à la phase transitoire entourant la purge des condensats par le compresseur. Une valeur moyenne sur toute la durée de remplissage de $3.83 \times 10^{-3} \text{ kg s}^{-1}$ est ainsi obtenue expérimentalement; soit une erreur relative de 5% sur la valeur renseignée par le constructeur du compresseur (cf. Tableau 3.1). Cependant, cette erreur est à relativiser puisque les caractéristiques du compresseur sont données pour une température ambiante de 15°C or pendant nos essais de remplissage, la température moyenne ambiante mesurée est de 24.7°C .

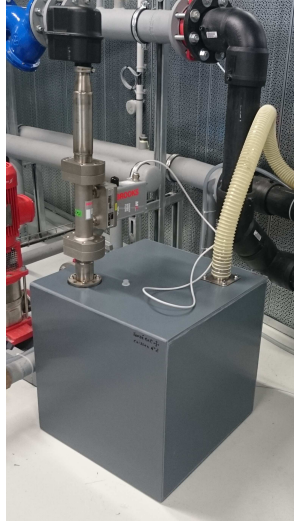


FIGURE 3.7 : Photo du système portant le débitmètre situé à l'entrée du compresseur (point de mesure FT14 du diagramme d'instrumentation)

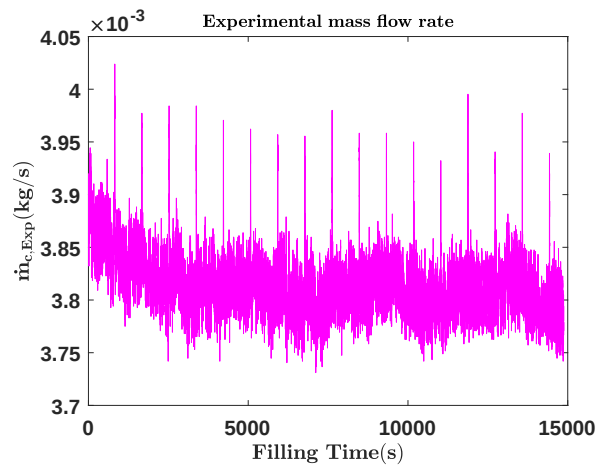


FIGURE 3.8 : Débit massique de l'air du compresseur pendant le remplissage des bouteilles

3.2.1.2 Mesure de la pression à la sortie des étages de compression

Nous avons également mesuré la pression à la sortie de chaque étage de compression. Les résultats sont représentés à la Figure 3.9. On peut y observer vers la fin de la phase de remplissage, un début d'augmentation de la pression à la sortie du troisième étage ($P_{4,Exp}$). Ce qui s'explique par le fait que la pression de l'air dans le réservoir de stockage se rapproche de celle délivrée par le compresseur. C'est en effet le début de la deuxième phase de remplissage pendant laquelle, les taux de compression du troisième et deuxième étage augmentent pour faire face à l'évolution de la pression dans les bouteilles (cf. paragraphe 3.1.1). Cette deuxième phase n'est pas prise en compte

dans ce travail. Deux raisons expliquent ce choix de ne pas nous attarder sur cette phase; la non-nécessité de stocker l'air à si grande pression s'il faut le détendre à 8 bar par la suite comme c'est le cas pour ce prototype expérimental et la simplification de la modélisation (taux de compression constant).

Une pression moyenne de 7.7 bar est mesurée à la sortie du premier étage ($P_{2,Exp}$), de 42.9 bar au deuxième étage ($P_{3,Exp}$) et enfin de 176.5 bar à la sortie du troisième étage ($P_{4,Exp}$). On remarque que la pression mesurée à la sortie du premier étage ($P_{2,Exp}$) est supérieure aux valeurs préconisées par le constructeur du compresseur. La pression atmosphérique n'ayant pas été mesurée, on ne saurait dire si cet écart entre la valeurs expérimentale et la valeur réelle de P_2 est dû à une pression atmosphérique élevée ou juste à un dysfonctionnement de cet étage de compression. Une autre explication de cette différence pourrait être la fluctuation du débit d'air aspiré par le compresseur comme le montre la Figure 3.8. Pour la suite de notre analyse, en l'absence d'un taux de compression précis fourni par le constructeur mais plutôt des plages de pression possible, les pressions moyennes mesurées à la sortie de chaque étage de compression (soit respectivement, 7.7 bar, 42.9 bar et 176.5 bar) sont utilisées pour déterminer les taux de compression de chaque étage de compression. Pour une pression atmosphérique d'aspiration de l'air par le compresseur de 1.01 bar, nous obtenons les taux de compression de 7.6, 5.6 et 4.1 respectivement pour le premiers, deuxième et troisième étage de compression.

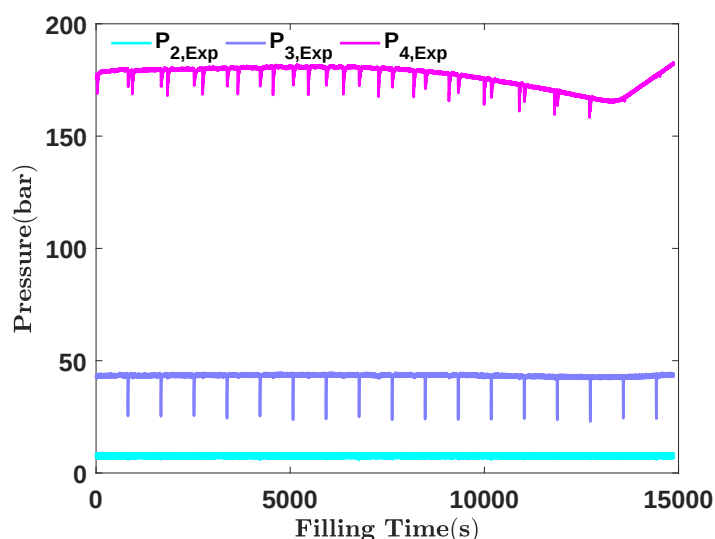


FIGURE 3.9 : Pression de l'air à la sortie des trois étages de compression pendant le remplissage du réservoir

3.2.1.3 Mesure de la puissance électrique appelée par le compresseur

La puissance électrique instantanée appelée par le compresseur pendant le remplissage des bouteilles a été mesurée et son évolution, représentée sur la Figure 3.10. En dehors des chutes d'appel de puissance intervenant toutes les 15 min dû comme expliqué au paragraphe 3.2.1.1 à la purge des condensats. Cette puissance électrique appelée par le compresseur est quasi constante et égale en moyenne à 3.17 kW. Sur la courbe de la Figure 3.10, on observe une tendance croissante vers la fin correspondant bien au début de la deuxième phase de remplissage pendant laquelle les taux de compression commencent à augmenter. On remarque que la puissance électrique absorbée par le compresseur est inférieure aux 4 kW renseignés par le constructeur (cf. Tableau 3.1). Deux raisons pourraient expliquer cet état de fait. La première est que le débit d'air absorbé est de 5% inférieur à la valeur nominale. La deuxième est que nous avons limité la pression de stockage d'air à la pression minimale de sortie du compresseur. En effet, la tendance à la hausse observé sur la courbe de la Figure 3.10 laisse croire que si la pression de stockage avait été maximale (soit 330 bar), la puissance électrique appelée pourrait atteindre sa valeur nominale de 4 kW

voire la dépasser du fait des pertes de charge dans la tuyauterie et au niveau des soupapes qu'il faudrait alors compenser. L'énergie électrique totale consommée par le compresseur mesuré pendant toute la durée du remplissage des bouteilles est de 13.10kWh, soit 18% inférieur à l'énergie électrique qu'aurait consommée le compresseur pendant la même durée de fonctionnement à sa charge maximale (pression délivrée de 330 bar et puissance nominale appelée de 4 kW).

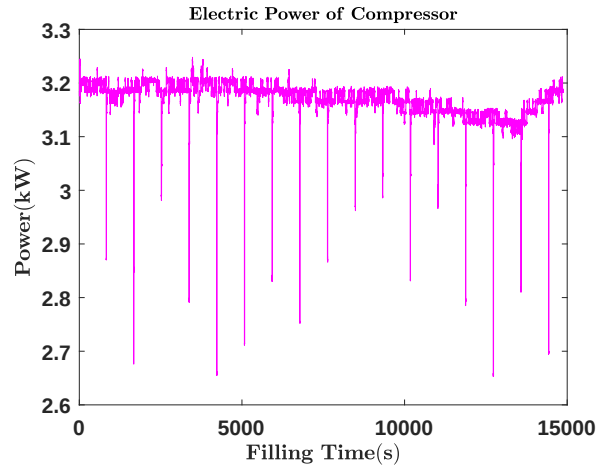


FIGURE 3.10 : Puissance électrique expérimentale ($P_{el,c,Exp}$) absorbée par le compresseur pendant le remplissage des bouteilles

3.2.1.4 Mesure de la température entre les étages de compression

Un autre paramètre clé nécessaire au bon dimensionnement du système de stockage thermique, mais aussi à l'évaluation de la chaleur de compression perdue du fait de la ventilation a été mesuré; la température. Les températures de l'air à l'entrée du compresseur, de l'air comprimé à la sortie de chaque étage de compression ainsi qu'à la sortie des serpentins de refroidissement sont acquises à chaque instant pendant toute la durée du remplissage et représentées à la Figure 3.11. On peut observer une évolution quasi constante de ces températures pendant la compression.

La température à la sortie du premier étage est la plus basse avec une moyenne de 119.4 °C malgré son taux de compression le plus élevé (7.6). Cela s'explique tout simplement par la température de l'air à l'entrée de cet étage qui est la plus basse et correspond à la température ambiante ($T_{1,Exp}$), d'une valeur moyenne mesurée de 24.7 °C de loin inférieure aux 61.7 °C en moyenne mesurée à l'entrée du deuxième étage de compression et aux 57.2 °C en moyenne à mesurée l'entrée du troisième étage de compression. La température de l'air la plus élevée étant celle à la sortie du deuxième étage de compression ($T_{3,Exp} = 197.1$ °C), qui s'explique par son taux de compression relativement élevée (5.6) comparée à celui du dernier étage de compression (4.1). Cette température la plus élevée à la sortie du deuxième étage de compression s'explique aussi par la température à laquelle l'air comprimé refroidit entre dans cet étage de compression; elle est la plus élevée (des températures à l'entrée des trois étages de compression : 61.7 °C).

3.2.1.5 Analyse et discussion des résultats de l'étude expérimentale du compresseur

A l'issue de ces mesures expérimentales, les paramètres devant aider au dimensionnement des échangeurs et à la détermination de la chaleur perdue à la paroi des cylindres de compression sont regroupés dans le Tableau 3.4.

Rappelons que l'air ambiant brassé par le ventilateur et censé refroidir l'air comprimé circulant dans les serpentins refroidit aussi les cylindres de compression. De plus, ces cylindres de compression portent des ailettes accélérant de ce fait le transfert thermique avec l'extérieur. Malheureusement, cette chaleur transférée par les cylindres de compression est perdue car l'air de

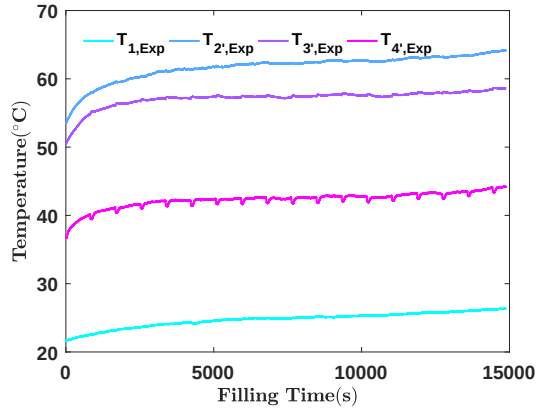
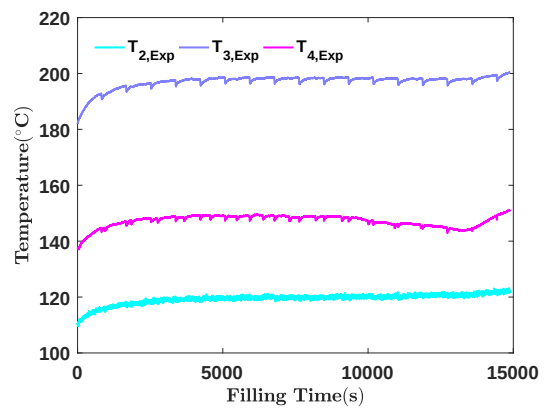
Température entrée compresseur
et sortie serpentinsTempérature sortie étages
de compression

FIGURE 3.11 : Température expérimentale de l'air aux étages de compression pendant le remplissage des bouteilles d'air comprimé

refroidissement est tout simplement rejeté dans l'environnement et devra être compensée pendant la détente. Pour le type de stockage d'électricité par air comprimé voulu dans cette thèse, cette perte n'est pas souhaitable, car plus la température à la sortie des étages de compression est élevée, mieux le système de stockage thermique sera efficace. Ce refroidissement des cylindres de compression fait que la température de l'air comprimé qui y sort est inférieure à celle qu'il aurait eue si les cylindres n'étaient pas refroidis.

Afin de nous faire une idée de l'impact du refroidissement des cylindres de compression sur la température de l'air comprimé sortant de ces derniers, nous avons évalué la température de l'air comprimé à la sortie des étages de compression identiques à ceux du prototype expérimental, mais donc le transfert thermique avec l'extérieur est négligeable (adiabatique). Les résultats d'une telle compression sont consignés à la deuxième moitié du Tableau 3.4. Le but ici étant juste de se faire une idée de ce à quoi on pourrait s'attendre à l'issue d'une compression adiabatique, une valeur arbitraire supposée constante de 70% est attribuée au rendement isentropique du compresseur. Puisqu'à titre de rappel, pour un compresseur à piston à grande vitesse, le rendement isentropique est compris entre 65 et 75% [128, P.197].

De l'étude expérimentale des étages de compression résumée dans le Tableau 3.4, il ressort que des 13.10kWh d'énergie électrique totale consommée par le compresseur pour le remplissage des bouteilles d'air comprimé, environ 44% sont perdus sous forme de chaleur contenue dans l'air de refroidissement rejeté dans l'atmosphère et provenant uniquement des parois des cylindres de compression soit 5.80kWh. C'est une quantité énorme d'énergie qui est ainsi perdue et présage déjà d'un mauvais rendement global du système. Elle témoigne aussi de l'efficacité du ventilateur de refroidissement. En effet, en observant les valeurs de la température de la deuxième moitié du Tableau 3.4 qui sont celles qu'aurait eu l'air comprimé sortant des trois étages de compression si le ventilateur n'agissait que sur les serpentins laissant ainsi les cylindres comprimer l'air de façon adiabatique. Cette efficacité aurait été magnifique si cette chaleur était récupérable, malheureusement le ventilateur du compresseur servant de volant moteur n'est pas modifiable au risque d'endommager le compresseur; ce constat a été une grande désolation pour l'étude expérimentale de ce prototype.

Néanmoins, la chaleur évacuée au niveau des serpentins et donc pouvant être récupérée et stockée a été calculé et les échangeurs nécessaires pour sa récupération dimensionnés. Le même travail est fait pour une compression supposée adiabatique (c'est à dire dans le cas où le ventilateur n'agirait que sur les serpentins); les températures à l'entrée de ces étages de compression adiabatiques restant les mêmes que celles mesurée sur le prototype expérimental. Cette analyse de la compression adiabatique nous permet d'avoir une base comparative. Les résultats de cette étude sont présentés dans le Tableau 3.5.

TABLE 3.4 : Résultat de l'étude expérimentale des étages de compression

Paramètres	Etage 1	Etage 2	Etage 3
Prototypage expérimental			
Pression d'entrée (bar)	1.01	7.67	42.90
Pression de sortie (bar)	7.67	42.90	176.55
Taux de compression	7.6	5.6	4.1
Température d'entrée (°C)	24.7	61.7	57.2
Température de sortie (°C)	119.4	197.1	147.2
Exposant polytropique	1.16	1.25	1.21
Rendement polytropique %	80.45	80.41	76.58
Coefficient α	2.10	1.44	1.67
Chaleur transférée (kW)	0.58	0.41	0.41
Chaleur instantanée totale transférée (kW)		1.40	
Puissance électrique absorbée (kW)		3.17	
Energie électrique consommée (kWh)		13.10	
Chaleur totale perdue (kWh)		5.80	
Compression Adiabatique			
Température de sortie adiabatique (°C)	351.5	358.0	288.1
Puissance électrique absorbée (kW)		5.55	
Energie électrique consommée (kWh)		22.95	

Pour les refroidisseurs, l'idée était de fabriquer les échangeurs à partir de la tuyauterie disponible sur le marché; les tubes en cuivre de type «K» avaient alors été retenus. Le tube intérieur est de calibre 5/8 (diamètre intérieur 0.652 pouce, diamètre extérieur 0.750 pouce) et le tube extérieur est de calibre 1 1/4 (diamètre intérieur 1.245 pouce, diamètre extérieur 1.375 pouce). Le débit d'eau de refroidissement a été choisi de manière à ce que, si le système de stockage venait à être installé chez un particulier raccordé au réseau d'eau courante, qu'il aie juste à connecter le système d'échangeur à un poste d'eau bien dimensionné pour avoir le débit d'eau de refroidissement requis. Ce qui permet d'éliminer le recours à une pompe à eau qui aurait pour conséquence de ternir encore plus le rendement énergétique global du système de stockage. Pour cette raison, le débit d'eau de 50 mLs⁻¹ a été fixé pendant la charge et de 300 mLs⁻¹ pendant la décharge. La température de l'eau de refroidissement à l'entrée des refroidisseurs est fixée à 20 °C pendant leur dimensionnement.

Pour le prototype expérimental à l'état, même si les longueurs des échangeurs nécessaires à la récupération de la chaleur entre les étages de compression restent acceptables, la température finale moyenne atteinte par l'eau chaude est très faible. Environ 2 °C seulement au-dessus de la température de l'eau froide utilisée pour le refroidissement de l'air. Alors, les 4.82 kWh d'énergie thermique récupérable pendant toute la durée du remplissage des bouteilles qui seront stockées dans cette eau chaude, auront une valeur énergétique (exergie) quasi insignifiante. Néanmoins, on se rend compte que des 13.10 kWh d'énergie électrique consommée par le compresseur pour le remplissage des bouteilles d'air comprimé, seul 18.93% est stockée dans l'air comprimé; 44.27% étant perdue par transfert thermique dans l'atmosphère sur la paroi des cylindres de compression et 36.80% pouvant être récupérée entre les étages de compression sous forme d'énergie thermique.

Pour un prototype expérimental équivalant dans lequel le ventilateur épargnerait les cylindres de compression (rendant ainsi la compression adiabatique), aucune énergie thermique ne serait perdue dans l'atmosphère par transfert thermique au niveau des parois des cylindres. Mais le compresseur d'un tel système pour effectuer le même travail consommerait environ 9.85 kWh (soit 22.95 kWh) d'énergie électrique de plus que celle utilisée par le prototype expérimentale à l'état où le ventilateur refroidit aussi bien les serpentins que les cylindres de compression. De ces 22.95 kWh d'énergie électrique, il est possible de récupérer entre les étages de compression

TABLE 3.5 : Résultats du dimensionnement des refroidisseurs air-eau entre les étages de compression

	Échangeur 1	Échangeur 2	Échangeur 3
Prototype expérimental			
Longueur échangeur (m)	0.9	1.6	1.8
Efficacité échangeur (%)	57.9	79.00	82.20
T_{moy} d'entrée eau (°C)	20	20	20
T_{moy} eau sortante (°C)	21.1	22.6	21.9
T_{moy} finale d'eau chaude (°C)		21.9	
T_{moy} d'entrée air (°C)	24.7	61.7	57.2
T_{moy} de sortie air (°C)	119.4	197.1	147.2
Chaleur récupérable (kWh)	0.92	2.24	1.67
Chaleur totale récupérable (kWh)		4.82	
Compression adiabatique			
Longueur échangeur (m)	2.1	2.2	2.5
Efficacité échangeur (%)	87.9	88.9	82.2
T_{moy} d'entrée eau (°C)	20	20	20
T_{moy} eau sortante (°C)	25.5	25.6	25.6
T_{moy} finale d'eau chaude (°C)		25.6	
T_{moy} d'entrée air (°C)	24.7	61.7	57.2
T_{moy} de sortie air (°C)	351.5	358.0	288.1
Chaleur récupérable (kWh)	4.70	4.86	3.84
Chaleur totale récupérable (kWh)		13.40	

58.39% sous forme d'énergie thermique. Paradoxalement, la part d'énergie électrique convertit en énergie potentielle et stockée dans l'air comprimé passerait de 2.48 kWh à 9.55 kWh soit une augmentation de 22.69%. Vu sur cet angle, la compression adiabatique ne sera avantageuse que si le pourcentage d'énergie thermique récupéré entre les étages de compression est significatif devant celui stockée dans l'air comprimé. On peut augmenter ce pourcentage d'énergie thermique en diminuant la température de sortie d'air comprimé des échangeurs de refroidissement. On pourrait par exemple fixer cette température de l'air à la sortie de chaque refroidisseur à une valeur proche de celle qu'elle avait à l'entrée du premier étage de compression (environ 24.7 °C). Ce qui permettrait d'approcher une compression quasi-isotherme (c'est la méthode adoptée dans l'optimisation au Chapitre 4). Le diagramme de la Figure 3.12 résume la répartition de l'énergie électrique totale consommée par le compresseur entre la chaleur perdue par transfert thermique à la paroi des cylindres de compression, l'énergie thermique valorisable entre les étages de compression et celle convertie en énergie potentielle et stockée dans l'air comprimé.

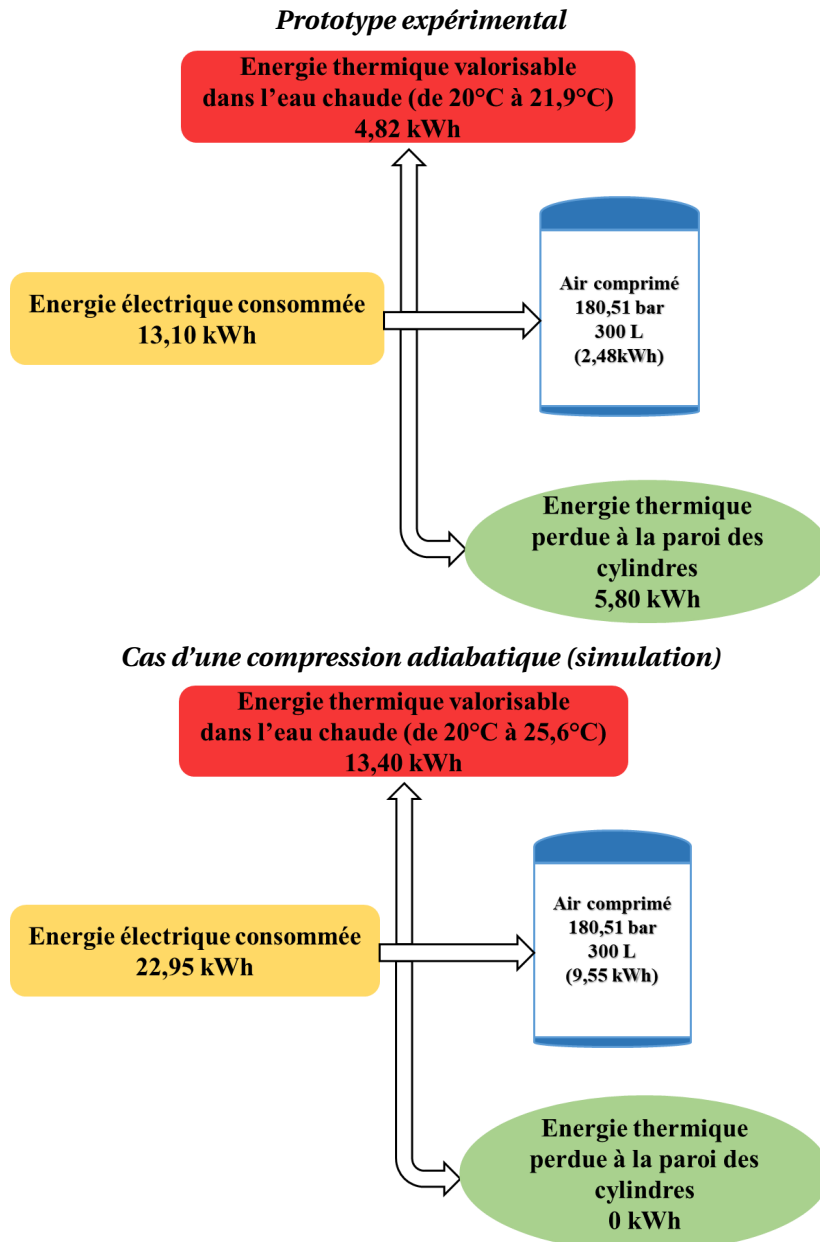


FIGURE 3.12 : Diagramme de répartition de l'énergie pendant la phase de remplissage des bouteilles; cas du prototype expérimental (le premier) et cas d'un système où la compression se ferait de façon adiabatique (le deuxième)

3.2.2 Résultat de l'étude expérimentale du remplissage et de la décharge des bouteilles d'air comprimé

Parallèlement aux mesures faites, les équations (2.57) et (2.58) ont respectivement été résolues pour la phase de remplissage et la phase de décharge. L'incapacité à placer des thermocouples dans les bouteilles d'air comprimé afin d'y suivre l'évolution de la température à constituer un véritable handicap dans la compréhension de ces deux phases. Néanmoins, le plus important est de déterminer la durée de ces phases et dans une certaine mesure, la température minimale atteinte par l'air contenue dans les bouteilles pendant la décharge. Cette température minimale est utilisée comme température de l'air à l'entrée du moteur pneumatique et permet ainsi d'estimer la chaleur nécessaire pour le préchauffage de l'air pendant la détente. Donc à défaut de mesurer l'évolution de la température dans les bouteilles, les résultats de l'évolution de la pression dans les bouteilles pendant le remplissage et la décharge obtenus numériquement ont été confrontés à ceux mesurés expérimentalement. Il en est de même de la durée de chacune de ces deux phases; la Figure 3.13 illustre cette confrontation. En effet, pendant la phase de stockage, la pression maximale de l'air dans les bouteilles a été limitée à 180.51 bar et la pression minimale de l'air dans les bouteilles pendant la phase de décharge, limitée à 16.8 bar. On aurait pu limiter cette pression minimale d'air dans les bouteilles pendant la décharge à celle d'admission du moteur pneumatique soit 8 bar. Malheureusement, on s'est rendu compte pendant les essais de décharge qu'une fois que la pression dans les bouteilles était inférieure à 16.8 bar, le détendeur ne régulait plus très bien la pression à l'entrée du moteur censée rester constante autour de 8 bar afin de garantir un fonctionnement optimal du moteur pneumatique. C'est donc juste pour éviter d'endommager le moteur pneumatique que nous avons limité la pression minimale de stockage dans les bouteilles (ou profondeur de déstockage) à 16.8 bar.

Sur la Figure 3.13, l'évolution de la pression de l'air dans les bouteilles de stockage pendant le remplissage est représentée à gauche et pendant la décharge à droite. Les courbes de couleur bleue sont celles issue de la résolution numérique et celles de couleur rose (magenta) sont celles mesurées expérimentalement. On peut noter un bon accord entre les deux courbes dans chaque cas. La durée du remplissage mesurée est de 14874 s et celle de décharge mesurée de 1767 s. Les résultats de la simulation numérique nous donnent respectivement 14572 s et 1808 s pour la durée de remplissage et la durée de décharge, soit une erreur relative d'environ 2%.

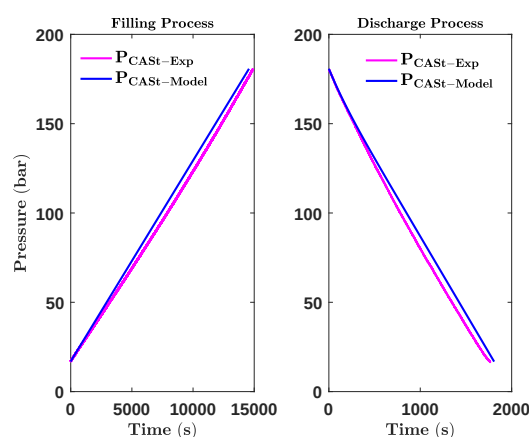


FIGURE 3.13 : Evolution de la pression dans les bouteilles de stockage d'air comprimé pendant le remplissage (gauche) et la décharge (droite)

3.2.3 Résultat de l'étude expérimentale de la phase de détente; production d'électricité

3.2.3.1 Mesure du débit d'air d'alimentation du moteur

Un débitmètre (Figure 3.14) placé entre le détendeur et l'entrée du moteur pneumatique au point de mesure FT05 de la Figure 3.6 permet de mesurer le débit d'air d'alimentation du moteur pneumatique avec une précision d'environ 99.3%. Ce débitmètre de même marque et du même modèle que celui utilisé pour mesurer le débit d'air à l'entrée du compresseur c'est à dire la marque **BROOKS®**, modèle **MF63/53**. Cette bonne précision du débitmètre nous permet de confronter le débit d'alimentation d'air expérimental du moteur pneumatique à celle renseignées par le constructeur dudit moteur. Les résultats de cette mesure sont présentés à la Figure 3.15. Une valeur moyenne de $2.8 \times 10^{-2} \text{ kg s}^{-1}$ a donc été mesurée soit une erreur d'environ 4% sur la valeur préconisée par le constructeur ($2.7 \times 10^{-2} \text{ kg s}^{-1}$). La Figure 3.15 montre également une légère augmentation du débit pendant la détente qui passe de $2.6 \times 10^{-2} \text{ kg s}^{-1}$ en tout début de décharge à $3 \times 10^{-2} \text{ kg s}^{-1}$ juste avant la mise à l'arrêt de moteur. C'est une augmentation d'environ 15%, elle est certainement due à la baisse de la température de l'air à l'entrée du moteur. Afin de maintenir son régime de fonctionnement constant malgré cette baisse de la température de l'air d'alimentation, le moteur pneumatique aspire plus d'air qu'initialement.



FIGURE 3.14 : Photo du système portant le débitmètre situé à l'entrée du moteur pneumatique (point de mesure FT05 du diagramme d'instrumentation)

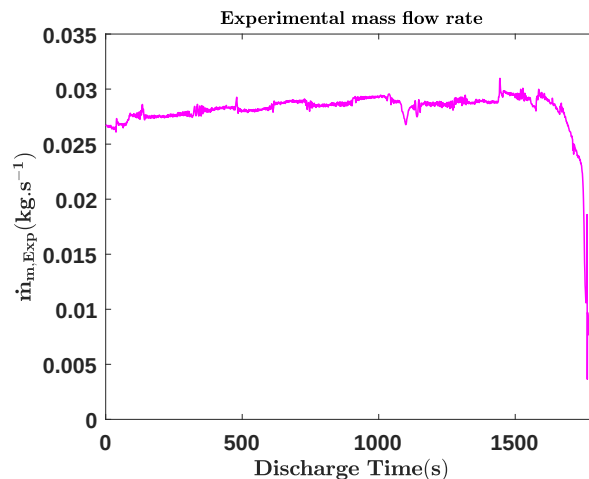


FIGURE 3.15 : Débit massique de l'air du moteur pneumatique pendant la détente

3.2.3.2 Mesure de la pression à l'entrée et à la sortie du moteur pneumatique

La pression de l'air à l'entrée et à la sortie du moteur a également été mesurée. Le résultat de ces mesures est présenté sur la Figure 3.16. La pression mesurée à l'entrée du moteur ($P_{6,Exp}$)

est représentée par courbe de couleur bleue et celle à la sortie du moteur ($P_{7,Exp}$) par la courbe de couleur rose (magenta). La courbe de la pression à l'entrée du moteur pneumatique montre deux phases; une première phase pendant laquelle la pression est quasi constante autour d'une valeur moyenne de moyenne 8 bar suivit d'une deuxième phase environ 17 min après le début de la décharge où la pression chute à une valeur moyenne d'environ 7.7 bar. Cette légère chute de la pression durant la deuxième phase est certainement dû à la diminution de la pression d'air comprimé dans les bouteilles de stockage rendant ainsi difficile la régulation de la pression par le détendeur. Sur toute la durée de décharge expérimentale, une valeur moyenne de la pression à l'entrée du moteur de 7.67 bar est obtenue. On se serait attendu à observer cette légère variation de la pression à la sortie du moteur correspondant aux deux phases observée à l'entrée du moteur. Curieusement cette dernière reste constante autour d'une valeur moyenne de 1.3 bar. L'augmentation du débit d'air d'alimentation du moteur observé sur la Figure 3.15 pourrait expliquer cette stabilité de la pression à la sortie du moteur. Un taux de détente moyen de 5.9 a donc été déduit et utilisé pour la suite de l'analyse de cette phase du processus de stockage d'électricité.

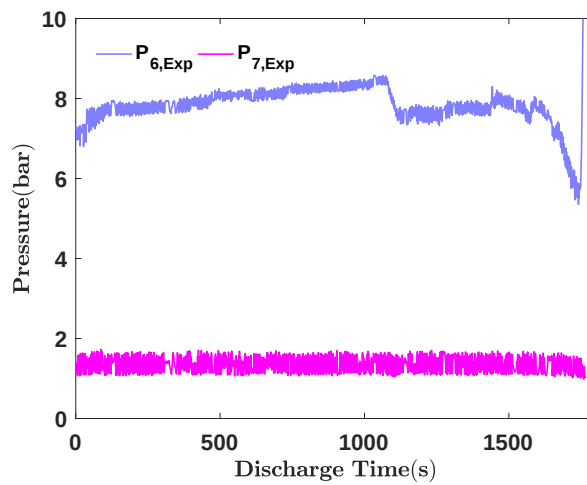


FIGURE 3.16 : Pression de l'air à l'entrée (courbe de couleur violette) et à sortie (courbe de couleur rose) du moteur pneumatique

3.2.3.3 Mesure de la température à l'entrée et à la sortie du moteur pneumatique

Deux thermocouples, l'un fixé à l'entrée du moteur et l'autre à la sortie permettent de mesurer la température de l'air à ces deux points. Les résultats issus de ces mesures sont représentés sur la Figure 3.17. La première courbe de couleur bleue représente la température d'admission de l'air et celle de couleur magenta, la température de l'air à la sortie du moteur. Une valeur minimale de 1.48°C est mesurée à l'entrée du moteur pour -40.74°C de valeur minimale mesurée à la sortie soit une différence de température $\Delta T_{6,7}$ de 41.6°C . La température mesurée à l'entrée du moteur aurait pu être assimilable à celle de l'air dans les bouteilles de stockage d'air comprimé pendant la décharge si la conduite d'alimentation reliant le moteur aux bouteilles d'air comprimé était isolée thermiquement, ce qui n'est pas le cas sur le prototype expérimental. Or, les échanges thermiques entre l'air détendu circulant dans cette conduite d'alimentation et l'atmosphère sont non négligeables. Néanmoins, nous avons considéré la valeur minimale de la température de l'air mesurée à l'entrée du moteur (1.48°C) comme température moyenne de l'air sortant des bouteilles pendant la décharge. Ceci afin d'estimer la chaleur requise pour préchauffer l'air avant son entrée dans le moteur pneumatique au moyen de l'eau chaude qu'on aurait produite si la chaleur de compression avait été récupérée.

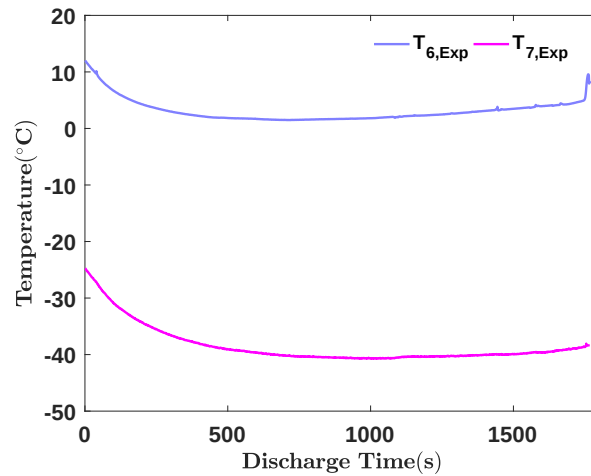


FIGURE 3.17 : Température expérimentale de l'air à l'entrée et à la sortie du moteur pneumatique

3.2.3.4 Mesure du couple moteur et de la puissance électrique instantanée délivrée par le générateur couplé au moteur pneumatique

Un wattmètre placé à la sortie du générateur et connecté à la centrale d'acquisition permet de mesurer instantanément la puissance électrique fournie par le générateur couplé au moteur pneumatique. Les résultats sont présentés sur la Figure 3.18. On constate que cette puissance électrique fournie par le générateur fluctue légèrement autour d'une valeur moyenne de 0.91 kW contrairement au 1.28 kW (c.f. Tableau 3.1) qu'on devrait avoir à ce régime de fonctionnement. En effet, le générateur électrique du prototype expérimental est un alternateur synchrone. Ce qui signifie que ses performances évoluent linéairement avec la vitesse de rotation de son rotor. Or dans le cas d'étude, le rotor est entraîné par l'arbre du moteur pneumatique. On pourrait se dire que la différence entre la puissance électrique fournie mesurée (0.91 kW) et la puissance électrique fournie théorique attendue (1.28 kW) serait due à un couple de l'arbre moteur insuffisant. Pour avoir le cœur net, nous avons mesuré la vitesse de rotation de l'arbre du moteur pneumatique (voir Figure 3.19). On peut alors observer que cette vitesse de rotation de l'arbre moteur est quasi stable autour de 1200 tr min^{-1} et égale à sa valeur nominale tel que renseigné dans le Tableau 3.2 du paragraphe 3.1.3. Le générateur électrique serait certainement la source de l'écart en la valeur théorique attendue et celle mesurée.

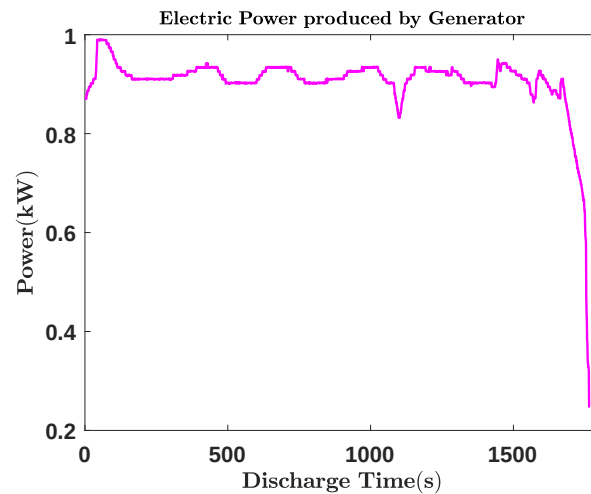


FIGURE 3.18 : Puissance électrique expérimentale ($P_{elc,G,Exp}$) produite par le générateur couplé au moteur pneumatique pendant la décharge des bouteilles

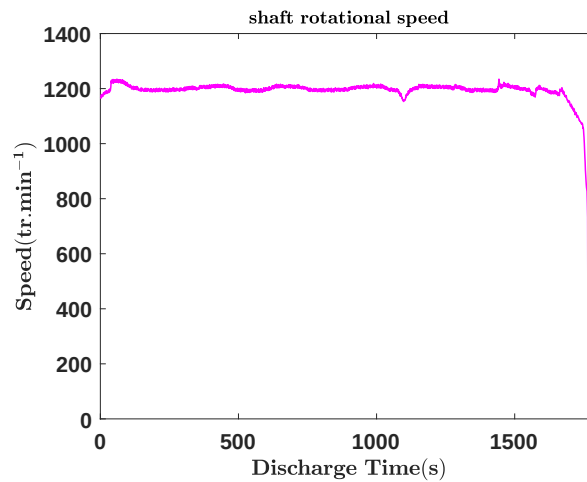


FIGURE 3.19 : Vitesse de rotation de l'arbre moteur pendant la décharge

3.2.3.5 Analyse et discussion des résultats de l'étude expérimentale du moteur pneumatique couplé au générateur

Une fois la puissance électrique instantanée fournie par le générateur mesurée (0.91 kW) ainsi que la durée expérimentale de décharge (1767 s), on déduit l'énergie électrique totale produite pendant cette phase. Elle ne vaut malheureusement que 0.44 kWh, cette faible valeur était prévisible au regard de l'infime partie de l'énergie stockée dans l'air comprimé qui est convertie en énergie électrique pendant la détente (voir Figure 3.12). Rappelons que l'air comprimé est stockée à 180 bar afin d'augmenter sa densité énergétique, une densité qui est malheureusement en grande partie perdue au niveau du détendeur qui le ramène à une pression de 8 bar sans travail avant son entrée dans le moteur pneumatique.

Tout comme les cylindres de compression du compresseur utilisé sur le prototype expérimental, le moteur pneumatique échange de la chaleur avec l'extérieur. On peut s'en convaincre en observant l'épaisse couche de givre qui se forme à la surface du moteur pendant la décharge des bouteilles d'air comprimé (voir Figure 3.20). Les mesures de la température et de la pression à l'entrée et à la sortie du moteur pneumatique, nous permettent de remonter indirectement à cette énergie thermique transférée. Les résultats de l'analyse de la détente sont regroupés dans le Tableau 3.6. La détente adiabatique a également été analysée afin d'avoir une base de comparaison et les résultats sont également contenus dans le même Tableau 3.6; un rendement isentropique de 80% a été fixée. L'idée étant juste d'avoir l'impact du transfert thermique au niveau de la paroi du moteur sur ses performances.

De l'étude expérimentale de la détente de l'air comprimé dans le moteur pneumatique il ressort que des 2.48 kWh d'énergie électrique convertit en énergie potentielle et stockée dans l'air comprimé pendant la charge (Figure 3.12) :

- Environ 18% seulement de cette énergie est effectivement reconvertie en énergie électrique soit 0.44 kWh
- 35% de cette énergie est perdu par transfert thermique à la paroi du moteur pneumatique soit environ 0.86 kWh
- Les 47% restant sont perdus en partie lors de la détente sans travail (laminage) au niveau du détendeur et dans l'air sortant du moteur et rejeté sans l'atmosphère sans aucune valorisation énergétique malgré son potentiel frigorifique non négligeable.

Si la détente se faisait par contre de manière adiabatique, l'énergie électrique produite serait multipliée par deux certes mais, ne représenterait que 10% de l'énergie contenue dans l'air comprimé. En effet, si le même moteur couplé au même générateur électrique que celui du prototype expérimentale effectue une détente adiabatique, l'énergie électrique totale produite sera de

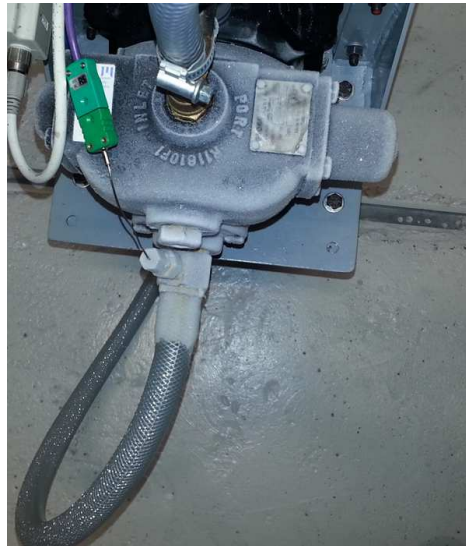


FIGURE 3.20 : Formation du givre à la surface du moteur pneumatique pendant la détente preuve d'un transfert thermique avec l'air ambiant

0.97kWh. Or souvenons nous que lors d'une compression équivalente à celui du prototype expérimental mais adiabatique(Figure 3.12) l'énergie électrique convertit en énergie potentielle et stockée dans l'air comprimé était de 9.55kWh soit environ dix fois les 0.97kWh produite pendant la détente adiabatique. Les presque 90% d'énergie restant soit environ 8.58kWh serait perdus en partie par laminage mais surtout dans l'air rejeté à très basse température; -87.6°C . Encore faudrait-il que le moteur puisse supporter une température aussi basse qui poserait d'énormes soucis de lubrification. *La détente adiabatique n'a donc de sens que si un préchauffage convenable de l'air est effectué à l'entrée du moteur afin de protéger ce dernier mais aussi d'augmenter son efficacité.*

Malgré la faible température de l'eau chaude qui avait été obtenue lors du dimensionnement des échangeurs servant à récupérer la chaleur de compression entre les étages de compression (21.9°C), nous avons voulu voir l'impact qu'aurait eu un réchauffement de l'air pendant la détente. Nous avons donc dimensionné un échangeur qui permettrait d'utiliser cette eau chaude produite pendant la compression pour maintenir une température constante de l'air à l'entrée du moteur pneumatique. Le type de matériaux est identique à celui utilisé pour les refroidisseurs (cuivre de type K) de même que les diamètres. Les résultats de ce dimensionnement sont présentés dans le Tableau 3.7.

Lorsque l'eau chaude utilisée pour le préchauffage provient d'une compression polytropique comme c'est le cas du prototype expérimental, la longueur de l'échangeur est de 5 m, elle tombe à 3.1 m lorsque l'eau chaude est issue de la récupération de la chaleur entre les étages de compressions adiabatique. Avec une capacité thermique de l'eau d'environ quatre fois celle de l'air, on se serait attendu à une longueur plus faible, malheureusement la température de l'eau chaude produite pendant la compression est très proche de la celle voulue pour l'air à l'entrée du moteur d'où cette longueur.

On constate également que l'impact d'un réchauffement de l'air sur l'énergie électrique produite serait insignifiant. En effet, l'augmentation induite par le préchauffage est inférieure à 1%; l'énergie électrique totale produite après préchauffage est de 0.445kWh contre 0.440kWh sans préchauffage. Ce qui pouvait être prévisible au regard de la très faible quantité de chaleur recyclée; à peine 0.26kWh sur les 4.82kWh disponibles à l'issus de la phase de compression soit moins de 5%. Néanmoins, la température à la sortie du moteur dans ce cas augmente en passant de -40°C à -25°C protégeant ainsi le moteur des risques de détérioration. Le même constat a été fait pour le cas du préchauffage de l'air à l'entrée du moteur pneumatique en détente adiabatique où l'énergie électrique totale produite après préchauffage est de 1.02kWh contre 0.97kWh sans préchauffage. On peut donc dire que le préchauffage n'a de sens que si la température de l'eau

TABLE 3.6 : Résultat de l'étude expérimentale du moteur pneumatique couplé à l'alternateur

Paramètres	Valeurs
Prototype expérimental	
Pression d'entrée (bar)	7.85
Pression de sortie (bar)	1.34
Taux de compression	5.9
Température d'entrée (°C)	1.5
Température de sortie (°C)	-40.7
Exposant polytropique	1.10
Rendement polytropique (%)	80.77
Coefficient α'	0.33
Chaleur transférée (kW)	1.74
Puissance électrique générée (kW)	0.91
Energie électrique produite (kWh)	0.44
Chaleur totale perdue (kWh)	0.86
Détente adiabatique	
Température de sortie adiabatique (°C)	-87.6
Puissance électrique générée (kW)	1.97
Energie électrique produite (kWh)	0.97

TABLE 3.7 : Résultats du dimensionnement du réchauffeur air-eau à l'entrée du moteur pneumatique dans le cas où l'eau chaude est issue d'une phase de compression polytropique (première partie du tableau) et d'une compression adiabatique (deuxième partie du tableau)

Caractéristiques du préchauffeur	Valeurs
Prototype expérimental	
Longueur échangeur (m)	5
Efficacité échangeur (%)	91.0
T_{moy} d'entrée d'eau dans le réchauffeur (°C)	21.9
T_{moy} eau sortante du réchauffeur (°C)	21.6
T_{moy} d'entrée air dans le réchauffeur (°C)	1.5
T_{moy} de sortie air du réchauffeur (°C)	20
Chaleur nécessaire pour le préchauffage (kWh)	0.26
L'eau chaude provient d'une compression adiabatique	
Longueur échangeur (m)	3.1
Efficacité échangeur (%)	77.4
T_{moy} d'entrée d'eau dans le réchauffeur (°C)	25.5
T_{moy} d'eau sortante du réchauffeur (°C)	25.1
T_{moy} d'entrée d'air du réchauffeur (°C)	1.5
T_{moy} de sortie d'air du réchauffeur (°C)	20
Chaleur nécessaire pour le préchauffage (kWh)	0.26

chaude atteinte pendant la phase de compression est suffisamment élevée comparée à celle de l'air souhaité à l'entrée du train de détente. Le diagramme de la Figure 3.21 ci-dessous décrit la répartition de l'énergie qui avait été stockée dans l'air comprimé entre les pertes et sa conversion en énergie électrique dans le cas du prototype expérimental et celui où la détente se ferait de manière adiabatique sans préchauffage.

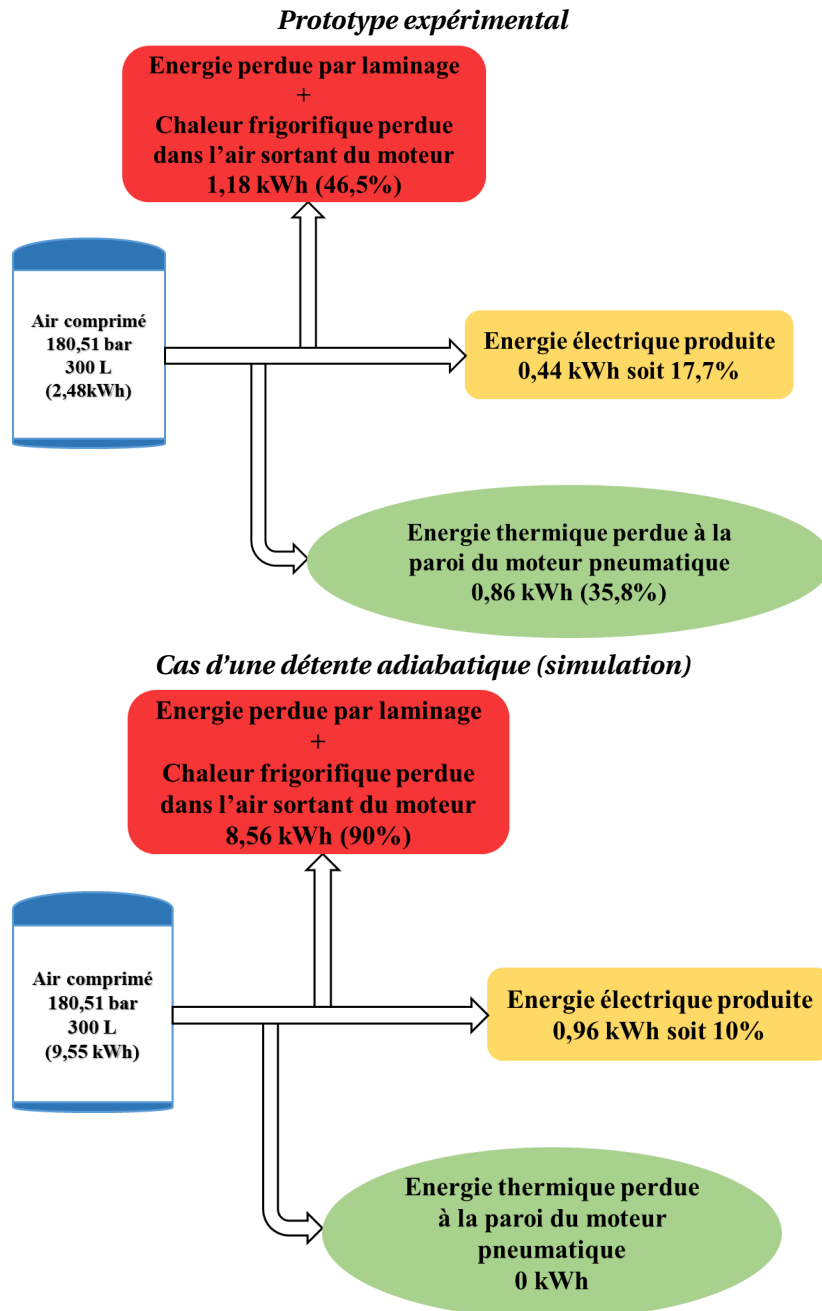


FIGURE 3.21 : Diagramme de répartition de l'énergie pendant la phase de décharge des bouteilles; cas du prototype expérimental (à gauche) et cas d'un système où la détente de l'air dans le moteur pneumatique se ferait de façon adiabatique (à droite)

3.2.4 Rendement du système

Quatre cas sont à distinguer; les deux premiers cas font référence au prototype expérimental tel que décrit au paragraphe 3.1 et les deux derniers cas font référence à un système imaginaire et équivalant au prototype expérimental à la seule différence que la compression et la détente s'y

font de manière adiabatique.

- **Cas 1** ; On suppose ici que le système sert à stocker et à restituer uniquement de l'énergie électrique (la valorisation thermique n'est pas prise en compte). On définit alors le rendement énergétique du système comme le rapport de l'énergie électrique produite pendant la décharge (0.44 kWh) par l'énergie électrique consommée pour le remplissage des bouteilles d'air comprimé (13.10 kWh).

Il vaut pour le prototype expérimental 3.40%

- **Cas 2** ; Ici, l'énergie thermique est valorisée. La chaleur de compression est récupérée entre les étages de compression et en partie recyclée pour le préchauffage de l'air pendant la détente. Le rendement énergétique global du système se calcule au moyen de l'équation (2.120) du Chapitre 2. L'énergie électrique totale produite étant de 0.445 kWh, l'énergie thermique totale récupérable pendant la compression de 4.82 kWh, celle nécessaire pour le préchauffage de l'air de 0.26 kWh et l'énergie électrique totale consommée par le compresseur restant inchangée.

On obtient alors un RTE de 38.22%

- **Cas 3** ; C'est le système imaginaire avec compression et détente adiabatique, l'énergie thermique n'est pas valorisée. Le rendement énergétique comme défini au premier cas concernant le prototype expérimental est le rapport de l'énergie électrique produite pendant la décharge adiabatique sans préchauffage (0.96 kWh) par l'énergie électrique consommée pour le remplissage des bouteilles d'air comprimé lors d'une compression adiabatique avec refroidissement entre les étages de compression (22.95 kWh).

On obtiendrait donc un rendement énergétique de 4.20%

- **Cas 4** ; C'est le même système imaginaire avec compression et détente adiabatique mais pour lequel, l'énergie thermique est valorisée. Son rendement énergétique global se calcule au moyen de l'équation (2.120) du Chapitre 2. L'énergie électrique totale produite après préchauffage étant de 1.02 kWh, l'énergie thermique totale récupérable pendant la compression de 13.40 kWh, celle nécessaire pour le préchauffage de l'air de 0.26 kWh et l'énergie électrique totale consommée par le compresseur de 22.95 kWh.

On obtiendrait alors un RTE de 61.70%

Pour ce qui est du prototype expérimental (cas 1 et 2), les valeurs du rendement obtenues sont très faibles et témoignent de l'inefficacité du système. En effet pendant la compression environ 44.27% de l'énergie électrique absorbée est perdue sous forme de transfert thermique à la paroi des cylindres de compression. A cette perte, il faut ajouter la problématique des taux de compression différents des étages de compression. Il est démontré que pour un compresseur ayant plusieurs étages de compression, le travail de compression est minimal si les taux de compression sont identiques [92, P. 719]. La valeur de 38.22% du rendement énergétique global qu'on obtiendrait si la chaleur de compression était récupérée est valorisée peut être flatteuse mais, la température qu'atteindrait l'eau servant à récupérer cette chaleur est très basse (21.9 °C) et témoigne d'une très faible valeur énergétique. Le fait de comptabiliser l'énergie thermique contenue dans l'eau chaude au même titre que l'énergie électrique pose d'énormes soucis de compatibilité dans la communauté des scientifiques travaillant sur le stockage par air comprimé. Ils proposent en effet de calculer l'équivalent électrique de cette énergie thermique en considérant une centrale thermique virtuelle qui utiliserait cette énergie thermique pour produire l'électricité [46, 129]. Une valeur de 38.2% est conseillée pour le rendement de cette centrale thermique virtuelle. En prenant en compte cette modification, le rendement énergétique global du prototype expérimental avec récupération de la chaleur de compression et recyclage pendant la détente (cas 2) tomberait à 16.72%. Notons tout de même que cette polémique autour de la définition du rendement des systèmes de stockage d'électricité par air comprimé n'est pas totalement tranchée dans la littérature ;

chaque chercheur ou groupe de chercheurs voulant montrer que le système de stockage par air comprimé qu'il propose est meilleur s'arrangent à utiliser une définition du rendement qui leur permettra d'obtenir une valeur élevée de rendement.

Dans le cas du système de stockage imaginaire équivalant à celui du prototype expérimental à la seule différence que la compression et la détente sont adiabatique (cas 3 et 4), le rendement dans le cas d'une valorisation de la chaleur de compression est encourageant (61.70%) même si son rendement électrique laisse à désirer (4.20%). Néanmoins, une bonne optimisation d'un tel système pourrait donner de meilleurs résultats. Ceci afin de trouver un nombre d'étages de compression adéquat avec un taux de compression qui permettrait de minimiser le travail de compression. Optimiser la pression minimale et maximale de stockage permettant de réduire les pertes par laminage à la sortie du réservoir de stockage tout en maximisant la densité d'énergie stockée. Bref, de déterminer les paramètres optimaux qui permettraient de maximiser l'efficacité d'un système de stockage par air comprimé à petite échelle dans laquelle la compression se fait de façon adiabatique de même que la détente; cette étude fera l'objet du dernier chapitre de cette thèse. La Figure 3.22 résume la répartition des flux d'énergie du prototype expérimental global de la charge à la décharge avec valorisation de la chaleur de compression (Figure 3.22-(i)) de même que son équivalent adiabatique (Figure 3.22-(ii)).

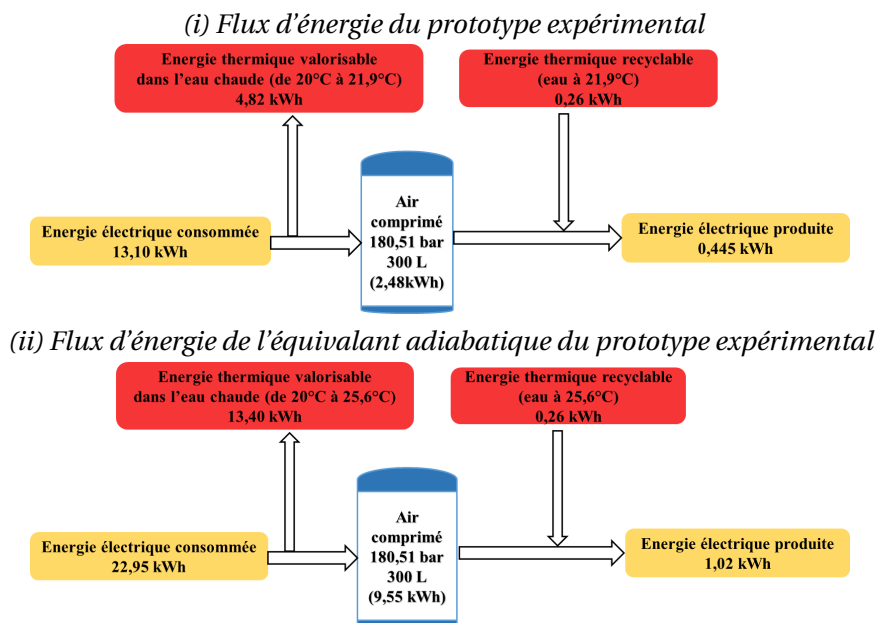


FIGURE 3.22 : Diagramme de la répartition des flux d'énergie avec recyclage de la chaleur de compression : (i) cas du prototype expérimental; (ii) cas de son équivalent adiabatique

Conclusion

Dans ce chapitre, une étude expérimentale détaillée d'un système prototype de stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle a été présentée. Les mesures effectuées sur le prototype à l'état combinées à la modélisation thermodynamique présentée au Chapitre 2 nous ont permis d'analyser le système. Un rendement électrique très faible de 3.4% a été obtenu montrant la nécessité de valoriser la chaleur de compression afin d'améliorer ce rendement. La chaleur de compression représentant environ 36.8% de l'énergie électrique totale utilisée par le compresseur et susceptible d'être récupérée a été évaluée. Les échangeurs qui serviraient à la récupération de cette chaleur de compression ont été dimensionnés. L'énergie thermique perdue à la paroi des cylindres de compression a également été évaluée; elle représente près de 44% de l'énergie électrique totale utilisée par le compresseur pour remplir les bouteilles d'air comprimé. Cette proportion élevée d'énergie perdue à la paroi des cylindres de compression explique les valeurs très

basses des températures de l'air à la sortie des étages de compression comparée à celles qu'il aurait eues si ces étages avaient été adiabatiques (cf. Tableau 3.4). Ces basses températures de l'air sortant des étages de compression auraient également pour conséquence de diminuer le potentiel énergétique de l'eau de refroidissement. En effet, si un système de refroidisseurs air/eau était utilisé, l'eau de refroidissement y entrant à 20 °C ne subirait une élévation de température que d'environ 1.9 °C. Le recyclage de cette chaleur de compression pendant la détente serait de ce fait biaisé du fait de cette eau chaude produite à très basse température; moins de 5% de la chaleur de compression est en effet valorisable lorsque la température de l'eau chaude produite est si basse.

Fort de ce constat, un système équivalent au prototype expérimental, mais avec une compression et une détente adiabatique a pareillement été analysé. Pour un tel système, un rendement électrique tout aussi faible de 4.2% est obtenu. Néanmoins, la valorisation de la chaleur de compression est beaucoup plus importante même si le pourcentage de recyclage de cette chaleur reste le même (environ 1%). Il est possible d'avoir un rendement global d'environ 62% contre 38.22% qu'on obtiendrait sur le prototype expérimental si la chaleur de compression était valorisée. Cependant, même pour ce système équivalent, le problème de la mauvaise valeur énergétique de l'eau chaude produite demeure et rend difficile son utilisation à d'autres fins. Une utilisation secondaire de l'eau chaude produite qui aurait pourtant fait de ce système équivalent adiabatique, un système de cogénération voir de trigénération (si la chaleur frigorifique contenue dans l'air sortant du moteur est également exploitée). Le chapitre qui va suivre s'attèle donc à l'optimisation d'un tel système pour les besoins d'une habitation à énergie passive.

Optimisation d'un système de stockage d'électricité par compression d'air à petite échelle

Sommaire

4.1 Présentation du système à optimiser	104
4.2 Présentation de l'Algorithme Génétique à Codage Réel modifié (RCGA)	104
4.2.1 Génération de la population initiale	107
4.2.2 Evaluation de la population des solutions potentielles	107
4.2.3 Rangement de la population évaluée	107
4.2.4 Formation de la poule de croisement	108
4.2.5 Croisement	108
4.2.6 Mutation	111
4.3 Formulation du problème d'optimisation	112
4.3.1 Définition de la fonction objective	112
4.3.2 Formulation mathématique du problème d'optimisation	113
4.3.3 Présentation des contraintes du problèmes	114
4.4 Comparaison du modèle thermodynamique ayant servi à la construction de la fonction objective	117
4.5 Résultats de l'optimisation	119
4.5.1 Etude de la stabilité de la convergence	119
4.5.2 Répartition des variables d'optimisation dans la population au fil des générations pendant l'évolution	122
4.5.3 Analyse de sensibilité; effet des variables de décision sur le rendement exergetique global ainsi que sur la violation des contraintes	125
4.5.4 Analyse thermodynamique du SS-CAES optimisé	128
4.6 Conclusion	131

Dans le chapitre 3, l'étude expérimentale du stockage d'énergie par air comprimé à petite échelle sur un prototype à notre disposition a été présentée et discutée. Son équivalent adiabatique; c'est-à-dire un système dans lequel la compression de même que la détente se ferait de manière adiabatique a été parallèlement analysé. Ces études nous ont permis de constater qu'il était plus intéressant pour le rendement énergétique global du système que la compression et la détente se fassent de façon adiabatique. Néanmoins, un certain nombre de manquements ont été observés à savoir; la proportion d'énergie perdue au détenteur (par laminage de l'air comprimé) situé à la sortie du réservoir de stockage, la valeur énergétique dérisoire de la chaleur que

contiendrait l'eau si jamais elle était utilisée comme fluide caloporteur dans le système, les taux de compression des étages de compression différents alors qu'il est démontré que pour une compression optimisée les taux de compression des étages de compression doivent être identiques, l'énergie produite pendant la détente très faible de même que la durée de cette production...

Dans le but de proposer des solutions à tous ces manquements, nous nous donnons pour objectif dans ce chapitre d'optimiser un système de stockage par air comprimé à petite échelle destiné à une habitation à énergie passive. Le système devant délivrer une puissance nominale d'au moins 10 kW pendant la décharge et continuellement pendant plus de 2 h de façon à lisser la courbe de charge de l'habitation concernée pendant tout au moins une partie des heures pleines. Cette puissance minimale est choisie de manière à ce que le système puisse couvrir entièrement les besoins énergétiques d'une habitation de plus de 150 m² toute électrique. L'optimisation visant à déterminer treize paramètres qui permettront de maximiser le rendement énergétique global dudit système sujet à 7 contraintes. Ces paramètres (ou variables de décisions) sont respectivement :

- **Le nombre d'étages de compression (n).** En effet, pour atteindre une pression de stockage d'air donnée, plus on multiplie les étages de compression en y intercalant des refroidisseurs, plus on réduit le travail de compression. Il faudrait déterminer le nombre d'étages de compression nécessaires pour une compression optimale.
- **Le taux de compression de chacun de ces étages de compression (π).** Il est démontré que pour un compresseur à plusieurs étages, la compression est d'autant plus optimale (moins énergivore) que les taux de compression des étages sont égaux. Cependant il faudrait en fonction de la pression de stockage d'air voulu et de la technologie disponible, déterminer un taux de compression qui convienne.
- **Le volume total des réservoirs à utiliser pour le stockage de l'air comprimé (V_t).** L'un des objectifs de cette thèse est de proposer une alternative à la contrainte géologique des réservoirs de stockage d'air comprimé à laquelle font face les systèmes de stockage par air comprimé conventionnels. Ceci en suggérant un remplacement de ces réservoirs naturels par des réservoirs artificiels. Ce remplacement soulève le problème d'encombrement, mais aussi de coût d'investissement. Le volume de stockage nécessaire pour maximiser la densité d'énergie stockée sans toutefois ternir le rendement global du système devrait être convenablement choisi.
- **Le taux de détente des étages hautes et basse puissant du moteur pneumatique (β_{HP}, β_{LP}).** L'analyse du prototype expérimental a montré qu'il y avait des pertes au niveau du détenteur. Afin d'augmenter la proportion d'énergie potentielle contenue dans l'air comprimé stockée convertible en travail pendant la détente, il ne devrait pas avoir un énorme écart entre la pression de l'air d'alimentation du moteur pneumatique et celle de stockage. Cette pression de l'air d'alimentation est fonction du taux de détente du moteur pneumatique. Nous avons donc choisi d'ajouter un étage de détente afin non seulement d'augmenter cette pression de l'air d'alimentation, mais aussi de réchauffer entre ces deux étages afin d'augmenter le travail de détente. Donc, plus grands seront les taux de détente de chacun de ces étages moins élevés sera l'écart entre la pression de stockage d'air et la pression d'alimentation du moteur. Cependant, il faudra plus d'énergie thermique pour réchauffer entre ces étages afin de protéger le deuxième étage de détente des températures exagérément basses. Des valeurs optimales de ces taux devraient donc être déterminées.
- **Les températures requises d'air à l'entrée de ces étages de détente (T_{HP}^{in}, T_{LP}^{in}).** Plus la température de l'air à l'entrée des étages de détente sera élevée, plus son enthalpie sera élevée et donc le travail de la détente. Cependant, les constructeurs des moteurs pneumatiques limitent les valeurs maximales des températures admises à l'entrée. Bien plus, le réchauffement de l'air à l'entrée du moteur pneumatique est réalisé grâce à l'eau chaude produite

pendant la phase de compression. Un équilibre entre les contraintes techniques et les possibilités thermodynamiques devrait être trouvé.

- **Le rendement isentropique du compresseur (η_{IsC}) et du moteur pneumatique ($\eta_{Is,m}$).**
- **Le rendement mécanique du compresseur (η_{mC}) et du moteur pneumatique (η_{mm})**
- **Le débit d'air massique compresseur ($\dot{m}_C$) et du moteur pneumatique ($\dot{m}_m$)**

Une recherche près des fournisseurs de ces composants nous a permis de fixer les bornes de chacune de ces variables en fonction de la technologie commercialisée actuellement de sorte que le système optimisé puisse être directement construit si les moyens étaient disponibles.

L'algorithme génétique à codage réel modifié a été utilisé comme technique d'optimisation pour plusieurs raisons :

- Sa facilité d'implémentation
- Son additivité en ce sens qu'il n'impose pas des critères sur la nature de la fonction objective qui peut être continue, algébrique ou non linéaire. L'algorithme étant basé sur le mécanisme de la sélection naturelle, il évalue les solutions possibles sans avoir à aucun moment besoin de dériver la fonction objective contrairement à d'autres techniques d'optimisation. Ceci tombe bien au regard du nombre de variables et des contraintes de notre problème.
- Sa robustesse ; il échappe très facilement aux extremums locaux du fait des opérateurs d'évolution qu'il utilise.

Rappelons que l'algorithme génétique à la base était dédié à l'optimisation des problèmes sans contraintes. Or, les problèmes d'optimisation en ingénierie sont très souvent sujets à des contraintes. Afin d'utiliser l'algorithme génétique dans ce cas, les chercheurs ont défini ce qu'ils ont appelé la « **fonction pénalité** » qui permettait de redéfinir une nouvelle fonction objective prenant en compte les contraintes du problème transformant ainsi, le problème sous contrainte en un problème sans contraintes. La difficulté résidant effectivement dans la définition des coefficients de cette « fonction pénalité ». Les mécanismes parfois déterministes de définition de ces coefficients pouvaient hypothéquer le caractère purement aléatoire des algorithmes évolutionnaires en général et celle de l'algorithme génétique en particulier. Nous avons eu la chance de découvrir une nouvelle méthode de gestion des contraintes récemment publiée par Adam Chehouri et al [22] dite de « violation de contraintes » (VCH) que nous avons adaptée à notre problème. C'est une méthode qui consiste à calculer au moment d'évaluer une solution potentielle (chromosome), deux paramètres supplémentaires à savoir le facteur de violation des contraintes (équation (4.4)) et le nombre de violations (équation (4.5)). Contrairement aux fonctions pénalités, ces paramètres sont des réels que l'on peut facilement comparer. Une solution possible est d'autant meilleur qu'elle ne viole aucune contrainte du problème on parle alors de "solution faisable". Des solutions violant ne serait-ce qu'une contrainte sont dites "infaisables". Alors pour deux solutions infaisables données, la plus apte sera celle qui aura le nombre de violations le plus faible, si par contre ces deux solutions ont le même nombre de violations, on ne gardera que celle qui à le facteur de violation le plus faible : c'est ce que Adam Chehouri et al [22] ont appelé dans leur méthode de gestion des contraintes, « **la règle de faisabilité par pair** » (cf. paragraphe 4.2.3).

Une autre amélioration apportée à l'algorithme génétique implémenté dans ce chapitre, était d'utiliser simultanément deux techniques de croisement choisis de manière aléatoire d'une génération à l'autre ce qui a eu pour avantage de stabiliser la convergence du problème d'optimisation et de l'accélérer. Il s'agit du « croisement binaire simulé » et du « croisement simplex » choisi pour leurs robustesses dans l'algorithme génétique à codage réel (cf. paragraphe 4.2.5). La mutation qui est une étape importante de l'algorithme génétique en ce sens qu'elle permet une bonne exploration de l'espace de recherche peut parfois poser problème dans la stabilité de la convergence ou pousser l'algorithme à converger vers un extremum local. Elle devrait donc être forte au tout début

de la recherche (pour plus d'exploration) et faible vers la fin (afin d'éviter un saut d'un optimum global vers un optimum local). Chang et al [130] ont proposé tout récemment en 2015 la technique dite de mutation dynamique aléatoire qui permet de prendre en compte l'évolution de l'exploration de l'espace de recherche et la force de la mutation; cette technique a été implémentée dans notre problème. Enfin, plutôt que d'utiliser la boîte noire de MATLAB® pour l'optimisation qui ne nous aurait certainement pas permis d'apporter aisément ces modifications, nous avons écrit le code qui pourrait permettre une optimisation d'un problème d'ingénierie quelconque pour peu que la fonction objective soit fournie et les contraintes (d'égalité ou d'inégalité) spécifiées.

4.1 Présentation du système à optimiser

Le système à optimiser est celui de la Figure 4.1. Il est identique celui présenté au paragraphe 2.2 du chapitre 2.

De la compression à la détente, l'air subit un ensemble de transformations thermodynamiques qui le font passer par plusieurs états. Ces états par lesquels passe l'air sont repérés lors de cette optimisation par les points l avec $l \in \{1, 2, \dots, 16\}$. Le fluide caloporteur qui ici est l'eau subit lui aussi un ensemble de transformations thermodynamiques qui le font passer par plusieurs états. Les états de l'eau sont eux aussi repérés par les points l mais avec $l \in \{17, 18, \dots, 26\}$.

La fonction objective de l'optimisation choisie pour cette optimisation est le rendement exergetique global du système (équation (2.127)) défini au paragraphe 2.5 du chapitre 2. Cette fonction objective est rappelée dans ce chapitre lors de la formulation du problème d'optimisation (cf. Paragraphe 4.3.1).

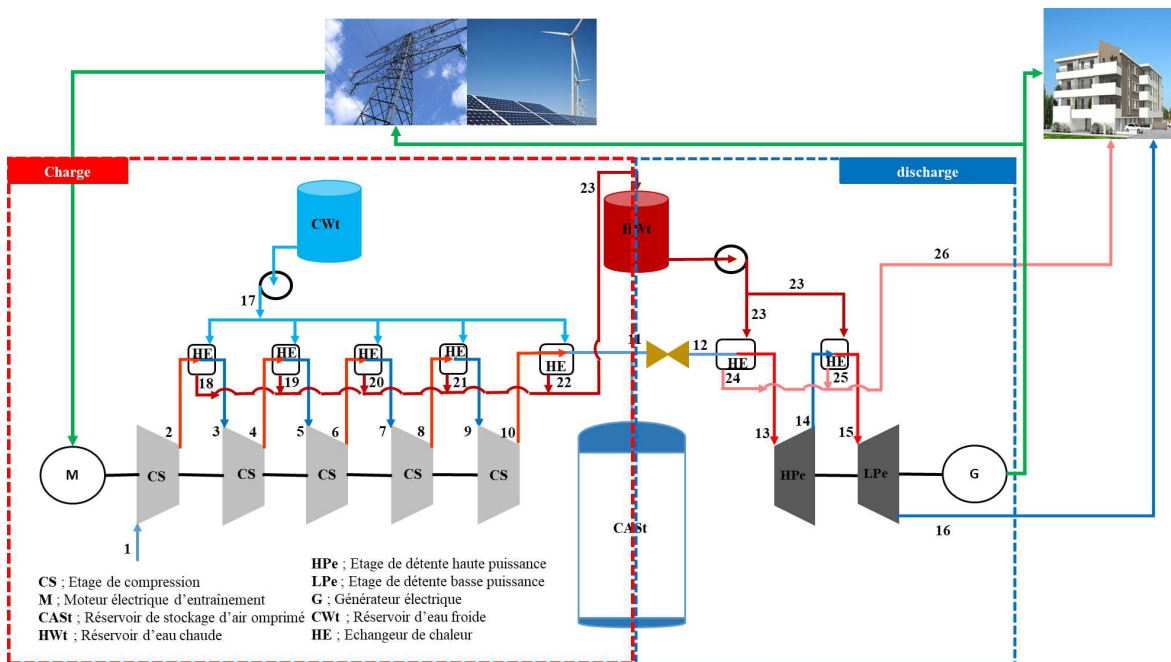


FIGURE 4.1 : Système de stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle à optimiser

4.2 Présentation de l'Algorithme Génétique à Codage Réel modifié (RCGA)

Développé par John Holland et ses collègues de l'université de Michigan [131], l'algorithme génétique (AG) est une technique de recherche et d'optimisation basée sur le principe génétique de la sélection naturelle tel que utilisé par Darwin pour expliquer l'évolution des espèces dans le temps. En effet selon Darwin, pour une population donnée, toute nouvelle génération est le fruit

d'une série de modifications des générations précédentes. Ces modifications sont imposées par des conditions extérieures (contraintes); seuls les individus les mieux adaptés à ces conditions extérieures survivent à la génération suivante. Le vocabulaire de l'AG est lui aussi calqué sur celui de la génétique. C'est ainsi qu'un chromosome correspond à une solution possible qui est représenté par un vecteur dans l'AG, un gène est une variable dont dépend la fonction objective, un allèle représente les différentes valeurs possible que peut prendre une variable donnée, un locus représente la position d'une variable donnée dans le vecteur contenant toutes les variables du problème (ou chromosome), le génotype est le vecteur obtenu après encodage des variables et le phénotype celui obtenu après décodage. en effet selon la technique d'encodage utilisée pour la représentation des variables de décision, on parlera d'AG à codage binaire (AG binaire) ou alors d'AG à codage réel (AG continue) [132, 133]. Dans le premier cas, les variables sont codées en base deux alors que dans le second, les variables sont des réels (ou nombre flottant). La population pour finir est la matrice composées d'un ensemble de solutions potentielles au problème d'optimisation. Les variables de notre problème d'optimisation étant toutes réelles, il nous a semblé naturel de choisir l'AG à codage réel (RCGA) avec l'avantage d'éliminer l'étape d'encodage et décodage des variables; accélérant ainsi la recherche. Alors, partant d'un ensemble de solutions potentielles initial, l'AG par analogie à la théorie de l'évolution applique à cette population initiale, les opérateurs de sélection, de croisement et de mutation pour la permettre d'évoluer vers une nouvelle population représentant une nouvelle génération. Chacun de ces opérateurs ayant un rôle bien précis dans la recherche de la solution; la sélection permet de favoriser les meilleurs chromosomes de la population tandis que le croisement et la mutation de bien explorer l'espace des solutions (ou espace d'état). Après la définition de la fonction objective et des variables ou paramètres de décisions du problème, les étapes de l'algorithme d'optimisation consistent à :

- Générer de façon aléatoire la population initiale;
- Evaluer l'adaptation (ou fitness) de tous les individus comportant cette population;
- Ranger le population évaluer selon la règle de faisabilité par pair de la méthode dite de « violation de contrainte » d'Adam Chehouri et al [22];
- Sélectionner les couples de parents dans la poule de croisement qui doivent s'accoupler par la technique dite à tournoi;
- Appliquer le croisement pour générer les chromosomes fils à partir des chromosomes pères sélectionnés précédemment;
- Maintenir une certaine diversité dans la population résultante de l'étape de croisement en procédant à la mutation de certains individus sélectionnés aléatoirement
- Une fois cette étape de mutation terminée, une nouvelle population est obtenue et constitue une nouvelle génération;
- Vérifier la condition d'arrêt; si elle est satisfaite arrêter la recherche et retenir la ou les meilleurs solution sinon, retourner à l'étape 2.

Comme nous le disions à l'introduction de ce chapitre, dans le but d'accélérer la recherche et de mieux simuler le mécanisme de la sélection naturelle qui est le principe fondamental de l'algorithme génétique, nous avons apporté une petite modification à l'étape du croisement. En effet, à cette étape deux techniques de croisement sont utilisées aléatoirement d'une génération à l'autre. Ainsi, pour une génération donnée, un nombre aléatoire est généré et comparé à la probabilité de croisement (P_c); si ce nombre est inférieur à P_c , le croisement binaire simulé (SBX) proposé par Deb et Agrawal [134] est utilisé sinon, le croisement simplex (SPX) proposé par Da Ronco and Benini [135] est utilisé. Par la suite dans le but de bien explorer l'espace de recherche tout en évitant une convergence précoce vers un minimum local, une technique de mutation récemment développée dite de mutation aléatoire dynamique [130] est implémentée. Les contraintes du problème

sont gérées par une technique toute aussi nouvelle que robuste dite de Violation de contraintes (Violation Constraint-Handling method; VCH) [22]. L'algorithme génétique à codage réel modifié qui en résulte est présenté sur la Figure 4.2.

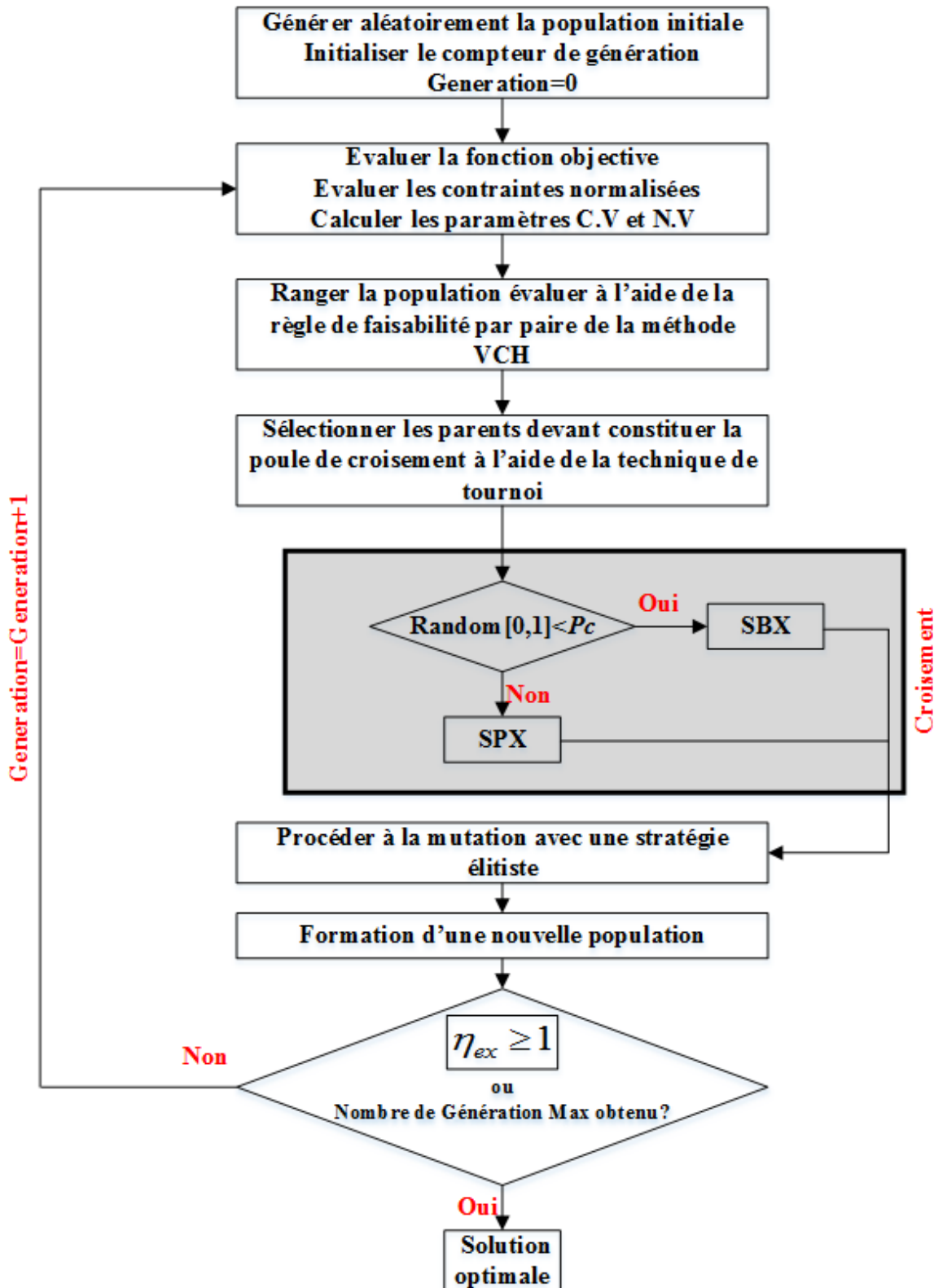


FIGURE 4.2 : Diagramme de l'Algorithme Génétique à Codage Réel modifié (RCGA) proposé dans cette thèse

4.2.1 Génération de la population initiale

C'est la toute première étape de l'AG, elle permet de définir aléatoirement un ensemble initial de solutions potentielles. C'est donc une matrice de $PopSize$ ligne et N_{par} colonne. Où N_{par} représente le nombre de variables dont dépend la fonction objective et $PopSize$ le nombre d'individus ou de solutions possible d'une population donnée. Notons que la taille de la population est un facteur important puisqu'elle mesure la richesse génétique de la population et donc de l'espace d'état. Chaque ligne de cette matrice est donc un vecteur de N_{par} éléments représentant les variables de décisions; c'est une solution possible notée $\vec{X}$ et donnée par l'équation 4.1;

$$\vec{X} = [x_1, x_2, \dots, x_{N_{par}}] \quad (4.1)$$

Chaque variable x_j ; pour $j = 1, \dots, N_{par}$ est comprise entre sa plus petite valeur admissible (x_j^L) et sa plus grande (x_j^U). La matrice représentant la population initiale normalisée est générée de façon aléatoire en effectuant l'opération donnée par l'équation (4.2) :

$$P_{norm} = rand(PopSize, N_{par}) \quad (4.2)$$

Où " $rand$ " est une fonction qui permet de générer des nombres aléatoires avec une distribution uniforme repartis entre $]0, 1[$. Chaque variable est par la suite codée en effectuant l'opération de l'équation (4.2).

$$x_j = (x_j^U - x_j^L)x_{j,norm} + x_j^L \quad (4.3)$$

Où $x_{j,norm}$ est la valeur normalisée de la variable j et x_j sa valeur réelle (d'où le nom codage réel).

4.2.2 Evaluation de la population des solutions potentielles

Elle consiste à attribuer à chaque individu un coût qui est le résultat de son évaluation par la fonction objective ou en terme mathématique, l'image de chaque individu par la fonction objective. Le rendement exergétique global (η_{ex}) étant la fonction objective choisie pour l'optimisation, pour chaque individu, son adaptation à la fonction objective est calculée c'est-à-dire $\eta_{ex}(\vec{X}_k)$ pour $k = 1, \dots, PopSize$.

L'adaptation de chaque chromosome aux contraintes du problème est également évaluée à cette étape. Elle se fait en calculant l'image de chaque individus de la population par les fonctions contraintes normalisée c'est-à-dire $G_i(\vec{X}_k)$ avec $i = 1, \dots, N_{cont}$. Où N_{cont} est le nombre total de contraintes du problème et G_i étant la fonction obtenue en normalisant la contrainte numéro " i ". Rappelons que la normalisation d'une fonction contrainte consiste à la transformer de manière à ce qu'elle admette la valeur 1 pour maximum [22].

Une fois l'adaptation aux contraintes évaluée, deux paramètres définis par Adam Chehouri et al., devant servir à la gestion de ces contraintes sont également évalués. Il s'agit du facteur de violation des contraintes ($C.V$) et du nombre de violation ($N.V$); ils sont donnés respectivement par les équations (4.4) et (4.5).

$$C.V(\vec{X}_k) = \sum_{i=1}^7 \max(0, G_i(\vec{X}_k)) \quad (4.4)$$

$$N.V(\vec{X}_k) = \frac{\text{Nombre de contraintes violées par } \vec{X}_k}{N_{cont}} \quad (4.5)$$

4.2.3 Rangement de la population évaluée

La règle de faisabilité par pair est utilisée pour ranger la population une fois l'évaluation de ses individus terminée. Cette règle consiste à séparer la population évaluée en deux groupes; le groupe

composé de solutions faisables et celui composée des solutions infaisables c'est à dire des chromosomes violant au moins une contraintes.

Dans le groupe de solutions faisables le rangement est simple; les chromosomes sont ranger par ordre décroissant de leur adaptation à la fonction objective en d'autre terme par ordre décroissant de la valeur de leur image par la fonction objective (puisque'il s'agit dans notre cas d'une maximisation; l'ordre aurait été inversé s'il s'était agi d'une minimisation).

Dans le deuxième groupe, les chromosomes sont rangés suivant la règle suivante :

- Pour deux solutions infaisables donnée, le chromosome le plus apte est celui ayant le plus faible nombre de violation ($N.V$);
- Si par contre, ces deux solutions infaisables ont le même nombre de violation, le chromosome le plus apte des deux est celui ayant le plus faible facteur de violation des contraintes ($C.V$).

Le groupe des solutions infaisables rangé suivant cette règle ci-dessus présentée et résumée à la Figure 4.3 est placé à la suite du groupe de solutions faisables rangé; la population ainsi obtenue est prête pour la sélection des parents devant constituer la poule de croisement.

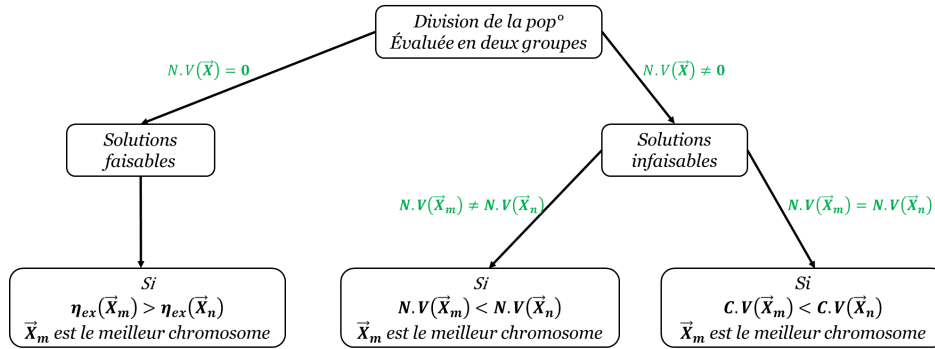


FIGURE 4.3 : Règle de faisabilité par paire : "Pair-wise feasibility rules" [22]

4.2.4 Formation de la poule de croisement

Une fois le rangement de la population évaluée terminé, les $NKeep$ premiers meilleurs chromosomes de cette population rangé sont retenus pour constituer la poule de croisement et le reste des individus assassiné afin d'être remplacés à la génération suivante par les chromosomes fils issus du croisement. Ce nombre de chromosome constituant la poule de croisement est donné par l'équation (4.6).

$$NKeep = Pc \times PopSize \quad (4.6)$$

Où Pc est la probabilité de croisement qui devrait être convenablement choisi afin d'optimiser la pression de sélection. En effet, une probabilité de croisement trop faible ne laissera passer que les meilleurs chromosomes ce qui augmentera la chance de converger vers un maximum local puisque la population qui sera issue de l'étape de croisement sera très peu diversifiée. Cependant, une probabilité de croisement trop élevée qui signifie une poule de croisement trop diversifiée laissera passer toute sorte de chromosomes, la population qui sortira de l'étape de croisement sera certes diversifiée et peut-être un peu trop; le risque d'une non convergence de l'algorithme est alors élevée. Il est donc important de bien choisir la probabilité de croisement.

4.2.5 Croisement

Une fois la poule de croisement constituée, les parents devant s'accoupler sont sélectionnés par un tournoi. En effet, puisque les chromosomes de la poule de croisement sont déjà rangés, le tournoi

se fait sur le numéro de la ligne occupé par les chromosome dans ladite poule. Ainsi, pour chaque parent, un tournoi de deux individu est effectué afin de choisir aléatoirement dans la poule de croisement un parent donné. Une fois le couple de parent constitué, le point de croisement est également choisi de façon aléatoire. Si α est par exemple le numéro de la variable considéré comme point de croisement (voir Figure 4.4), il est donné par l'équation (4.7).

$$\alpha = \text{ceil}(\text{rand} \times N_{par}) \quad (4.7)$$

Où *ceil* est une fonction MATLAB[®] permettant d'obtenir l'arrondi entier par excès de son argument. La technique de croisement tel que présentée à la base par les initiateurs de l'AG (John Holland et ses collègues [131]) était juste une combinaison linéaire de deux points de croisement des parents, les variables issus de cette combinaison linéaires devant servir à la reconstitution des chromosomes fils, données respectivement par les équations (4.8) et (4.9)

$$\begin{aligned} \text{Parent}_1 &= [x_{m,1} \ x_{m,2} \ x_{m,3} \ \dots \ x_{m,\alpha} \ \dots \ x_{m,N_{par}}] \\ \text{Parent}_2 &= [x_{p,1} \ x_{p,2} \ x_{p,3} \ \dots \ x_{p,\alpha} \ \dots \ x_{p,N_{par}}] \end{aligned}$$

FIGURE 4.4 : Point de croisement choisi de façon aléatoire dans les chromosomes père et mère

$$x_{m,\alpha,new} = \beta x_{m,\alpha} + (1 - \beta)x_{p,\alpha} \quad (4.8)$$

$$x_{p,\alpha,new} = (1 - \beta)x_{m,\alpha} + \beta x_{p,\alpha} \quad (4.9)$$

Où β est un coefficient compris entre 0 et 1 généré de façon aléatoire. Les chromosomes fils issus de cette combinaison linéaire simulant ici le croisement donné par les chromosomes *Fils₁* *Fils₂* de la Figure 4.5.

$$\begin{aligned} \text{Fils}_1 &= [x_{m,1} \ x_{m,2} \ x_{m,3} \ \dots \ x_{m,\alpha,new} \ \dots \ x_{p,N_{par}}] \\ \text{Fils}_2 &= [x_{p,1} \ x_{p,2} \ x_{p,3} \ \dots \ x_{p,\alpha,new} \ \dots \ x_{m,N_{par}}] \end{aligned}$$

FIGURE 4.5 : Chromosomes fils issus du croisement simple

Cette technique de croisement est simple sauf qu'elle convient certainement pour des problèmes d'optimisation simple ayant un nombre de variable réduit. Nous l'avons dans un premier temps adopté comme technique de croisement dans cette thèse sauf que après plusieurs tentatives, nous n'arrivions pas à stabiliser la convergence malgré le nombre élevé de génération (2000) et d'individus (300) utilisés comme on peut le voir sur la Figure 4.6. D'où l'idée d'hybrider le croisement qui fort heureusement nous à donné des résultats satisfaisants.

En effet, afin de rendre le choix d'une technique de croisement parmi les deux retenues totalement aléatoire (SBX et SPX), à chaque génération, un nombre aléatoire comprise entre 0 et 1 est généré et comparé à la probabilité de croisement. Si ce nombre aléatoire est inférieur à la probabilité de croisement, le croisement binaire simulé (SBX) est utilisé comme technique de croisement tout au long de cette génération sinon, le croisement SIMPLEX (SPX) est utilisé.

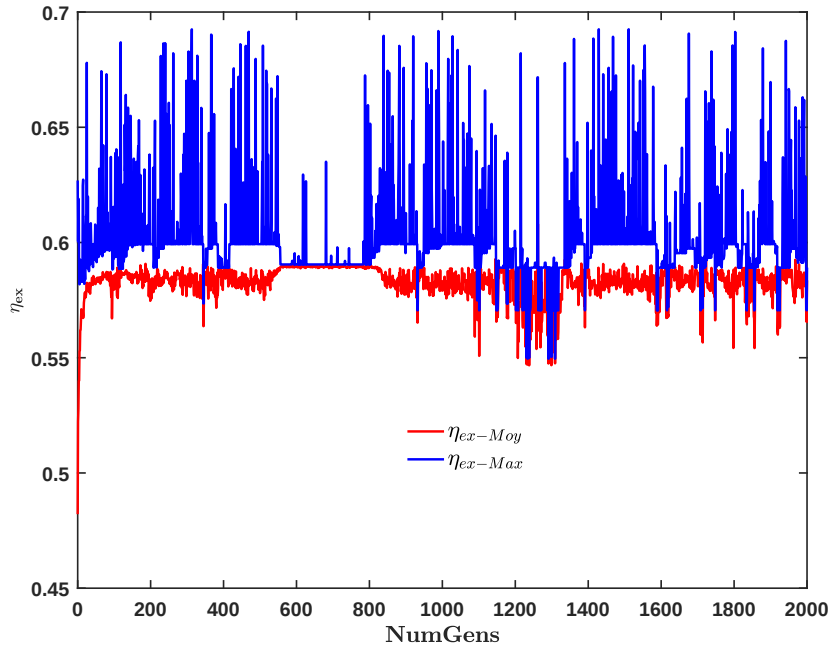


FIGURE 4.6 : Instabilité de la convergence avec la technique de croisement dite simple

4.2.5.1 Croisement binaire simulé

Tout comme dans le cas du croisement simple, les chromosomes pères sont sélectionnés parmi ceux de la poule de croisement en utilisant la même technique dite de tournoi. Par la suite, le point de croisement (Figure 4.4) est aussi sélectionné de façon aléatoire et c'est à ce point de croisement que s'applique le SBX. Les variables résultant du croisement sont données respectivement pour le chromosome mère par l'Eq.(4.10) et pour le chromosome père par l'Eq.(4.11) [134].

$$x_{m,\alpha,new} = 0.5 [(1 + \lambda)x_{m,\alpha} + (1 - \lambda)x_{p,\alpha}] \quad (4.10)$$

$$x_{p,\alpha,new} = 0.5 [(1 - \lambda)x_{m,\alpha} + (1 + \lambda)x_{p,\alpha}] \quad (4.11)$$

Où le paramètre λ est donné par l'équation (4.12) [134];

$$\lambda = \begin{cases} (2\mu)^{\left(\frac{1}{\eta+1}\right)} & \text{si } \mu \leq 0.5 \\ \left(\frac{1}{2(1-\mu)}\right)^{\left(\frac{1}{\eta+1}\right)} & \text{si } \mu > 0.5 \end{cases} \quad (4.12)$$

Où μ est un nombre aléatoire comprise entre 0 et 1 et η une constante prise égale à 20 [134]. Une fois ces nouveaux points de croisements obtenus, les chromosomes fils sont obtenus de la même manière que présentée à la Figure 4.5.

4.2.5.2 Croisement SIMPLEX

Dans cette technique, les chromosomes pères sont également choisis de la même manière que dans les techniques précédentes de même que le point de croisement. A l'exception que le croisement ne génère qu'un seul nouveau point de croisement et par conséquent un seul chromosome fils. En d'autres termes, pour une génération où le SPX a été choisi comme technique de croisement, il y aura autant de croisement que de chromosomes fils à générer pour remplacer les chromosomes qui avaient été assassinés lors de la formation de la poule de croisement. L'unique point de croisement résultant de l'application du SPX est donné par l'équation (4.13) [135]

$$x_{\alpha,new} = (1 - Refl) M - Refl \times x_{p,\alpha} \quad (4.13)$$

Avec

$$M = \left(\frac{1}{n_p} \right) x_{m,\alpha} \quad (4.14)$$

Où $Ref1$ est un nombre aléatoire comprise entre 0 et 1 et n_p est le nombre de parents choisis pour l'accouplement soit 2 pour le cas d'étude [135]. Une fois ce nouveau point de croisement obtenu, l'unique chromosome fils est obtenu en remplaçant toutes les variables du chromosome mère situées après le point de croisement par celles du chromosome père et la variable choisi comme point de croisement par celle obtenue en appliquant la technique du SPX (équation (4.13)) tel que le montre la Figure 4.7.

$$\mathbf{Fils} = \begin{bmatrix} x_{m,1} & x_{m,2} & x_{m,3} & \dots & \mathbf{x_{\alpha,new}} & \dots & \mathbf{x_{p,N_{par}}} \end{bmatrix}$$

FIGURE 4.7 : Unique chromosome fils issu du croisement SIMPLEX

Remarque Il peut arriver que le point de croisement soit la dernière variable du chromosome, au moment de former le(s) chromosome(s) fils, la permutation n'épargnera dans ce cas que le point de croisement (Voir Figure 4.8).

$$\begin{aligned} \mathbf{Fils}_1 &= \begin{bmatrix} x_{p,1} & x_{p,2} & x_{p,3} & \dots & \mathbf{x_{m,N_{par,new}}} \end{bmatrix} \\ \mathbf{Fils}_2 &= \begin{bmatrix} x_{m,1} & x_{m,2} & x_{m,3} & \dots & \mathbf{x_{p,N_{par,new}}} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

FIGURE 4.8 : Chromosomes fils issus du croisement lorsque la dernière variable du chromosome est choisie comme point de croisement

A ce niveau de l'exécution de l'algorithme du digramme de la Figure 4.2, la population devant constituer la nouvelle génération est quasiment constituée. Saut que les meilleurs individus avait été retenus pour constituer la poule de croisement et leur accouplement en principe est sensé générer des individus dont le patrimoine génétique ne s'éloigne par trop de ceux des parents. Alors afin de ne pas assisté à une rapide convergence vers un optimum local, il ne reste plus qu'à introduire des "impuretés" dans cette population "d'élite" en en procédant à la mutation.

4.2.6 Mutation

C'est une étape importante de l'algorithme génétique qui donne la capacité à l'algorithme de pouvoir s'échapper plus facilement des optimums locaux. L'AG utilise cette capacité qu'à la mutation de creer des individus totalement inattendu pour introduire des nouveaux individus dans la population issu de l'étape de croisement; ces derniers ne sont pas toujours les mieux aptes puisque n'ayant pas participé à l'évaluation et à la sélection. Il apporte alors un patrimoine qui vient perturber le patrimoine génétique élitiste qui se formait déjà; c'est ce qui permet à l'AG de se libérer des trappes des optimums locaux. Cependant, la mutation n'a pas que des avantages, autant elle permet à l'AG de se libérer des optimums locaux, autant elle pourrait faire sortir l'AG de l'optimum global, ce qui serait regrettable. Elle doit donc être savamment implémentée afin de mieux corréler les objectifs d'exploration totale de l'espace d'état, de stabilité de la convergence et de l'évolution (nombre d'itération ou de génération); la Mutation Dynamique Aléatoire (DRM) de Chang et al. [130] prenant en compte tous ces critères n'aurait pas pu mieux tomber. La mutation concerne une variable choisie aléatoirement dans un chromosome de la population. Le nombre de mutations (donc de variables à choisir, N_{mut}) par génération est donné par l'équation (4.15) :

$$N_{mut} = \text{ceil}((PopSize - n_{el}) * N_{par} * Pm) \quad (4.15)$$

Où $Nmut$ est le nombre de variables devant muter dans la génération considérée, Pm est la probabilité de mutation, n_{el} est le nombre d'élites préservé à chaque génération. En effet, pour ne pas totalement perdre le patrimoine génétique purement élitiste à l'issu de l'évaluation et de la sélection, il est conseillé de préserver un certain nombre de chromosomes de la poule de croisement, de l'opérateur de mutation. Nous avons décidé que le premier chromosome de la poule de croisement ne participerait ni au croisement, ni à la mutation; c'est la stratégie d'élitisme mentionné à l'étape 6 du diagramme de la Figure 4.2.

Une fois le nombre de mutation à réaliser connu, pour un point de mutation choisi aléatoirement (x_j), la variable issue de la DRM (x_j^*) est donnée par l'équation (4.16);

$$x_j^* = x_j + S_m \Phi_0 (x_j^U - x_j^L) \quad (4.16)$$

Avec Φ_0 , réel pris dans l'intervalle $[0, 1]$ (0.5 pour le cas d'étude). Le Paramètre S_m est donné par l'équation (4.17) [130].

$$S_m = \left(1 - \frac{NumGens}{MaxGens} \right)^b \quad (4.17)$$

Dans cette expression du paramètre S_m , b permet de contrôler sa décroissance avec le nombre d'itérations (ou numéro de la génération concerné par la mutation $NumGens$), $MaxGens$ est le nombre de générations maximales fixées dans l'algorithme; c'est le nombre d'itérations maximal aussi connu sous le nom de **lancement** [130].

La nouvelle génération est donc constituée en remplaçant toutes les $Nmut$ variables ayant mutés par les nouvelles valeurs obtenues en effectuant l'opération de l'équation (4.16). C'est l'étape 7 du diagramme de la Figure 4.2; formation de la nouvelle population

4.2.6.1 Vérification de la convergence et déduction de la solution optimale

Une fois la nouvelle génération constituée, la condition d'arrêt est par la suite évaluée. Pour le cas d'étude, l'évaluation de la condition d'arrêt consiste à vérifier si l'un des chromosomes de cette nouvelle population a un rendement exergetique supérieur à l'unité (ce qui serait surprenant) et si le nombre de générations maximal préalablement fixé a été atteint. Si l'une de ces conditions est vérifiée, l'itération s'arrête sinon, on retourne à l'étape 2 et le processus recommence jusqu'à satisfaction de l'une des conditions d'arrêt. La solution optimale peut donc être déterminée et les variables ou paramètres de décisions qui ne sont rien d'autre que les éléments du vecteur représentant le tout premier chromosome de la population déduite.

4.3 Formulation du problème d'optimisation

4.3.1 Définition de la fonction objective

Des discussions existent concernant la définition du rendement énergétique global (ou Round-Trip Efficiency :RTE) des systèmes de stockage d'électricité par air comprimé. Alors que certains, pour se conformer à la première loi de la thermodynamique la définissent par l'équation (2.120), d'autres par contre stipulent que, ce n'est pas parce que l'électricité et la chaleur ont la même unité qu'elles seraient forcément du même type. Pour ces derniers, il serait nécessaire de trouver un équivalent électrique à la chaleur contenue dans l'eau chaude. Pour ce faire, ils considèrent une centrale thermique virtuelle qui utiliserait comme source chaude, la chaleur de l'eau chaude [46]. Le rendement de cette centrale virtuelle donnée par l'équation (4.18) permettrait donc une déduction de l'équivalent électrique de la chaleur contenue dans l'eau chaude ($E_{elc,eq,hw}$) au moyen de l'équation (4.19).

$$\eta_{ref} = \frac{\text{Equivalent électrique de la chaleur contenue dans l'eau chaude } (E_{elc,eq,hw})}{(\dot{Q}_h t_{FP} - \dot{Q}_{Rh} t_{DP})} \quad (4.18)$$

Dans l'équation (4.18), le produit $\dot{Q}_h t_{FP}$ représente la chaleur totale produite pendant la décharge et $\dot{Q}_{Rh} t_{DP}$, la chaleur totale utilisée pour le préchauffage pendant la décharge. La différence entre ces deux termes représente donc l'énergie thermique pouvant être valorisée à d'autre fins qu'à la production d'électricité. Cependant, si cette énergie thermique était utilisée comme source chaude dans une centrale thermique de rendement η_{ref} pour la production d'électricité, l'énergie électrique qu'elle produirait ($E_{elc,eq,hw}$) est donnée par l'équation (4.19).

$$E_{elc,eq,hw} = (\dot{Q}_h t_{FP} - \dot{Q}_{Rh} t_{DP}) \eta_{ref} \quad (4.19)$$

Où, η_{ref} est le rendement de la centrale thermique virtuelle généralement supposé égale à celui d'une centrale thermique à gaz et pris égale à 38.2% [129]. t_{FP} est la durée du remplissage du réservoir d'air comprimé et t_{DP} celle de décharge.

En tenant compte de cette modification, le rendement énergétique global du système de stockage par air comprimé à petite échelle sans utilisation de combustible fossile (SS-CAES) s'écrit :

$$RTE' = \frac{P_{elc,G} t_{DP} + (\dot{Q}_h t_{FP} - \dot{Q}_{Rh} t_{DP}) \eta_{ref}}{P_{elc,c} t_{FP}} \quad (4.20)$$

Afin d'éviter cette controverse sur la définition adéquate du rendement énergétique global du SS-CAES, nous avons décidé d'utiliser comme fonction objective de notre problème d'optimisation, le rendement exergetique global (Equation (2.127)). Cette fonction objective dépend des treize variables d'optimisation (ou paramètres de décision) présentées à l'introduction de ce chapitre. Ce rendement exergetique global (η_{ex}) est rappelé ici par l'équation (4.21) et les détails de calcul présentés au paragraphe 2.5.

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{(\dot{E}x_c^D + \dot{E}x_{Int}^D + \dot{E}x_{c,n}^{out}) t_{FP} + (\dot{E}x_{He}^D + \dot{E}x_{PM}^D - \dot{E}x_{CAST}^{out}) t_{DP} + Ex_{loss}}{P_{elc,c} t_{FP}} \quad (4.21)$$

Où $P_{elc,c} t_{FP}$ représente l'exergie totale reçue par le système, $\dot{E}x_c^D t_{FP}$ est l'exergie totale détruite dans les étages de compression, $\dot{E}x_{Int}^D t_{FP}$ est l'exergie totale détruite dans les refroidisseurs intermédiaires aux étages de compression, la différence $\dot{E}x_{c,n}^{out} t_{FP} - \dot{E}x_{CAST}^{out} t_{DP}$ représente l'exergie totale détruite dans le réservoir de stockage d'air comprimé et Ex_{loss} représente l'exergie totale perdue dans les effluents du système (air et eau rejetés à des températures différentes de celles qu'ils avaient à l'entrée ...), elle est déduite par bilan exergetique c'est-à-dire par différence entre l'exergie totale reçue par le système et exergie totale détruite dans le système de stockage.

4.3.2 Formulation mathématique du problème d'optimisation

Mathématiquement, le problème d'optimisation peut être formulé de la manière suivante; Identifier la combinaison des variables d'optimisation $\vec{X}$ qui maximise le rendement exergetique $\eta_{ex}(\vec{X})$ sans enfreindre un ensemble de sept contraintes d'inégalité

$$\begin{cases} \text{Maximiser } \eta_{ex}(\vec{X}) \\ \text{Sans enfreindre;} \\ G_i(\vec{X}) \leq 0 & i = 1, \dots, 7 \\ x_j^L \leq x_j \leq x_j^U & j = 1, \dots, N_{par} \end{cases} \quad (4.22)$$

Où $\vec{X}$ représente le vecteur solution contenant les $N_{par} = 13$ variables d'optimisation. Il peut être représenté par $\vec{X} = [x_1, x_2, \dots, x_{N_{par}}]$ où chacune des variables x_j est pendant l'optimisation prend des valeurs comprises entre sa valeur minimale (x_j^L) et sa valeur maximale (x_j^U). Pour le cas d'étude, les bornes des treize variables d'optimisation retenues sont données dans le Tableau 4.1. Où, n représente le nombre d'étages de compression, π le taux de compression de chacun de ces

TABLE 4.1 : Bornes des variables d'optimisation

Variables d'optimisation	Bornes	Variables d'optimisation	Bornes
n	2 – 5	η_{IsC}	70 – 75
π	2 – 6.5	$\eta_{Is,m}$	70 – 90
$V_t(m^3)$	0.3 – 30	η_{mC}	65 – 75
β_{HP}	6 – 10	η_{mm}	75 – 90
β_{LP}	2 – 6	$\dot{m}_c(kg.s^{-1})$	0.004 – 0.0156
$T_{m,HP}^{in}(^{\circ}C)$	15 – 50	$\dot{m}_m(kg.s^{-1})$	0.066 – 0.132
$T_{m,LP}^{in}(^{\circ}C)$	15 – 50		

étages de compression, V_t le volume du réservoir de stockage d'air comprimé, β_{HP} et β_{LP} les taux de détente des étages haute puissance et basse puissance, $T_{m,HP}^{in}$ et $T_{m,LP}^{in}$ les températures de l'air à l'entrée des étages de détente haute et basse puissance, η_{IsC} et $\eta_{Is,m}$ les rendements isentropique du compresseur et du moteur pneumatique, η_{mC} et η_{mm} les rendements mécanique du compresseur et du moteur pneumatique, $\dot{m}_c$ et $\dot{m}_m$ les débits d'air d'alimentation du compresseur et du moteur pneumatique.

4.3.3 Présentation des contraintes du problèmes

Comme nous le disions au paragraphe précédent, sept contraintes ont été imposées dans ce problème d'optimisation à savoir :

i) Contrainte sur la puissance électrique générée pendant la décharge ($P_{elc,G}$)

La puissance minimale délivrée par le système pendant la décharge ne devrait être supérieure à $10^4 W$ (10 kW) afin que le système puisse couvrir entièrement les besoins énergétiques d'une habitation de plus de $150 m^2$ toute électrique.

$$10^4 \leq P_{elc,G} \Rightarrow \frac{10^4}{P_{elc,G}} \leq 1$$

$$\Rightarrow \frac{10^4}{P_{elc,G}} - 1 \leq 0$$

La fonction normalisée de cette contrainte nécessaire à l'application de la règle de faisabilité par paire (C.f. 4.2.3) est donnée par l'équation (4.23)

$$G_1(\vec{X}) = \frac{10^4}{P_{elc,G}} - 1 \quad (4.23)$$

ii) Contraintes sur la durée (t_{FP}) de charge et la durée de décharge (t_{DP})

Un tel système pourrait stocker l'électricité bon marché disponible sur le réseau électrique pendant les heures creuses ainsi que celle produite par des sources d'énergie renouvelable afin de couvrir les besoins en énergie pendant les heures pleines ou d'indisponibilité des sources d'énergies renouvelables (soleil, vent ...). De ce fait, la phase de stockage ne sauterait durée plus d'une demi-journée soit 43200s (12h). L'énergie stockée devrait être restituée pendant la décharge sur une durée suffisamment grande de manière à lisser la courbe de charge de l'habitation concernée durant une partie (voir la totalité). C'est la raison pour laquelle nous avons fixée la durée minimale de décharge à des heures soit 7200s.

$$t_{FP} \leq 43200 \Rightarrow \frac{t_{FP}}{43200} \leq 1$$

$$\Rightarrow \frac{t_{FP}}{43200} - 1 \leq 0$$

et celle sur la durée de décharge

$$\begin{aligned} 7200 \leq t_{DP} &\Rightarrow \frac{7200}{t_{DP}} \leq 1 \\ &\Rightarrow \frac{7200}{t_{DP}} - 1 \leq 0 \end{aligned}$$

Les fonctions normalisées de ces deux contraintes sur la durée de remplissage (t_{FP}) et de décharge (t_{DP}) sont données respectivement par les équations (4.24) et (4.25).

$$G_2(\vec{X}) = \frac{t_{FP}}{43200} - 1 \quad (4.24)$$

$$G_3(\vec{X}) = \frac{7200}{t_{DP}} - 1 \quad (4.25)$$

iii) Contraintes sur les températures de l'air à l'entrée des étages de détente ($T_{m,HP}^{in}$ et $T_{m,LP}^{in}$) et sur la température de l'eau chaude (T_{hw}^{in}) utilisée pour réchauffer l'air

Afin d'éviter de se retrouver au moment du dimensionnement des réchauffeurs avec des longueurs d'échangeurs infinies, la différence entre la température de l'eau chaude produite pendant la phase de compression (T_{hw}^{in}) et la température de l'air à l'entrée de chaque étage de détente devrait rester supérieure à 5 K.

L'eau chaude utilisée pour réchauffer l'air pendant la détente est produite pendant la compression. En effet, il y a autant de refroidisseurs que d'étages de compression c'est-à-dire n . L'eau entre dans chacun des refroidisseurs i (avec $i = 1, \dots, n$) à la même température considérée égale à T_0 . Lors de l'optimisation, la conservation de l'énergie est appliquée aux refroidisseurs afin de déterminer l'enthalpie de l'eau de refroidissement à la sortie de chacun d'eux ($h_{cw,i}^{out}$) donnée par l'équation (4.26).

$$h_{cw,i}^{out} = h_{cw,i}^{in} + \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{cw}} (h_{c,i}^{out} - h_{c,i+1}^{in}) \quad (4.26)$$

Où $h_{cw,i}^{in}$ est l'enthalpie de l'eau de refroidissement à l'entrée du refroidisseur i , $h_{c,i}^{out}$ est l'enthalpie de l'air à la sortie de l'étage de compression i et $h_{c,i+1}^{in}$ celle de l'air à l'entrée de l'étage de compression $i + 1$. $\dot{m}_{cw}$ est le débit massique de l'eau de refroidissement à l'entrée de chaque refroidisseur.

Une fois l'enthalpie de l'eau à la sortie de chaque étage de compression connue, on déduit l'enthalpie de l'eau chaude finale (mélange de l'eau chaude sortant de chaque refroidisseur) dans le réservoir de stockage d'eau chaude supposée parfaitement isolé thermique (HWt de la Figure 4.1) en y appliquant la conservation d'énergie.

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n (h_{cw,i}^{out} - h_{cw,t}^{in}) &= 0 \Rightarrow n h_{cw,t}^{in} = \sum_{i=1}^n h_{cw,i}^{out} \\ &\Rightarrow h_{cw,t}^{in} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n h_{cw,i}^{out} \end{aligned}$$

Où $h_{cw,t}^{in}$ représente l'enthalpie de l'eau chaude dans le réservoir d'eau chaude à la fin de la compression. Ledit réservoir étant supposé parfaitement isolé, $h_{cw,t}^{in}$ est également l'enthalpie de l'eau chaude à l'entrée de réchauffeurs pendant la décharge ($h_{cw,t}^{in} = h_{hw,HP}^{in} = h_{hw,LP}^{in}$). La connaissance de l'enthalpie de l'eau chaude utilisée pour le réchauffement de

l'air pendant la décharge ($h_{cw,t}^{in}$) permet d'obtenir par interpolation dans la Table A-2 de la référence [111, P. 891], sa température (T_{hw}^{in}).

Les contraintes sur les températures de l'air à l'entrée des étages de détente peuvent dès lors être traduites en équations mathématiques de la manière suivante :

$$\begin{aligned} T_{m,HP}^{in} \leq T_{hw}^{in} - 5 &\Rightarrow T_{m,HP}^{in} + 5 \leq T_{hw}^{in} \\ &\Rightarrow \frac{T_{m,HP}^{in} + 5}{T_{hw}^{in}} \leq 1 \\ &\Rightarrow \frac{T_{m,HP}^{in} + 5}{T_{hw}^{in}} - 1 \leq 0 \end{aligned}$$

et pour l'étage basse puissance

$$\begin{aligned} T_{m,LP}^{in} \leq T_{hw}^{in} - 5 &\Rightarrow T_{m,LP}^{in} + 5 \leq T_{hw}^{in} \\ &\Rightarrow \frac{T_{m,LP}^{in} + 5}{T_{hw}^{in}} \leq 1 \\ &\Rightarrow \frac{T_{m,LP}^{in} + 5}{T_{hw}^{in}} - 1 \leq 0 \end{aligned}$$

Les fonctions normalisées de ces deux contraintes sur la température de l'eau chaude produite pendant la compression (T_{hw}^{in}) et les températures de l'air à l'entrée de l'étage haute puissance ($T_{m,HP}^{in}$) et basse puissance ($T_{m,LP}^{in}$) sont données respectivement par les équations (4.27) et (4.28).

$$G_4(\vec{X}) = \frac{T_{m,HP}^{in} + 5}{T_{hw}^{in}} - 1 \quad (4.27)$$

$$G_5(\vec{X}) = \frac{T_{m,LP}^{in} + 5}{T_{hw}^{in}} - 1 \quad (4.28)$$

iv) Contrainte sur la pression maximale de stockage d'air comprimé

Pour des raisons de contraintes mécaniques et des normes de sécurités, la pression maximale de stockage d'air comprimé ne peut excéder 300×10^5 Pa (soit 300 bar).

$$\begin{aligned} P_{c,n}^{out} \leq 300 \times 10^5 &\Rightarrow \frac{P_{c,n}^{out}}{300 \times 10^5} \leq 1 \\ &\Rightarrow \frac{P_{c,n}^{out}}{300 \times 10^5} - 1 \leq 0 \end{aligned}$$

La fonction normalisée de cette contrainte sur la pression maximale admissible (qui n'est rien d'autre que la pression à la sortie du dernier étage de compression n c'est-à-dire $P_{c,n}$) dans le réservoir de stockage d'air comprimé est donnée par l'équation (4.29).

$$G_6(\vec{X}) = \frac{P_{c,n}^{out}}{300 \times 10^5} - 1 \quad (4.29)$$

v) Contrainte sur la quantité d'eau chaude nécessaire pour le préchauffage de l'air pendant la détente

La masse d'eau chaude produite pendant la phase de compression devrait être suffisante pour couvrir les besoins thermiques de préchauffage d'air pendant la détente. Nous avons deux réchauffeurs pendant la décharge qui dure t_{DP} .

Si $\dot{m}_{hw}$ est le débit d'eau chaude de réchauffement dans chacun de ces deux réchauffeurs, la masse totale d'eau chaude nécessaire pendant toute la durée (t_{DP}) de la décharge est donnée par l'équation ; $2 \times \dot{m}_{hw} \times t_{DP}$.

Le débit d'eau de refroidissement pendant la charge dans chaque refroidisseur est $\dot{m}_{cw}$, il y a au total n refroidisseurs. La masse totale d'eau chaude produite pendant toute la durée de la charge (t_{FP}) est donc : $n \times \dot{m}_{cw}$.

Contrainte sur la quantité d'eau chaude nécessaire pour le préchauffage de l'air et pendant la détente et celle produite pendant la charge se traduit mathématiquement de la manière suivante :

$$\begin{aligned} 2 \times \dot{m}_{hw} \times t_{DP} \leq n \times \dot{m}_{cw} \times t_{FP} &\Rightarrow \frac{2 \times \dot{m}_{hw} \times t_{DP}}{n \times \dot{m}_{cw} \times t_{FP}} \leq 1 \\ &\Rightarrow \frac{2 \times \dot{m}_{hw} \times t_{DP}}{n \times \dot{m}_{cw} \times t_{FP}} - 1 \leq 0 \end{aligned}$$

La fonction normalisée de cette contrainte sur la masse d'eau chaude totale produite pendant la compression est donnée par l'équation (4.30).

$$G_7(\vec{X}) = \frac{2 \times \dot{m}_{hw} \times t_{DP}}{n \times \dot{m}_{cw} \times t_{FP}} - 1 \quad (4.30)$$

Où $\dot{m}_{hw}$ est le débit d'eau de refroidissement utilisée pendant la phase de compression et $\dot{m}_{cw}$ celle de l'eau de réchauffement utilisée pendant la détente.

4.4 Comparaison du modèle thermodynamique ayant servi à la construction de la fonction objective

Le prototype expérimental en notre disposition et présenté au Chapitre 3 ne peut malheureusement pas entièrement servir à la validation du modèle thermodynamique utilisé pour la construction de la fonction objective utilisée dans ce chapitre pour l'optimisation. En effet, la compression et la détente se font avec des échanges thermiques importants avec le milieu extérieur. Nous avons vu que la transformation polytropique était la mieux appropriée pour la caractérisation d'un tel système. Cependant, l'étude expérimentale nous a permis de constater avec regret le très mauvais rendement électrique dudit prototype soit 3.4%.

Le ventilateur utilisé pour le refroidissement de l'air comprimé entre les étages de compression avait un impact négatif sur la température atteinte par l'air à la sortie des étages de compression et donc sur la chaleur susceptible d'être valorisée pour améliorer le rendement global du système. L'équivalent adiabatique du prototype expérimental a été analysé, c'est-à-dire un système dans lequel, le ventilateur n'agirait que sur les serpentins intermédiaires laissant ainsi la compression et la détente se faire de manière adiabatique. Cette analyse de l'équivalent adiabatique du prototype expérimental a montré qu'il était possible d'avoir un rendement énergétique global d'environ 62% voir plus si les paramètres du système étaient bien optimisés d'où le présent chapitre. *Le compresseur et le moteur pneumatique du système à optimiser sont donc supposés adiabatiques ; les résultats expérimentaux de la compression et de la détente sur le prototype ne conviennent pas pour valider leur modèle thermodynamique lors de la construction de la fonction objective.* Cependant, l'étude expérimentale du remplissage et de la décharge des bouteilles d'air comprimé permet de valider

TABLE 4.2 : Durée de remplissage et décharge du réservoir d'air comprimé calculée et mesurée

Paramètre	Valeur calculée	Valeur mesurée expérimentalement	Ecart relatif (%)
Durée de remplissage (s)	14572	14874	2.0
Durée de décharge (s)	1808	1767	2.3

leur modèle thermodynamique; modèle thermodynamique nécessaire à la détermination de la durée de chacune de ces phases. est validé grâce aux mesures de la pression dans les bouteilles du prototype expérimental.

La Figure 3.13 présentée au paragraphe 3.2.2 du chapitre 2, montre la comparaison entre les mesures expérimentales et les résultats de simulation de l'évolution de la pression dans les bouteilles d'air comprimé. On pouvait y observer un bon accord entre les résultats numériques et les mesures expérimentales. Comme nous pouvons le constater dans le Tableau 4.2, l'écart entre les résultats expérimentaux et numériques sur la durée de remplissage et de décharge est inférieur à 2.5%; le modèle décrit donc avec précision à la fois le processus de remplissage et de décharge.

Comme nous le disions au deuxième paragraphe, le modèle thermodynamique du compresseur et du moteur pneumatique ne pouvait pas être validé en utilisant les résultats obtenus sur le prototype expérimental. Nous nous sommes donc inspiré des données publiées par Liu et al. [23] dans leurs travaux de simulation d'un système de stockage par air comprimé au moyen d'une analyse énergétique et exergetique dite avancée. Le système modélisé et analysé par Liu et al. [23] est présenté à la Figure 4.9. Dans leurs travaux, Liu et al. [23] ont considéré que tous les composants du système de stockage étaient adiabatiques d'où le choix de ces travaux pour la validation du modèle énergétique et exergetique servant à la construction de la fonction objective utilisée pour l'optimisation de notre système de stockage.

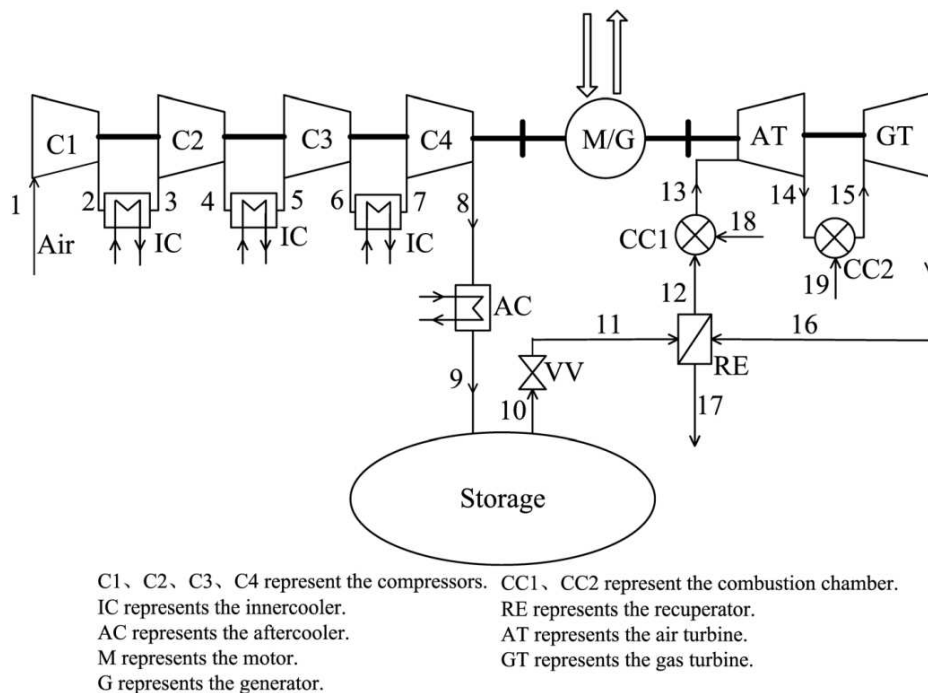


FIGURE 4.9 : Système de stockage utilisé pour valider le modèle thermodynamique servant à la construction de la fonction objective; issu des travaux publiés de Liu et al. [23]

Pour cette validation, nous avons comparé les valeurs de la température aux différents états du système proposé par Liu et al. [23] aux valeurs calculées en utilisant notre modèle (voir Tableau 4.3). Nous avons également comparé les valeurs d'exergie physique d'écoulement obtenues

TABLE 4.3 : Comparaison entre les valeurs calculées et celles publiées dans [23] pour la phase de compression et de détente

Etat	$T(^{\circ}C)$			$e_x(kJ.kg^{-1})$		
	Valeurs calculées	Référence	Ecart type(%)	Valeurs calculées	Référence	Ecart type (%)
1	15.00	15.00	-	0	0	-
2	147.66	148.06	0.27	119.70	128.25	4.31
3	35.00	35	-	110.62	117.27	6.01
4	176.47	177.30	0.47	221.57	241.14	8.83
5	35.00	35	-	183.45	190.86	4.04
6	176.47	177.30	0.47	312.40	314.63	0.71
7	35.00	35	-	274.37	276.37	0.73
8	176.47	177.30	0.47	403.32	406.12	0.70
9	35.00	35.00	-	365.28	363.25	0.56
13	540.00	540.00	-	548.93	552.89	0.72
14	364.68	374.71	2.68	347.52	358.26	3.09
15	957.00	957.00	-	803.68	802.03	0.21
16	461.48	486.06	5.05	203.08	241.37	18.86

par Liu et al. [23] à celles obtenues en utilisant notre modèle. Les points du Tableau 4.3 représentant les états de l'air au cours de sa transformation de son aspiration par le compresseur à son rejet par le dernier étage de la turbine à gaz sont identiques à ceux représentés sur la Figure 4.9.

En observant le Tableau 4.3, on remarque que l'écart entre les valeurs est relativement moins important pour le processus de compression que pour le processus de détente. Le fait d'avoir considéré les gaz de combustion comme gaz parfait ayant les mêmes propriétés que l'air pourrait être un début d'explication de cet écart accentué entre les valeurs pendant la détente; le modèle proposé au chapitre 2 pour la compression et la détente adiabatique sont donc suffisamment précis dans la prédiction du fonctionnement du compresseur et du moteur pneumatique. L'optimisation peut dès lors être implémentée.

4.5 Résultats de l'optimisation

4.5.1 Etude de la stabilité de la convergence

La fiabilité des résultats d'optimisation au moyen de l'algorithme génétique repose sur la stabilité de la convergence lors de la recherche de la solution optimale. Afin d'analyser l'impact des paramètres propres à l'AG sur la stabilité et la vitesse de convergence, trois cas de figure ont été analysés en fonction de la taille de la population (c'est-à-dire le nombre d'individus par génération) et du nombre maximale de génération fixée pendant la recherche de la solution optimale. Ces trois cas sont résumés dans le Tableau 4.4 où; **PopSize** représente la taille de la population, **MaxGens** le nombre maximal de générations, **Pc** la probabilité de croisement puis **Pm**, la probabilité de mutation. Dans chacun de ces trois cas, la probabilité de croisement et de mutation est la même et vaut respectivement 60% et 0.5%. La taille de la population dans le premier cas vaut 50 et le nombre de générations maximal 100. Afin d'analyser l'impact de la diversité de la population initiale sur la stabilité de la convergence, la taille de la population a été doublée dans le deuxième cas tout en conservant le même nombre de générations maximal. Pour le troisième et dernier cas, afin de maintenir une bonne diversité dans la population et un temps de recherche suffisant, le nombre de générations maximal a été doublé avec une taille de population constante et égale à celle du deuxième cas. Le code de simulation entièrement écrit et implémenté dans Matlab®.

L'évolution de la valeur du rendement exergétique maximal à chaque génération pour chacun des trois cas résumés dans le Tableau 4.3 est représentée respectivement par les courbes des Fi-

TABLE 4.4 : Paramètres de l'algorithme génétique à codage réel modifié (RCGA) pour les trois cas ayant servi à l'analyse de la stabilité de la convergence

Paramètres	Cas 1	Cas 2	Cas 3
<i>PopSize</i>	50	100	100
<i>MaxGens</i>	100	100	200
<i>Pc</i>	0.60	0.60	0.60
<i>Pm</i>	0.005	0.005	0.005

Figure 4.10, Figure 4.11 et Figure 4.12. Sur toutes ces figures, *NumGens* représente le numéro de la génération et η_{ex-Max} , la valeur prise par la fonction objective pour le meilleur chromosome de la génération correspondante.

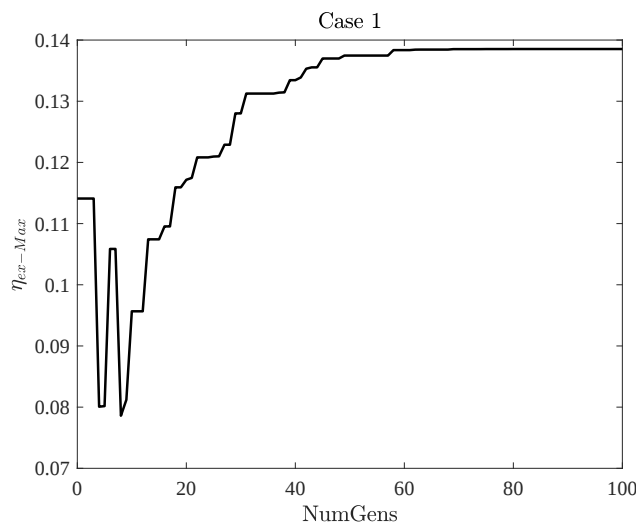


FIGURE 4.10 : Evolution de la valeur maximale du rendement exergétique à chaque génération (Cas 1)

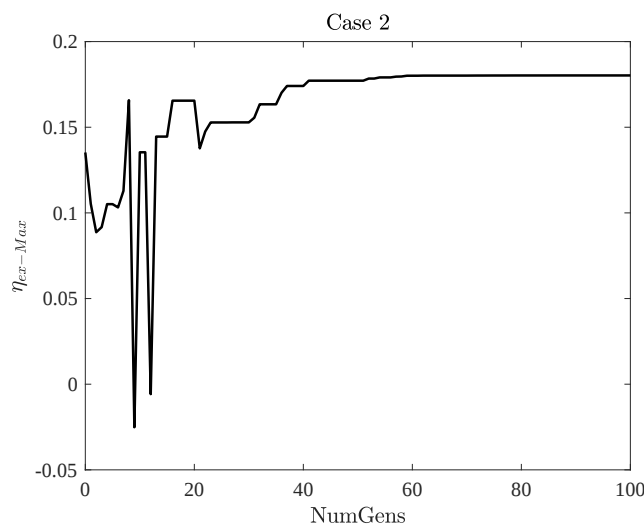


FIGURE 4.11 : Evolution de la valeur maximale du rendement exergétique à chaque génération (Cas 2)

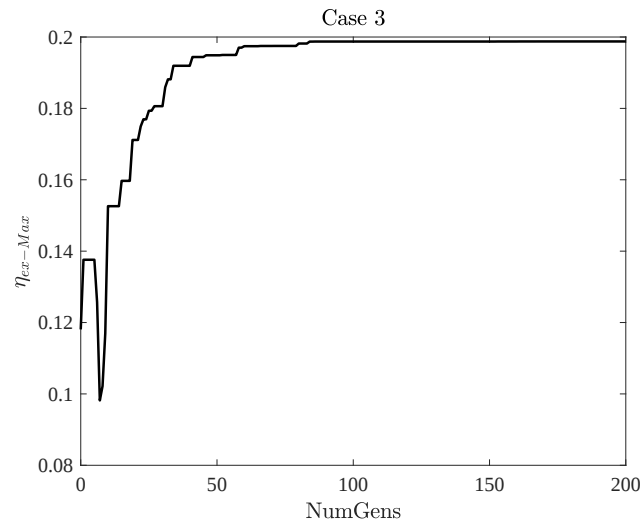


FIGURE 4.12 : Evolution de la valeur maximale du rendement exergetique à chaque génération (Cas 3)

La Figure 4.10 correspondant au cas 1 montre qu'une valeur stable du rendement exergetique de 13.85% est atteinte à partir de la soixante-dixième génération au cours de la recherche du maximum par l'RCGA. Cependant, cette valeur ne reste stable que sur 30 générations avant l'atteinte du nombre maximal de générations fixé; il n'est donc pas certain que cette valeur, bien que stable, correspond au maximum global recherché. Le lancement 2, avec une taille de population doublée tout en conservant la même durée de recherche (nombre d'itération) nous permet de le vérifier.

La Figure 4.11 correspondant au cas 2 montre une population qui converge graduellement vers un rendement exergetique maximal stable de 18.02%. Cette valeur stable est atteinte au bout de 72 itérations pratiquement le même que dans le cas 1, mais est supérieure aux 13.85% preuve que la diversité était insuffisante dans le cas 1 pour garantir une convergence vers un maximum global. Néanmoins, cette valeur bien que plus élevée ne reste stable que sur 28 générations avant l'arrêt de la recherche. Il n'est par conséquent pas certain que, ce rendement exergetique maximal de 18.02% soit la solution optimale du problème d'optimisation, il se pourrait que la recherche ait été stoppée sans avoir entièrement explorée l'espace d'état. C'est la raison pour laquelle dans le dernier cas, la diversité ayant permis une augmentation de valeur du rendement maximal dans le cas 2 est maintenue, puis le nombre de générations maximal est doublé afin de laisser plus de temps d'exploration de l'espace d'état à l'algorithme.

Le résultat de ce dernier lancement est illustré sur la Figure 4.12 : la population converge vers une valeur stable du rendement exergetique. Cette valeur stable du rendement exergetique est atteinte à partir de la **quatre-vingt-cinquième** génération et se conserve durant les 115 dernier itérations et ce, malgré les opérateurs d'évolution qui sont continuellement appliqués à la population durant toutes ces itérations. Bien plus encore, une observation de la composition de la population de la dernière génération montre que, tous les chromosomes de la population sont identiques. Ce qui signifie en d'autres termes que tous les chromosomes de la population ont convergé vers la solution optimale. Par conséquent, il est certain que, l'algorithme à convergé vers le maximum global. Nous pouvons dès lors déduire la combinaison des variables d'optimisation qui permet de maximiser le rendement exergetique d'un système de stockage d'électricité par air comprimé sans utilisation de combustible fossile avec option de trigénération. Cette combinaison des variables de décision optimales qui maximisent le rendement exergetique global du système de stockage est présentée dans le Tableau 4.5.

TABLE 4.5 : Valeurs optimales des variables d'optimisation maximisant le rendement exergetique

Variable d'optimisation	Valeur optimale	Variable d'optimisation	valeur optimale
n	3	η_{IsC}	75%
π	5.3	$\eta_{Is,m}$	90%
$V_t(m^3)$	3.9	η_{mC}	75%
β_{HP}	9	η_{mm}	90%
β_{LP}	5	$\dot{m}_c(kg.s^{-1})$	0.0156
$T_{m,HP}^{in}(^{\circ}C)$	33.13	$\dot{m}_m(kg.s^{-1})$	0.066
$T_{m,LP}^{in}(^{\circ}C)$	33.13		

4.5.2 Répartition des variables d'optimisation dans la population au fil des générations pendant l'évolution

A l'issu de la stabilité de la convergence observée lors du dernier lancement (Figure 4.12), nous avons voulu voir le comportement des variables de décision dans la population à chaque génération pendant l'évolution (recherche de la solution). Pour ce faire, nous avons analysé la répartition de chaque variable de décision entre leurs extremums (voir Tableau 4.1) pendant la recherche de la solution optimale. Les résultats de cette analyse de répartition sont présentés sur les Figures 4.13 et 4.14; les traits interrompus horizontaux sur ces figures représentant les valeurs minimales et maximales permises pour chaque variable de décision.

En observant la Figure 4.14-g, on remarque que le débit massique d'air du moteur pneumatique converge très rapidement vers sa valeur minimale et y reste tout au long de l'évolution. Ce qui signifie que diminuer la valeur de cette variable en deçà de sa valeur minimale fixée pourrait améliorer le rendement exergetique du système. Ainsi, afin de réduire le nombre de variables pour accélérer la vitesse de recherche (ou de convergence de l'AG), la valeur minimale possible de ce débit pourrait être utilisée non plus comme variable de décision, mais fixée comme constante. Les autres variables d'optimisations ont une distribution éparse, ce qui signifie qu'une légère modification de leurs valeurs pourrait avoir un impact significatif sur les performances du système. Afin d'avoir une idée de cet impact à la fois sur le rendement exergetique global du système et sur la violation des contraintes au point optimal du système, nous avons procédé à une analyse de sensibilité.

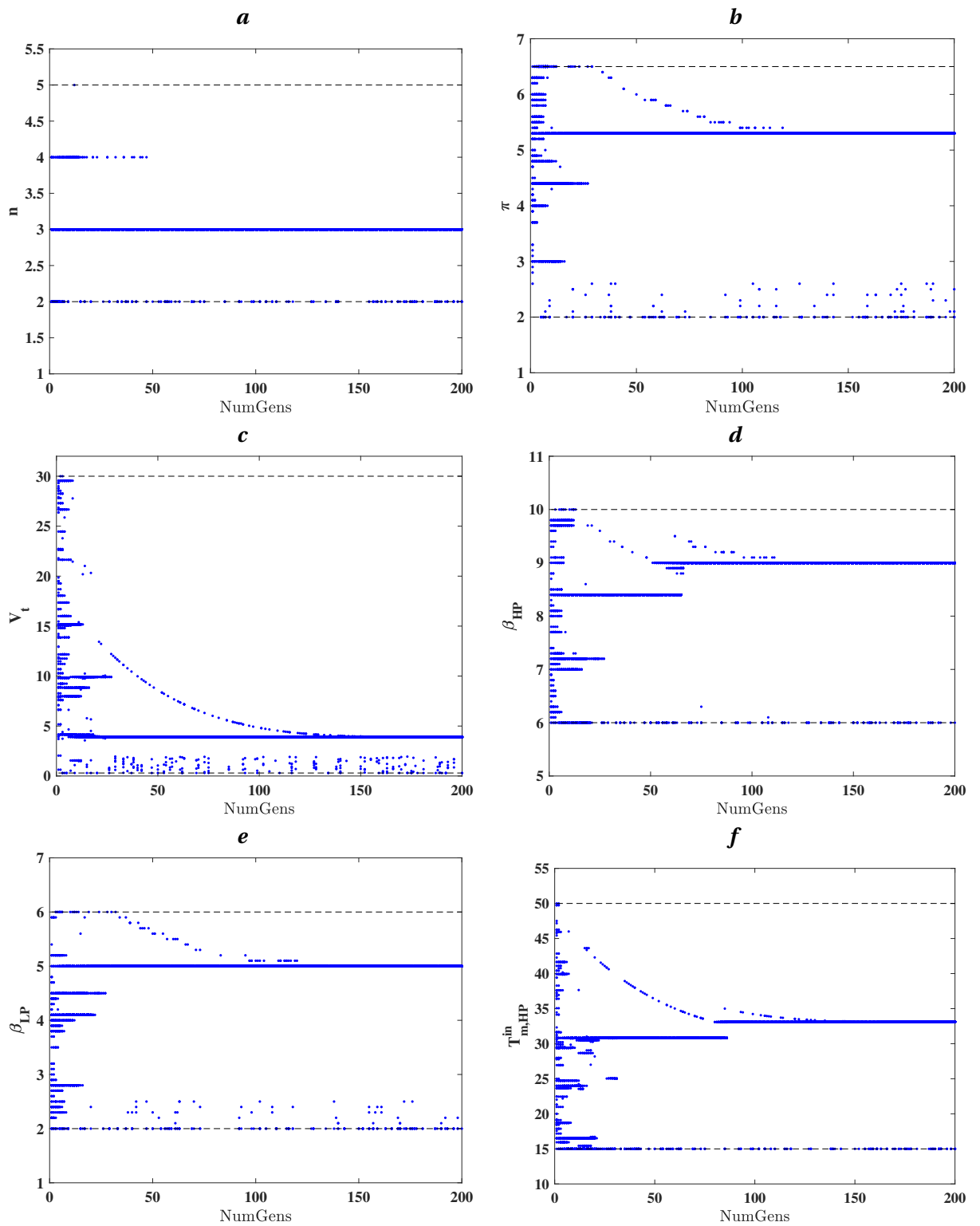


FIGURE 4.13 : Répartition des variables d'optimisation pendant l'évolution (les six premières)

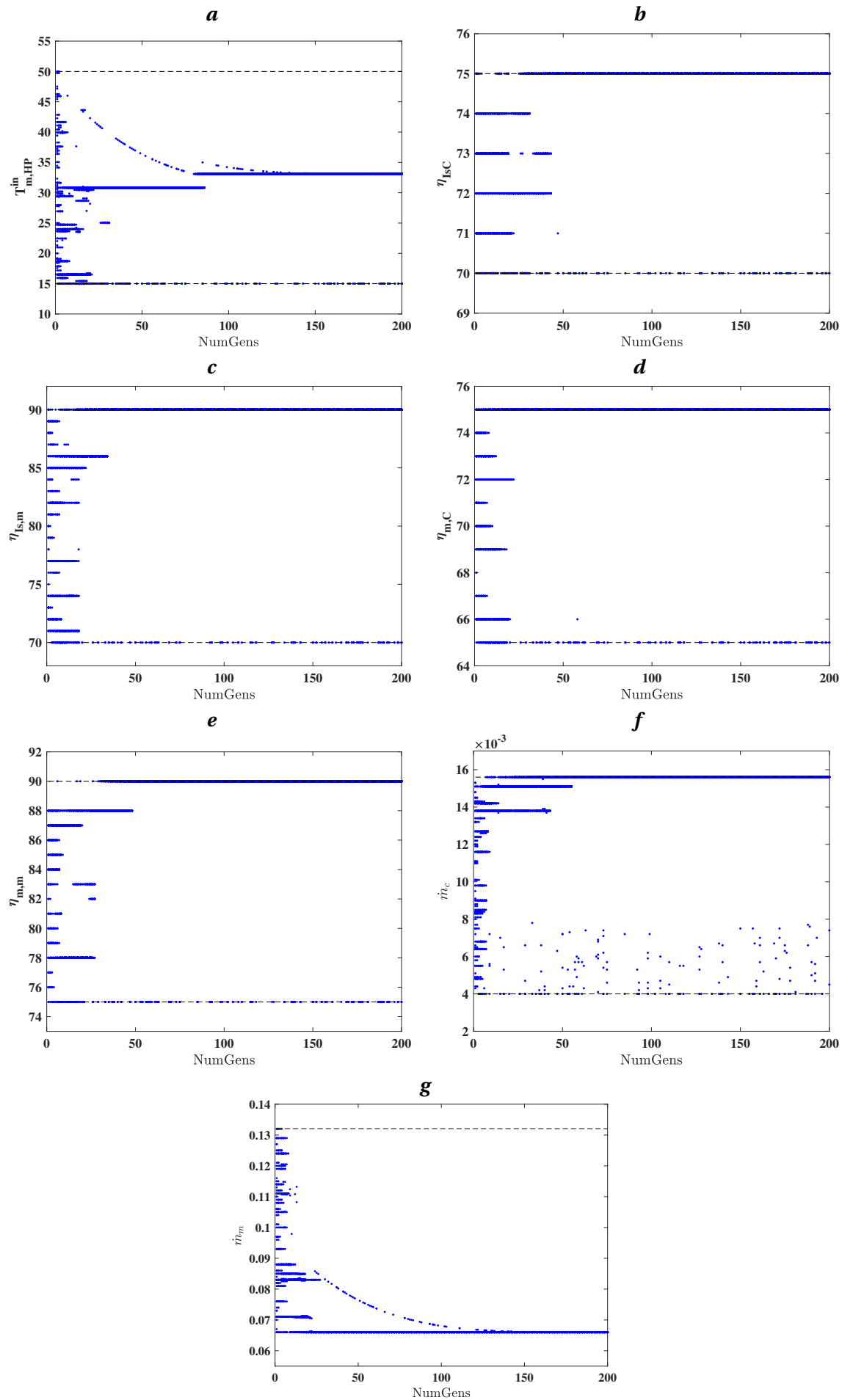


FIGURE 4.14 : Répartition des variables d'optimisation pendant l'évolution (les sept dernières)

4.5.3 Analyse de sensibilité; effet des variables de décision sur le rendement exergetique global ainsi que sur la violation des contraintes

L'analyse de sensibilité présentée dans ce paragraphe a consisté à : partir du point de fonctionnement optimal, faire varier l'une des variables d'optimisation entre ses limites admissibles tout en maintenant les douze autres constantes et égales à leurs valeurs optimales (Tableau 4.5) puis à observer l'effet de cette variation sur le rendement exergetique et sur la violation des contraintes. Une variable violera une contrainte si le produit $7 \times N.V$ représentant le nombre de contraintes violées est différent de zéro. L'idéal voudrait que les valeurs de chaque variable de décision retournée par l'AG à l'issue du lancement ne violent aucune contrainte.

La Figure 4.15-a montre que le rendement exergetique décroît avec le nombre d'étages de compression (n). La même tendance est observée sur la Figure 4.15-b concernant le taux de compression (π). Cependant, le taux de compression pour lequel le rendement exergetique est maximal viole plusieurs contraintes. En effet, en observant la Figure 4.15-d, on se rend compte qu'avant le taux de compression optimal de point de coordonnées (5.3;0), le nombre de contraintes violé est égal à 3. Rappelons que le nombre de violation ($N.V$) est égal au nombre de contraintes violé par un chromosome divisé par le nombre total de contraintes. Le nombre total de contraintes dans cette étude étant égal à 7 (cf. Paragraphe 4.3.3), le produit $7 \times N.V$ nous donne donc le nombre de contraintes violées. Donc si le produit $7 \times N.V$ est égal à zéro, cela signifie qu'il n'y a pas de violation dans le cas contraire il y a violation de contraintes. C'est la raison pour laquelle les valeurs optimales des ces deux variables d'optimisation (n et π) ne violent aucune contrainte (Figure 4.15-c&d) (l'ordonnée Y des points correspondant au nombre de contraintes violées est nulle).

Le rendement exergetique global décroît avec l'augmentation du volume du réservoir (V_r) de stockage d'air comprimé (Figure 4.16-a). On constate qu'avant l'atteinte de la valeur optimale du volume du réservoir retournée par l'AG, toutes les valeurs précédentes violent une contrainte ($7 \times N.V \neq 0$) comme on peut très bien le voir sur la Figure 4.16-c. Toutefois, le rendement exergetique croît presque linéairement avec les taux de détente (β_{HP} & β_{LP}) des deux étages du moteur pneumatique comme le montre les Figures 4.16-b&e. La violation des contraintes justifie donc les valeurs optimales retournées par l'AG (Figure 4.16-d&f).

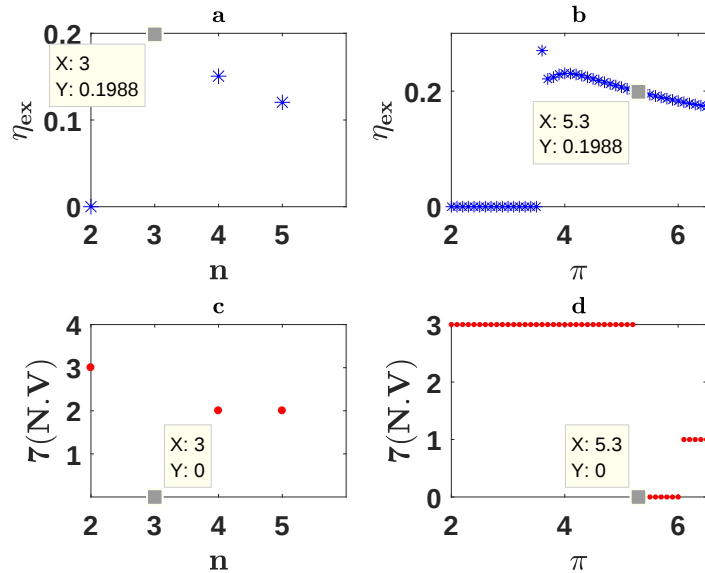


FIGURE 4.15 : Effet de la variation du nombre d'étages de compression (a&c) et du taux de compression (b&d) sur le rendement exergetique global et sur la violation des contraintes au point optimal.

Une tendance qualitativement similaire est observée à la fois pour la température d'entrée d'air dans les étages haute et basse puissance ($T_{m,HP}^{in}$ & $T_{m,LP}^{in}$) du moteur pneumatique comme le montrent les Figures 4.17-a&b. On constate à l'observation des Figures 4.17-c&d que les valeurs

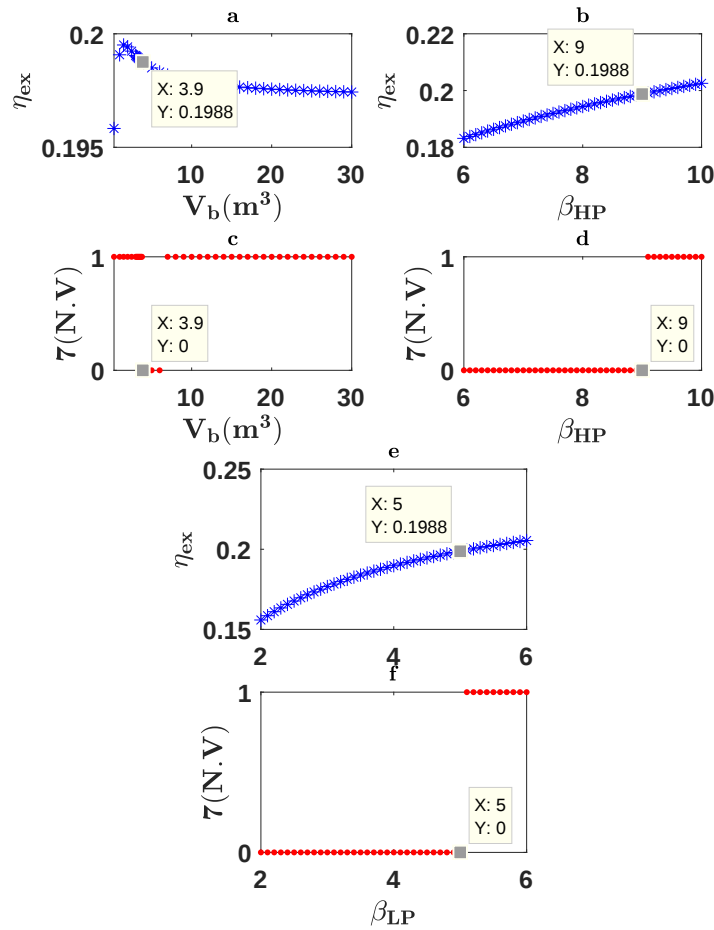


FIGURE 4.16 : Effet de la variation du volume du réservoir d'air comprimé (a&c), du taux de détente de l'étage haute puissance (b&d) et basse puissance (e&f) du moteur pneumatique sur le rendement exergetique global et sur la violation des contraintes au point optimal.

optimales de ces deux variables d'optimisation retournées par l'algorithme génétique à l'issue de l'évolution sont les dernières ne violant aucune des contraintes imposées; preuve de la bonne gestion de la règle de faisabilité par paires par l'AG lors de la recherche de la solution. Cette croissance linéaire du rendement exergetique avec ces deux variables de décision nous laisse à croire que si la température de l'eau chaude produite pendant la compression avait été plus élevée, les valeurs optimales de ces deux variables d'optimisation auraient aussi été élevées.

Comme le montrent respectivement les Figures 4.18-a&b et 4.19-a&b, une augmentation de rendement isentropique (η_{Is}) et mécanique (η_m) du compresseur et du moteur pneumatique tend à faire croître linéairement le rendement exergetique global du système. Il est important de remarquer que cette croissance se fait sans aucune violation de contraintes. Donc, les valeurs maximales possibles de ces quatre variables d'optimisation pourraient dès lors elles aussi être fixées comme constantes de la fonction objective lors de l'optimisation en plus du débit d'air du moteur pneumatique identifié lors de l'analyse de la distribution des variables de décisions au cours de l'évolution.

Pour finir, la Figure 4.20-a montre que le rendement exergetique global croît avec l'augmentation du débit massique d'air du compresseur ($\dot{m}_c$). Bien plus encore, l'unique valeur prise par le débit massique d'air ne violant aucune contrainte ($7 \times N.V = 0$) est celle retournée par l'algorithme génétique à l'issue de l'évolution (Figure 4.20-c). Malheureusement, sa distribution éparse (Figure 4.14-f) lors de l'évolution ne nous permet pas de déduire que cette variable d'optimisation pourrait être fixée comme une constante de la fonction objective.

Pour ce qui est du débit massique d'air du moteur pneumatique ($\dot{m}_m$), son augmentation cause une variation en sens inverse du rendement exergetique (Figure 4.20-b). Comme dans le cas

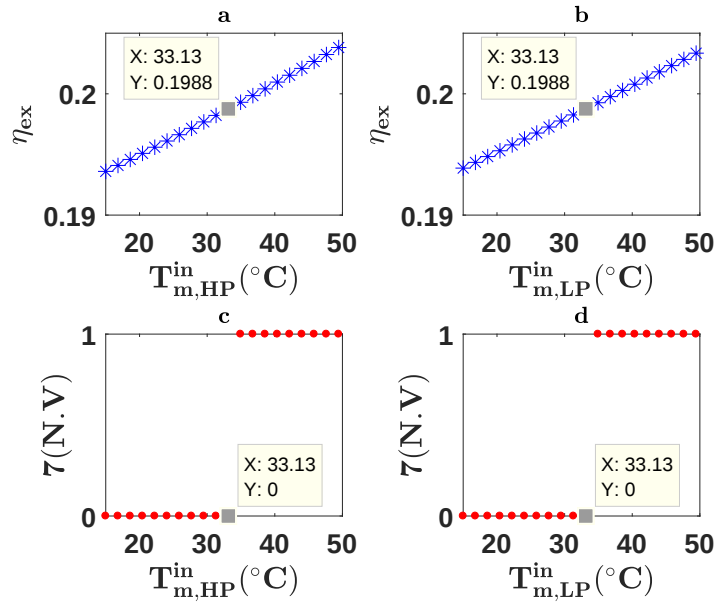


FIGURE 4.17 : Effet de la variation de la température de l'air à l'entrée de l'étage haute puissance (a&c) et basse puissance (b&d) du moteur pneumatique sur le rendement exergétique global et sur la violation des contraintes au point optimal.

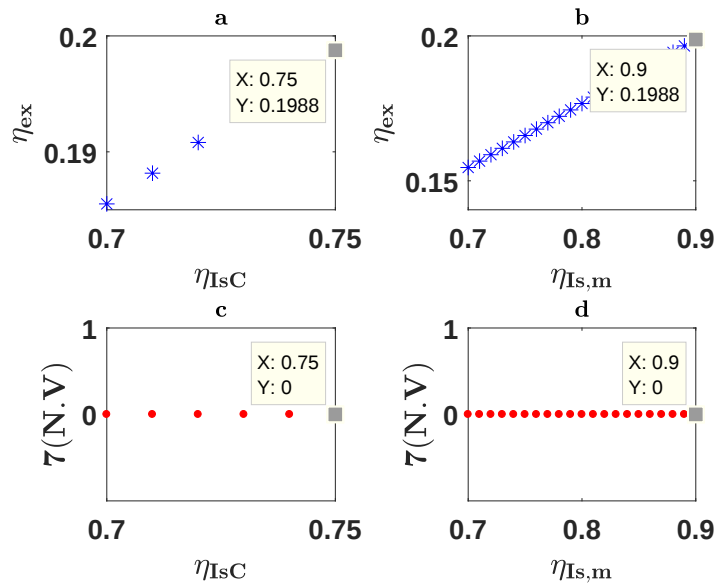


FIGURE 4.18 : Effet de la variation du rendement isentropique du compresseur (a&c) et du moteur pneumatique (b&d) sur le rendement exergétique global et sur la violation des contraintes au point optimal.

du débit massique du compresseur, la valeur optimale de cette variable retournée par l'algorithme d'optimisation à l'issue de la recherche est la seule qui ne viole aucune contrainte (Figure 4.20-d) ; l'ordonnée Y du point optimal est nulle, elle représente le produit $7 \times N.V$. Cependant, contrairement à la distribution éparse du débit massique d'air du compresseur, celle du débit massique d'air du moteur montre une convergence homogène vers sa valeur minimale possible comme on peut le voir sur la Figure 4.14-g. Donc cette valeur minimale peut être fixée comme constante (non plus comme variable d'optimisation) de la fonction objective.

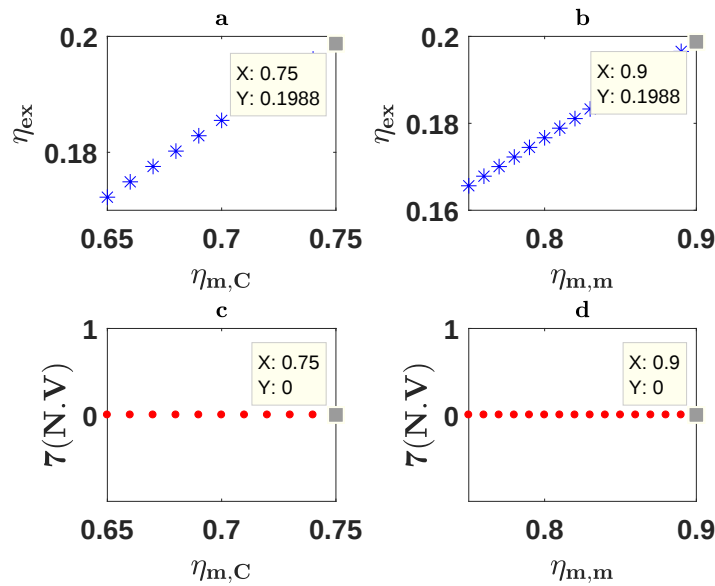


FIGURE 4.19 : Effet de la variation du rendement mécanique du compresseur (a&c) et du moteur pneumatique (b&d) sur le rendement exergetique global et sur la violation des contraintes au point optimal.

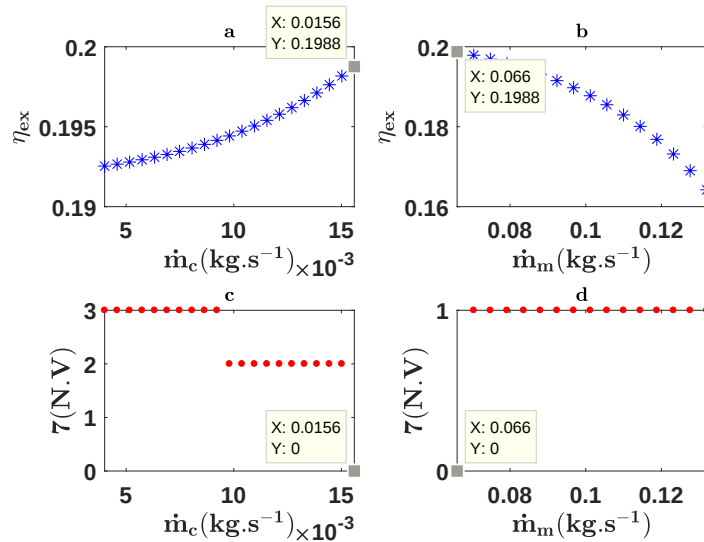


FIGURE 4.20 : Effet de la variation débit massique d'air du compresseur (a&c) et du moteur pneumatique (b&d) sur le rendement exergetique global et sur la violation des contraintes au point optimal.

4.5.4 Analyse thermodynamique du SS-CAES optimisé

Une fois la stabilité, la fiabilité de la convergence de l'AG vérifiées, les valeurs optimales des treize paramètres qui maximisent le rendement exergetique du SS-CAES déduites et regroupées dans le Tableau 4.5, une analyse thermodynamique du système de stockage optimisé peut être faite. Les propriétés thermodynamiques à chaque point du système optimisé de la Figure 4.21 sont calculées et présentées dans le Tableau 4.6. Les paramètres permettant d'évaluer la performance du système de stockage optimisé sont par la suite évalués grâce à ces propriétés thermodynamiques et regroupés dans le Tableau 4.7.

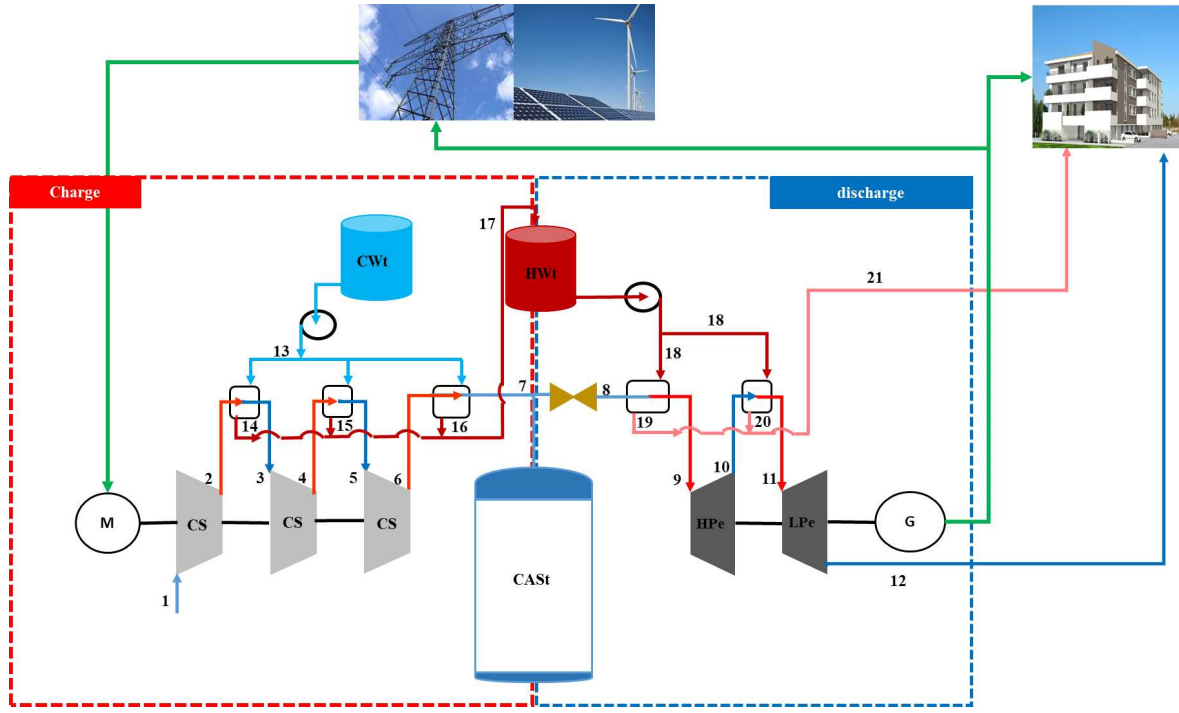


FIGURE 4.21 : Schéma synoptique du système de stockage d'électricité par air comprimé à petit échelle optimisé

Comme nous pouvons le constater dans le Tableau 4.7, dans les conditions de conception optimales, le compresseur met 8.40 h pour remplir le réservoir d'air comprimé pour une durée de décharge de 2.00 h. La puissance électrique produite par le générateur est de 13.15 kW bien au-dessus de la contrainte qui avait été fixée à 10 kW. Le système optimisé pourrait donc produire pendant la phase de compression environ 4.53 t d'eau chaude à 34 °C largement supérieur aux 21.9 °C qu'on aurait pu obtenir sur le prototype expérimental même aux 25.6 °C de son équivalent adiabatique non optimisé. Le rendement énergétique global de ce système optimisé (RTE) vaut 75.78% et son rendement exergetique global 19.88%.

Si nous calculons la contribution de l'énergie thermique (CTEtoRTE, équation (4.31)) dans ce rendement énergétique global, on constate qu'il représente environ 74% du RTE. Or, l'eau chaude à basse température contenant cette énergie thermique n'a pas la même valeur énergétique que l'énergie électrique produite pendant la décharge; une raison nécessaire voir suffisante d'utiliser le rendement exergetique global comme critère d'évaluation de la performance énergétique du SS-CAES sans combustible fossile proposé dans cette thèse.

$$CTEtoRTE = \frac{\dot{Q}_h t_{FP} - \dot{Q}_{Rh} t_{DP}}{P_{elc,G} t_{DP} + (\dot{Q}_h t_{FP} - \dot{Q}_{Rh} t_{DP})} = \frac{Q_{nette}}{E_{elc} + Q_{nette}} \quad (4.31)$$

Afin d'identifier les emplacements des irréversibilités dans le système ainsi que leurs importances, l'exergie totale détruite pendant un cycle complet de stockage (charge/décharge) dans chacun des composants du système a été calculée. Le taux de cette destruction d'exergie dans chaque composant a également été calculé. Ce taux de destruction d'exergie pour un composant donné est le rapport de l'exergie détruite (cf. Tableau ?? du paragraphe 2.4; chapitre 2) dans ledit composant par l'exergie détruite dans tout le système. Les résultats de cette évaluation des irréversibilités sont résumés dans le Tableau 4.8.

A l'observation du Tableau 4.8, il ressort que la destruction d'exergie la plus importante à lieu dans les étages de compression suivis des refroidisseurs. Ceci peut s'expliquer par le fait que la différence de température entre l'entrée et la sortie de chaque étage de compression est suffisam-

TABLE 4.6 : Propriétés thermodynamique à chaque point ou état du système optimisé

Etat	Nature du fluide	$\dot{m}$ kg s ⁻¹	T (°C)	P (bar)	h (kJ kg ⁻¹)	s (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	e_x (kJ kg ⁻¹)
1	Air	0.0156	20	1.01	293.32	6.84	0
2	Air	0.0156	255.70	5.35	532.78	6.96	204.31
3	Air	0.0156	35	5.35	308.38	6.41	140.68
4	Air	0.0156	281.90	28.37	559.99	6.53	357.12
5	Air	0.0156	35	28.37	308.38	5.93	280.99
6	Air	0.0156	281.90	150.37	559.99	6.05	497.44
7	Air	0.0156	35	150.37	308.38	5.45	421.30
8	Air	0.066	2.76	45	276.03	5.69	319.97
9	Air	0.066	33.13	45	306.51	5.79	319.72
10	Air	0.066	-97.00	5	175.55	5.87	166.10
11	Air	0.066	33.12	5	306.50	6.42	134.86
12	Air	0.066	-68.70	1	204.43	6.48	16.16
13	eau	0.0499	20	1.01	83.95	0.30	0
14	eau	0.0499	36.78	1.01	154.08	0.53	1.92
15	eau	0.0499	38.81	1.01	162.58	0.56	2.40
16	eau	0.0499	38.81	1.01	162.58	0.56	2.40
17	eau	0.1497	38.14	1.01	159.75	0.55	2.24
18	eau	0.2981	38.14	1.01	159.75	0.55	2.24
19	eau	0.2981	36.52	1.01	152.99	0.53	1.86
20	eau	0.2981	31.19	1.01	130.72	0.45	0.85
21	eau	0.5963	33.85	1.01	141.86	0.49	1.32

TABLE 4.7 : Résultat de l'analyse thermodynamique du système optimisé

Paramètres	Unité	valeur
Durée de la phase de charge (t_{FP})	h	8.40
Durée de la phase de décharge (t_{DP})	h	2.00
Puissance électrique nominale du compresseur $P_{elc,c}$	kW	15.76
Puissance nominale générateur $P_{elc,G}$	kW	13.15
Puissance thermique produite $\dot{Q}_h$	kW	11.35
Puissance thermique de réchauffement requise $\dot{Q}_{Rh}$	kW	10.65
Masse d'eau chaude produite m_{hw}	t	4.53
Rendement énergétique globale RTE	%	75.78
Rendement exergetique η_{ex}	%	19.88

TABLE 4.8 : Total exergy destruction and exergy destruction ratio of each component for a complete cycle of charge and discharge.

Composants	Exergie détruite (kWh)	Exergie perdue (kWh)	Taux de destruction d'exergie (%)
Etages de compression (AC)	48.90	...	47.87
Etages de détente du moteur (PM)	9.65	...	9.45
Refroidisseurs (Int)	25.46	...	24.92
Réchauffeurs (He)	5.21	...	5.10
Réservoirs d'air comprimé (CASt)	12.94	...	12.66
Système entier (SS-CAES)	102.15	3.90	100

ment grande pour que le transfert thermique à la paroi ne soit pas toujours négligeable devant la variation d'enthalpie (condition nécessaire pour considérer la compression adiabatique). Or nous avons considéré lors de l'analyse exergetique du système (c.f. paragraphe 2.4) que l'exergie détruite dans un composant donné était à la fois le fait des irréversibilités dues aux frottements mécaniques, mais également celles dues aux transferts thermiques dans ledit composant. Donc, il est normal que les taux de destruction d'exergie dans les étages de compression et dans les refroidisseurs soient les plus importants de tout le système. Cette destruction d'exergie dans les étages de compression est quasi inévitable puisqu'au risque d'endommager le compresseur, il est impossible d'effectuer une isolation thermique complète des parois d'un étage de compression afin d'y réduire la destruction d'exergie.

4.6 Conclusion

Une présentation détaillée de l'algorithme générique à codage réel modifié (RCGA) a été faite dans ce chapitre. Cet algorithme a par la suite été utilisé pour maximiser le rendement exergetique global du système de stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle sans utilisation de combustible fossile (SS-CAES). Une optimisation ayant pour objectif d'identifier une combinaison de treize paramètres optimaux permettant une amélioration significative des performances énergétiques dudit système. Le compresseur et le moteur pneumatique du système de stockage à optimiser sont adiabatiques, les résultats expérimentaux obtenus sur le prototype expérimental ne pouvaient plus servir à valider le modèle thermodynamique servant à la construction de la fonction objective (rendement exergetique global du système de stockage). Nous avons utilisé les résultats des travaux de Liu et al. [23] sur la modélisation thermodynamique d'un système de stockage par air comprimé au moyen d'une analyse exergetique dite avancée. Dans ces travaux publiés en 2016 au moment où nous procédions à l'optimisation de notre système de stockage, ils ont considéré que tous les composants du système de stockage étaient adiabatiques d'où le choix de ces travaux pour la validation du modèle énergétique et exergetique utilisé dans l'optimisation. Les résultats de cette validation ont également été présentés. Dans le but de s'assurer la bonne stabilité de la convergence de l'algorithme génétique proposé, une étude de cas a été faite en fonction de la taille de la population et de la durée de l'évolution (nombre de générations maximales). Une bonne convergence a été observée pour une population de 100 individus et une durée d'évolution de 200 générations. La fiabilité de cette convergence a également été analysée à travers une étude de sensibilité afin de nous rassurer que les paramètres optimaux retournés par l'AG étaient bien les bons. L'algorithme d'optimisation retourne donc à l'issue de la recherche un rendement exergetique global d'environ 20% pour un rendement énergétique global (RTE) de 75.78% au point de fonctionnement optimal du système.

Conclusion générale

La transition énergétique du mix actuel fortement dominée par des sources d'énergies fossiles et fissiles, vers un système plus vertueux de l'environnement se fera à travers une introduction massive des sources d'énergies renouvelables. Ces sources d'énergies renouvelables ont un inconvénient fortement handicapant pour la fiabilité des systèmes qui pourraient en dépendre : leurs intermittences. Alors, la transition énergétique tant souhaitée par les écologistes et de plus en plus par les politiques reste fortement dépendante de l'évolution de la recherche et des technologies en matière de stockage d'énergie en générale et d'électricité en particulier (vecteur énergétique le plus utilisé dans le monde actuellement). Les travaux présentés dans ce rapport se situent dans le cadre d'une contribution à l'avancée de la recherche sur le stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle sans utilisation de combustible fossile. Les principaux objectifs étaient ; d'effectuer une analyse thermodynamique d'un tel système, de réaliser une étude expérimentale détaillée sur un prototype existant. Cette étude expérimentale du prototype existant devait permettre sa modification afin d'y intégrer le sous-système de stockage thermique. Cette intégration du sous-système de stockage thermique nous aurait permis de démontrer la faisabilité réelle du concept de stockage par air comprimé à petite échelle sans utilisation de combustibles fossiles. Le dernier objectif de cette thèse et pas des moindres était d'optimiser le système de stockage à petite échelle afin d'améliorer son rendement global de conversion tout en identifiant un ensemble de paramètres optimaux nécessaires à sa construction.

Le premier chapitre a été le lieu d'une présentation détaillée des différents procédés de stockage d'énergie électrique. Deux technologies se démarquent à savoir ; le stockage d'électricité par pompage hydroélectrique et le stockage d'électricité par compression d'air. Même si la première présente une certaine maturité et un très bon rendement de conversion, il est confronté au manque de sites géologique approprié à son implantation, à cette difficulté s'ajoute le coût initial d'investissement trop élevé pour des collectivités à économie modestes qui voudraient utiliser cette technologie pour le stockage d'électricité. La deuxième technologie à savoir le stockage par air comprimé, sous sa configuration actuellement commercialisée dans le monde fait face à deux contraintes ; le manque de sites appropriés pour la construction des réservoirs de stockage d'air comprimé et l'utilisation des combustibles fossiles pendant la décharge pour le préchauffage de l'air afin d'améliorer le rendement du système. S'il est difficile de créer des réserves artificielles et suffisantes d'eau pouvant permettre d'implanter un système de stockage par pompage hydroélectrique sur un site désiré, il est cependant facile d'utiliser les réservoirs sous pression en acier ou des pipes line non exploités pour le stockage de l'air comprimé. La densité d'énergie pouvant ainsi être stockée étant réduite, on parle alors de système de stockage par air comprimé à petite échelle (SS-CAES). Les différentes configurations de ces SS-CAES ont été présentées, les avantages et les inconvénients ont été dégagés. Un manque d'étude expérimentale sur de tels systèmes suggère qu'elle soit réalisée et éventuellement une optimisation.

Dans le chapitre 2, le système de stockage par air comprimé à petite échelle (SS-CAES) sans utilisation de combustible fossile a été présenté. Une modélisation thermodynamique fine de chacun des composants entrant dans la conception du SS-CAES est par la suite présentée à travers une analyse énergétique (première loi de la thermodynamique) et une analyse exergetique (deuxième

loi de la thermodynamique). Concernant l'analyse énergétique des étages de compression et de détente, deux types de transformations ont été distinguées; la transformation polytropique et la transformation adiabatique. En effet, lors de la compression ou de la détente de l'air, il peut arriver qu'un transfert thermique non négligeable s'établisse entre l'air subissant les transformations (compression ou détente) et le milieu extérieur; on parle alors de transformation polytropique. Les méthodes directes et inverses permettant d'analyser une telle transformation, présentée par Renaud Gicquel [91] dans son livre "Energy System", ont été rappelées et adaptées à notre système. Le deuxième type de transformation que peut subir l'air pendant sa compression ou sa détente est la transformation adiabatique. C'est une transformation suffisamment utilisée dans les livres de thermodynamique pour la modélisation des machines thermiques. Elle a été également présentée et adaptée à notre système. Cette analyse énergétique et par la suite exergétique des composants a abouti à la définition de deux critères de performances d'un système de stockage par air comprimé avec l'option de trigénération que sont : le rendement énergétique global (Round-Trip Efficiency) et le rendement exergétique global du système de stockage.

Le chapitre 3 est entièrement dédié à l'étude expérimentale d'un prototype existant dans notre laboratoire. Ce prototype acquis à la base à des fins d'enseignement n'avait pas été pensé pour une possible modification en vue d'une possible récupération de chaleur. En effet le refroidissement de l'air comprimé entre les étages de compression se fait par brassage de l'air ambiant par un ventilateur servant de volant pour le moteur électrique d'entraînement du bloc compresseur. Malheureusement, cet air brassé refroidit également les cylindres de compression, diminuant ainsi la température de l'air à la sortie des étages de compression. La quantité d'énergie thermique pouvant être récupérée entre ces étages est donc faible du fait de ce refroidissement des cylindres de compression. Néanmoins, nous avons mesuré les paramètres thermodynamiques nécessaires à l'évaluation des performances énergétiques du système à savoir la température de l'air, la pression, la durée du remplissage des réservoirs ainsi que celle de décharge, la puissance électrique absorbée par le compresseur et produite par le générateur électrique pendant la décharge. Ces valeurs auraient pu nous permettre de valider le modèle thermodynamique d'un système de stockage dans lequel la compression et la détente étaient polytropiques c'est-à-dire avec transfert thermique non négligeable avec l'extérieur (cas du compresseur et du moteur pneumatique du prototype expérimental) tel que présenté au chapitre 2. Malheureusement, le constructeur du compresseur ne nous a pas fourni de donnée sur l'exposant polytropique nécessaire l'implémentation du modèle, il en est de même du moteur pneumatique. Cependant, le montage pilote nous a permis de valider les modèles de remplissage et de décharge du réservoir de stockage d'air comprimé. Ces modèles sont nécessaires à la détermination de la durée des phases de stockage et de décharge.

Les mesures expérimentales faites nous ont permis de mettre en évidence le très mauvais rendement de conversion électrique du prototype, soit environ 3.4%. En effet, pendant l'étude expérimentale, l'air comprimé est stocké à 180 bar afin d'augmenter la densité d'énergie stockée. Cependant, la pression maximale admissible à l'entrée du moteur pneumatique étant limitée à 8 bar, l'air comprimé à la sortie des bouteilles pendant la décharge est détendu sans travail à travers un détendeur qui ramène sa pression à celle d'alimentation du moteur. Cette détente est en effet source d'énormes pertes qui justifient sans doute le mauvais rendement électrique de 3.4% obtenu. Nous avons par la suite sur la base des températures mesurées entre les étages de compression ainsi qu'à l'entrée du moteur pneumatique du prototype existant, dimensionné les échangeurs nécessaires à la récupération de la chaleur pendant la compression ainsi que ceux nécessaires à la restitution de cette chaleur pendant la détente afin d'améliorer le rendement énergétique global de conversion. Les échangeurs tubulaires à contre courant ont été choisis pour la facilité de leur construction et de leur maintenance. Les refroidisseurs devant remplir le même rôle que les serpentins entre les étages de compression devraient avoir une longueur de 0.9 m pour le premier, de 1.6 m pour le deuxième et de 1.8 m pour le dernier situé à la sortie du troisième étage de compression. L'énergie thermique pouvant ainsi être récupérée pendant la compression du fait de l'introduction de ces refroidisseurs a été évaluée à 4.82 kWh pour une énergie électrique totale consommée par le compresseur de 13.10 kWh. La longueur de l'échangeur nécessaire au préchauffage de l'air pendant la

détente afin de maintenir sa température à l'entrée du moteur à 20 °C a été évaluée à 5 m. L'énergie thermique nécessaire à ce préchauffage est alors de 0.26 kWh. Si les serpentins du prototype expérimental étaient remplacés par les refroidisseurs tubulaires à contre courant, et si un réchauffeur de même type permettait de réchauffer l'air d'alimentation du moteur pneumatique, pour une pression de stockage de 180 bar et une pression d'alimentation de 8 bar, le rendement énergétique global serait alors de 38.22%. Cependant, la température atteinte par l'eau chaude produite pendant la phase de compression n'est que de 21.9 °C (soit une élévation de moins de 2 °C). Une eau chaude ayant une température aussi basse n'est malheureusement pas trop intéressante pour une application secondaire.

Puisque le ventilateur refroidit aussi les cylindres de compression, l'énergie thermique ainsi perdue à la paroi de ces derniers a été évaluée. Elle vaut 5.80 kWh soit 44.28% de l'énergie électrique totale consommée par le compresseur lors du remplissage des bouteilles d'air comprimé. Forts de ce constat sur la proportion d'énergie perdue sous forme thermique à la paroi des cylindres de compression, nous avons imaginé un système équivalent au prototype existant dans lequel la compression et la détente se feraient de façon adiabatique. En d'autres termes, un système où le ventilateur du compresseur ne refroidirait que les serpentins, les cylindres de compression étant isolés thermiquement. Pour un tel système, le rendement électrique passerait de 3.4% à 4.2%, mais le rendement global avec valorisation de la chaleur de compression doublerait pratiquement puisqu'il vaudrait dans ce cas 61.70%. La température de l'eau chaude augmenterait légèrement puisqu'elle passerait d'environ 22 °C à 25 °C, mais resterait toujours faible pour des applications secondaires. Ce rendement global de l'équivalent adiabatique était encourageant et a donc suggéré une optimisation du système afin d'améliorer le rendement de conversion électrique; principale mission du système.

Dans le dernier chapitre, un système de stockage par air comprimé à petite échelle sans utilisation de combustibles fossiles et pouvant servir à couvrir pendant plus de deux heures à la décharge, les besoins d'une habitation appelant une puissance électrique de plus de 10 kW est présenté et optimisé. L'optimisation visant à identifier un ensemble de 13 paramètres nécessaire à la conception d'un tel système pour une maximisation de son rendement exergetique global. Au regard du nombre de paramètres à identifier et de la fonction objective se construisant à la suite de plusieurs sous calculs, l'algorithme génétique a été choisi comme technique d'optimisation. Des modifications ont été apportées à l'algorithme génétique à codage réel conventionnel afin de stabiliser et d'accélérer sa convergence. Cette modification a consisté entre autres; à utiliser aléatoirement d'une génération à l'autre deux techniques de croisement (le croisement binaire simulé et le croisement simplex), la gestion des contraintes par la méthode dite de violation des contraintes (VCH). A l'issue de la convergence de l'algorithme génétique, un rendement électrique de 19.86% est obtenu pour un rendement énergétique global (RTE) d'environ 75.78% au point de fonctionnement optimal du système. Pour ce système optimisé, il est possible de produire 4.53 t d'eau chaude pendant la phase de compression. La température de cette eau chaude pourrait atteindre les 38 °C (soit une élévation de plus de 18 °C). Une eau à une telle température peut être valorisée pour des applications secondaires; par exemple l'utilisation comme eau chaude sanitaire dans l'habitat où un tel système pourrait être installé. Une étude de sensibilité a été faite afin d'analyser l'impact réel des variables d'optimisation sur les performances énergétiques du système afin de mieux justifier leur choix.

Pour conclure, un modèle thermodynamique d'un système de stockage d'électricité par air comprimé de taille réduite sans utilisation de combustible fossile est présenté, une étude expérimentale a été en partie faite même si les contraintes sécuritaires nous ont empêchées d'effectuer les modifications visant à introduire un système de récupération et de stockage d'énergie thermique néanmoins, cette étude expérimentale nous a permis de quantifier l'énergie thermique qui pouvait être valorisée. Une optimisation d'un tel système a été faite afin d'identifier les paramètres clés de conception d'un montage pilote pour une étude future complète.

Les travaux futurs pourront consister :

- A mesurer la température dans le réservoir de stockage d'air comprimé. Ce qui permettrait

de déterminer une corrélation générale pour le calcul du coefficient global de transfert thermique. L'évolution de la température de l'air dans le réservoir pendant la phase de décharge pourrait ainsi être mieux évaluée ; chose qui rendrait possible une simulation dynamique du système de stockage.

- En guide d'amélioration du prototype utilisé dans cette thèse, il serait souhaitable d'étudier une possibilité de remplacement du moteur pneumatique par une micro-turbine. Pour cela, la température de l'air d'alimentation du train de détente devrait être élevée. Il serait intéressant d'étudier la possibilité d'introduire un collecteur solaire thermique couplé au réservoir de stockage d'eau chaude afin de porter la température de l'eau à une valeur qui améliorera celle de l'air lors du préchauffage. Une technologie de carter-cylindres de compression permettant de boucler la récupération de calories à la paroi des cylindres de compression avec la boucle inter-étage pourrait également servir d'améliorer la température de l'eau chaude produite pendant la compression.
- A effectuer une optimisation dynamique afin de mieux dimensionner le sous-système de stockage thermique. En effet, cette optimisation dynamique permettrait d'ajuster en continu la chaleur de préchauffage pendant la détente et ainsi de mieux dimensionner les réchauffeurs nécessaires.
- Une optimisation économique devrait être couplée à l'optimisation énergétique afin de comparer les coûts d'investissements d'un tel système à d'autres techniques de stockage déjà utilisées dans le secteur immobilier pour le stockage des énergies renouvelables (batteries) et ainsi trouver un bon compromis entre le rendement énergétique et les coûts d'investissement qui devrait être complété par une analyse du cycle de vie pour plus d'objectivité dans la comparaison.
- A l'issue de cette optimisation thermoéconomique, un montage pilote complet devrait être fait et analysé expérimentalement pour définitivement valider la faisabilité d'un tel système.

Bibliographie

- [1] Jason Makansi and Jeff Abboud. Energy storage. *Energy Storage Council White Paper*, 2002.
- [2] Xing Luo, Jihong Wang, Mark Dooner, and Jonathan Clarke. Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation. *Applied Energy*, 137 :511–536, January 2015.
- [3] Haisheng Chen, Thang Ngoc Cong, Wei Yang, Chunqing Tan, Yongliang Li, and Yulong Ding. Progress in electrical energy storage system : A critical review. *Progress in Natural Science*, 19(3) :291–312, March 2009.
- [4] Y. Huang, H. S. Chen, X. J. Zhang, P. Keatley, M. J. Huang, I. Vorushylo, Y. D. Wang, and N. J. Hewitt. Techno-economic Modelling of Large Scale Compressed Air Energy Storage Systems. *Energy Procedia*, 105 :4034–4039, May 2017.
- [5] Richard Folkson, editor. *Alternative fuels and advanced vehicle technologies for improved environmental performance : towards zero carbon transportation*. Number no. 57 in Woodhead Publishing series in energy. Woodhead Publishing, an imprint of Elsevier, Amsterdam, 2014. OCLC : ocn859583048.
- [6] Francisco diaz gonzalez, Andreas Sumper, Oriol Gomis-Bellmunt, and Roberto Villafila-Robles. A review of energy storage technologies for wind power applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(4) :2154–2171, May 2012.
- [7] P. Tixador. 13 - Superconducting magnetic energy storage (SMES) systems A2 - Melhem, Ziad. In *Electricity Transmission, Distribution and Storage Systems*, pages 442–477. Woodhead Publishing, 2013. DOI : 10.1533/9780857097378.3.442.
- [8] André Thess. Thermodynamic Efficiency of Pumped Heat Electricity Storage. *Physical Review Letters*, 111(11) :110602, September 2013.
- [9] Alexander White, Geoff Parks, and Christos N. Markides. Thermodynamic analysis of pumped thermal electricity storage. *Applied Thermal Engineering*, 53(2) :291–298, May 2013.
- [10] Electrical Energy storage : white paper. Technical report. Prepared by electrical energy storage project team. Technical report, International Electrotechnical, Commission (IEC), December 2011.
- [11] Les cavites souterraines hors mines :Observation et statistiques.
- [12] Gayathri Venkataramani, Prasanna Parankusam, Velraj Ramalingam, and Jihong Wang. A review on compressed air energy storage - A pathway for smart grid and polygeneration. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 62 :895–907, September 2016.

- [13] Reinhard Leithner and Lasse Nielsen. An introduction to the compressed air energy storage. In *Computational Models for CO₂ Geo-sequestration & Compressed Air Energy Storage*, Sustainable Energy Developments, pages 423–434. CRC Press, April 2014. DOI : 10.1201/b16790-19.
- [14] Jidai Wang, Kunpeng Lu, Lan Ma, Jihong Wang, Mark Dooner, Shihong Miao, Jian Li, and Dan Wang. Overview of Compressed Air Energy Storage and Technology Development. *Energies*, 10(7) :991, July 2017.
- [15] Sylvain LEMOFOUET-GATSI. *Investigation and optimization of hybrid electricity storage systems based on compressed air and supercapacitors*. PhD thesis, École POLYTECHNIQUE FÉDÉRALE DE LAUSANNE, 2006.
- [16] Daniel Wolf and Marcus Budt. Lta caes a low temperature approach to adiabatic compressed air energy storage. *Applied Energy*, 125(Supplement C) :158 – 164, 2014.
- [17] Daniel Wolf. *Methods for design and application of adiabatic compressed air energy : storage based on dynamic modeling*. Number 65 in UMSICHT-Schriftenreihe / Fraunhofer-Institut Umwelt-, Sicherheits-, Energietechnik UMSICHT. Laufen, Oberhausen, 2011. OCLC : 844796452.
- [18] A. Sciacovelli, A. Vecchi, and Y. Ding. Liquid air energy storage (laes) with packed bed cold thermal storage from component to system level performance through dynamic modelling. *Applied Energy*, 190(Supplement C) :84 – 98, 2017.
- [19] H. Ibrahim, R. Younes, A. Ilinca, M. Dimitrova, and J. Perron. Study and design of a hybrid wind diesel compressed air energy storage system for remote areas. *Applied Energy*, 87(5) :1749 – 1762, 2010.
- [20] Hussein Ibrahim, Karim Belmokhtar, and Mazen Ghandour. Investigation of Usage of Compressed Air Energy Storage for Power Generation System Improving - Application in a Microgrid Integrating Wind Energy. *Energy Procedia*, 73 :305–316, 2015.
- [21] Microsoft Word - TACASWhitePaper.doc - thermaandl.pdf.
- [22] Adam Chehouri, Rafic Younes, Jean Perron, and Adrian Ilinca. A Constraint-Handling Technique for Genetic Algorithms using a Violation Factor. *Journal of Computer Science*, 12(7) :350–362, July 2016.
- [23] Hui Liu, Qing He, and Sarmad Bin Saeed. Thermodynamic analysis of a compressed air energy storage system through advanced exergetic analysis. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 8(3) :034101, 2016.
- [24] E. Jannelli, M. Minutillo, A. Lubrano Lavadera, and G. Falcucci. A small-scale CAES (compressed air energy storage) system for stand-alone renewable energy power plant for a radio base station : A sizing-design methodology. *Energy*, 78 :313–322, 2014.
- [25] R.M Dell and D.A.J Rand. Energy storage — a key technology for global energy sustainability. *Journal of Power Sources*, 100(1) :2 – 17, 2001. Journal of Power Sources Volume 100.
- [26] Annette Evans, Vladimir Strezov, and Tim J. Evans. Assessment of utility energy storage options for increased renewable energy penetration. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(6) :4141–4147, 2012.
- [27] T.M.I. Mahlia, T.J. Saktisahdan, A. Jannifar, M.H. Hasan, and H.S.C. Matseelar. A review of available methods and development on energy storage; technology update. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 33 :532 – 545, 2014.

- [28] Chi-Jen Yang and Robert B. Jackson. Opportunities and barriers to pumped-hydro energy storage in the united states. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(1) :839 – 844, 2011.
- [29] Henrik Lund and Georges Salgi. The role of compressed air energy storage (CAES) in future sustainable energy systems. *Energy Conversion and Management*, 50(5) :1172–1179, May 2009.
- [30] Young-Min Kim, Jang-Hee Lee, Seok-Joon Kim, and Daniel Favrat. Potential and Evolution of Compressed Air Energy Storage : Energy and Exergy Analyses. *Entropy*, 14(8) :1501–1521, August 2012.
- [31] Giuseppe Grazzini and Adriano Milazzo. Thermodynamic analysis of CAES/TES systems for renewable energy plants. *Renewable Energy*, 33(9) :1998–2006, September 2008.
- [32] Xing Luo, Jihong Wang, Mark Dooner, Jonathan Clarke, and Christopher Krupke. Overview of Current Development in Compressed Air Energy Storage Technology. *Energy Procedia*, 62 :603–611, 2014.
- [33] Kermit Allen. CAES : The Underground Portion. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, PAS-104(4) :809–812, July 1985.
- [34] Fengjuan He, Yujie Xu, Xinjing Zhang, Chang Liu, and Haisheng Chen. Hybrid CCHP system combined with compressed air energy storage. *International Journal of Energy Research*, pages n/a–n/a, March 2015.
- [35] Yongliang Li, Xiang Wang, Dacheng Li, and Yulong Ding. A trigeneration system based on compressed air and thermal energy storage. *Applied Energy*, 99 :316–323, November 2012.
- [36] D. O. Akinyele and R. K. Rayudu. Review of energy storage technologies for sustainable power networks. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 8 :74–91, 2014.
- [37] SustainX Inc. (Isothermal Compressed Air Energy Storage).
- [38] International Energy Agency. *Key world energy statistics*. IEA, 2016.
- [39] International Energy Agency, editor. *World energy outlook 2015*. OECD, Paris, 2016 edition, 2015. OCLC : 950563736.
- [40] American Physical Society. Challenges of Electricity Storage Technologies. Technical report, APS Panel on Public Affairs Committee on Energy and Environment, 2007.
- [41] H. Ibrahim, A. Ilinca, and J. Perron. Energy storage systems-Characteristics and comparisons. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(5) :1221–1250, June 2008.
- [42] R. B. Schainker. Executive overview : energy storage options for a sustainable energy future. In *IEEE Power Engineering Society General Meeting, 2004.*, pages 2309–2314 Vol.2, June 2004.
- [43] Liangzhong Yao, Bo Yang, Hongfen Cui, Jun Zhuang, Jilei Ye, and Jinhua Xue. Challenges and progresses of energy storage technology and its application in power systems. *Journal of Modern Power Systems and Clean Energy*, 4(4) :519–528, October 2016.
- [44] Shafiqur Rehman, Luai M. Al-Hadhrani, and Md. Mahbub Alam. Pumped hydro energy storage system : A technological review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 44 :586–598, 2015.
- [45] Ignacio Hidalgo González, Sylvain Quoilin, and Andreas Zucker. Dispa-SET 2.0 : unit commitment and power dispatch model. Technical report, European Commission, 2014.

- [46] Marcus Budt, Daniel Wolf, Roland Span, and Jinyue Yan. A review on compressed air energy storage : Basic principles, past milestones and recent developments. *Applied Energy*, 170 :250–268, 2016.
- [47] Fritz Crotogino, Klaus-Uwe Mohmeyer, and Roland Scharf. Huntorf CAES : More than 20 years of successful operation. *Orlando, Florida, USA*, 2001.
- [48] Mandhapati Raju and Siddhartha Kumar Khaitan. Modeling and simulation of compressed air storage in caverns : A case study of the Huntorf plant. *Applied Energy*, 89(1) :474–481, January 2012.
- [49] Kent (Iowa Stored Energy Plant Agency Holst, Georgianne Huff, Robert H. (Schulte Associates LLC Schulte, and Nicholas (Critelli Law Office PC Critelli. Lessons from Iowa : development of a 270 megawatt compressed air energy storage project in midwest Independent System Operator : a study for the DOE Energy Storage Systems Program., January 2012. DOI : 10.2172/1035330.
- [50] H. Ibrahim, R. Beguenane, and A. Merabet. Technical and financial benefits of electrical energy storage. In *Electrical Power and Energy Conference (EPEC), 2012 IEEE*, pages 86–91. IEEE, 2012.
- [51] R. Pena-Alzola, Rafael Sebastián, Jerónimo Quesada, and Antonio Colmenar. Review of flywheel based energy storage systems. In *Power Engineering, Energy and Electrical Drives (POWERENG), 2011 International Conference on*, pages 1–6. IEEE, 2011.
- [52] Pan Zhao, Jiangfeng Wang, and Yiping Dai. Capacity allocation of a hybrid energy storage system for power system peak shaving at high wind power penetration level. *Renewable Energy*, 75 :541–549, March 2015.
- [53] Abdul Motin Howlader, Naomitsu Urasaki, Atsushi Yona, Tomonobu Senjyu, and Ahmed Yousuf Saber. A review of output power smoothing methods for wind energy conversion systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 26 :135–146, October 2013.
- [54] R. Cardenas, R. Pena, M. Perez, J. Clare, G. Asher, and P. Wheeler. Power Smoothing Using a Flywheel Driven by a Switched Reluctance Machine. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 53(4) :1086–1093, June 2006.
- [55] P. Li. Energy storage is the core of renewable technologies. *IEEE Nanotechnology Magazine*, 2(4) :13–18, December 2008.
- [56] Dti Report. Review of electrical energy storage technologies and systems and of their potential for the UK. Technical report, UK Department of Trade and Industry, 2004.
- [57] Anna Stoppato and Alberto Benato. The importance of energy storage. *Energy Storage*, 4 :1, 2017.
- [58] S. Mekhilef, R. Saidur, and A. Safari. Comparative study of different fuel cell technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(1) :981–989, January 2012.
- [59] Steven G. Chalk and James F. Miller. Key challenges and recent progress in batteries, fuel cells, and hydrogen storage for clean energy systems. *Special issue including selected papers from the 3rd International Conference on Materials for Advanced Technologies (ICMAT 2005, Singapore, Malaysia) and the Summer School on Synthesis of Nanostructured Materials for Polymer Batteries (Augustów, Poland) together with regular papers*, 159(1) :73–80, September 2006.

- [60] Ioannis Hadjipaschalis, Andreas Poullikkas, and Venizelos Efthimiou. Overview of current and future energy storage technologies for electric power applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(6) :1513–1522, August 2009.
- [61] S. Arepalli, H. Fireman, C. Huffman, P. Moloney, P. Nikolaev, L. Yowell, K. Kim, P. A. Kohl, C. D. Higgins, S. P. Turano, and W. J. Ready. Carbon-nanotube-based electrochemical double-layer capacitor technologies for spaceflight applications. *JOM*, 57(12) :26–31, December 2005.
- [62] Felix A. Farret and M. Godoy Simões. *Integration of Alternative Sources of Energy*. John Wiley & Sons, January 2006. Google-Books-ID : a8BJ3zYYd3MC.
- [63] S. C. Smith, P. K. Sen, and B. Kroposki. Advancement of energy storage devices and applications in electrical power system. In *2008 IEEE Power and Energy Society General Meeting - Conversion and Delivery of Electrical Energy in the 21st Century*, pages 1–8, July 2008.
- [64] A. Kusko and J. DeDad. Short-term, long-term, energy storage methods for standby electric power systems. In *Fourtieth IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2005 Industry Applications Conference, 2005.*, volume 4, pages 2672–2678 Vol. 4, October 2005.
- [65] J. Ruer. Installation et procedes de stockage et restitution d’énergie electrique. March 2010.
- [66] Frazer W. Gay. Means for storing fluids for power generation, January 1948. U.S. Classification 405/53, 52/169.6, 290/52, 60/39.511, 60/39.27, 62/53.1, 290/4.00D, 290/2, 405/35, 60/39.17; International Classification F02C6/00, B65G5/00, F02C6/16; Cooperative Classification F02C6/16, B65G5/00, Y02E60/15; European Classification F02C6/16, B65G5/00.
- [67] B. J. Davidson, I. Glendenning, R. D. Harman, A. B. Hart, B. J. Maddock, R. D. Moffitt, V. G. Newman, T. F. Smith, P. J. Worthington, and J. K. Wright. Large-scale electrical energy storage. *IEE Proceedings A - Physical Science, Measurement and Instrumentation, Management and Education - Reviews*, 127(6) :345–385, July 1980.
- [68] Laijun Chen, Tianwen Zheng, Shengwei Mei, Xiaodai Xue, Binhui Liu, and Qiang Lu. Review and prospect of compressed air energy storage system. *Journal of Modern Power Systems and Clean Energy*, 4(4) :529–541, October 2016.
- [69] Richard Baxter. *Energy Storage. A Nontechnical Guide*. PennWell Corp, Tulsa, Okla, 2007. OCLC : ocm74029366.
- [70] Samir Succar and Robert H Williams. Compressed air energy storage : theory, resources, and applications for wind power. *Princeton environmental institute report*, 8, 2008.
- [71] Septimus van der Linden. Bulk energy storage potential in the USA, current developments and future prospects. *Energy*, 31(15) :3446–3457, December 2006.
- [72] James Mason, Vasilis Fthenakis, Ken Zweibel, Tom Hansen, and Thomas Nikolakakis. Coupling PV and CAES power plants to transform intermittent PV electricity into a dispatchable electricity source. *Progress in Photovoltaics : Research and Applications*, 16(8) :649–668, December 2008.
- [73] Frank S. Barnes and Jonah G. Levine. *Large energy storage systems handbook*. CRC press, 2011.
- [74] RWE AG - Our Company.
- [75] RWE Power. Adele-adiabatic compressed-air energy storage for electricity supply. *RWE Power AG, Essen/Koln*, 2010.

- [76] Matthias Finkenrath, Simone Pazzi, Michele D'Ercole, Roland Marquardt, Peter Moser, and M. Zunft S. Klafki. Status and technical challenges of advanced Compressed Air Energy Storage (CAES) technology. In *2009 International Workshop on Environment and Alternative Energy, Monachium*, 2009.
- [77] The first CAES merchant - Modern Power Systems.
- [78] John Funk and The Plain Dealer. FirstEnergy postpones project to generate electricity with compressed air.
- [79] S. Eckroad and I. Gyuk. EPRI-DOE handbook of energy storage for transmission & distribution applications. *Electric Power Research Institute, Inc*, pages 3–35, 2003.
- [80] Jeff St John. Texas to Host 317 MW of Compressed Air Energy Storage, July 2013.
- [81] Compressed Air Battery - EnergetixFinancialStatement2008presentation.pdf.
- [82] Introducing Compressed Air Batteries US- Advanced Energy 2011 - Introducing Compressed Air Batteries US- Advanced Energy 2011.pdf.
- [83] admin. Highview Power.
- [84] ShengWei Mei, JunJie Wang, Fang Tian, LaiJun Chen, XiaoDai Xue, Qiang Lu, Yuan Zhou, and XiaoXin Zhou. Design and engineering implementation of non-supplementary fired compressed air energy storage system : TICC-500. *Science China Technological Sciences*, 58(4) :600–611, April 2015.
- [85] A. Kere, V. Goetz, X. Py, R. Olives, and N. Sadiki. Modeling and integration of a heat storage tank in a compressed air electricity storage process. *Energy Conversion and Management*, 103(Supplement C) :499 – 510, 2015.
- [86] Hao Peng, Rui Li, Xiang Ling, and Huihua Dong. Modeling on heat storage performance of compressed air in a packed bed system. *Applied Energy*, 160 :1–9, December 2015.
- [87] Hao Peng, Yu Yang, Rui Li, and Xiang Ling. Thermodynamic analysis of an improved adiabatic compressed air energy storage system. *Applied Energy*, 183 :1361–1373, 2016.
- [88] Edward Barbour, Dimitri Mignard, Yulong Ding, and Yongliang Li. Adiabatic Compressed Air Energy Storage with packed bed thermal energy storage. *Applied Energy*, 155 :804–815, October 2015.
- [89] Ryan Anderson, Liana Bates, Erick Johnson, and Jeffrey F. Morris. Packed bed thermal energy storage : A simplified experimentally validated model. *Journal of Energy Storage*, 4 :14–23, December 2015.
- [90] A. Rogers, A. Henderson, X. Wang, and M. Negnevitsky. Compressed air energy storage : Thermodynamic and economic review. In *2014 IEEE PES General Meeting | Conference Exposition*, pages 1–5, July 2014.
- [91] Renaud Gicquel. *Energy systems : a new approach to engineering thermodynamics*. CRC Press, 2011.
- [92] Onkar Singh. *Applied Thermodynamics*. New Age International, January 2009.
- [93] Stephen E. Crane, Edwin P. Berlin Jr, and others. *Energy storage system utilizing compressed gas*. Google Patents, August 2012.
- [94] Benjamin R. Bollinger. *System and method for rapid isothermal gas expansion and compression for energy storage*. Google Patents, September 2010.

- [95] Michael W. Coney, P. Stephenson, A. Malmgren, C. Linnemann, R. E. Morgan, R. A. Richards, R. Huxley, and H. Abdallah. Development of a reciprocating compressor using water injection to achieve quasi-isothermal compression. 2002.
- [96] Gerard M. Crawley. *Energy Storage*. World Scientific, June 2017. Google-Books-ID : 3gQrD-wAAQBAJ.
- [97] R. Jilek, J. Gurecky, S. Rusnok, and P. Sobota. Electricity storage systems using compressed air. In *2015 16th International Scientific Conference on Electric Power Engineering (EPE)*, pages 453–458, May 2015.
- [98] Y. M. Kim and D. Favrat. Energy and exergy analysis of a micro-compressed air energy storage and air cycle heating and cooling system. *Energy*, 35(1) :213–220, January 2010.
- [99] Andrea L. Facci, David SÃfÃnchez, Elio Jannelli, and Stefano Ubertini. Trigenerative micro compressed air energy storage : Concept and thermodynamic assessment. *Applied Energy*, 158 :243–254, November 2015.
- [100] Jin-Long Liu and Jian-Hua Wang. Thermodynamic analysis of a novel tri-generation system based on compressed air energy storage and pneumatic motor. *Energy*, 91 :420–429, November 2015.
- [101] Gayathri Venkataramani and Velraj Ramalingam. Performance analysis of a small capacity compressed air energy storage system for renewable energy generation using TRNSYS. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 9(4) :044106, July 2017.
- [102] Andrew J. Pimm, Seamus D. Garvey, and Maxim de Jong. Design and testing of Energy Bags for underwater compressed air energy storage. *Energy*, 66 :496–508, March 2014.
- [103] David Marcus. Fuel-free geologic compressed air energy storage from renewable power : Task # 1 Deliverable Report. Technical report, October 2011.
- [104] TechnoCentre eolien Le site nordique experiment en eolien corus un laboratoire de naturel unique a la disposition de la recherche en eolien (2013).
- [105] Active Power Ships First CleanSource XR Unit, December 2004.
- [106] Compressed-Air Propulsion.
- [107] Tramway Information - Compressed Air Trams.
- [108] Royce N. Brown. *Compressors : selection and sizing*. Elsevier, Gulf Professional Publ, Amsterdam, 3. ed edition, 2005. OCLC : 249201865.
- [109] Mahesh M. Rathore and Raul Raymond Kapuno. *Engineering Heat Transfer*. Jones & Bartlett Learning, August 2011.
- [110] Sadhu Singh. *Basic Mechanical Engineering*. S. Chand Publishing, 2009. Google-Books-ID : XYorDAAAQBAJ.
- [111] Michael J. Moran, Howard N. Shapiro, Daisie D. Boettner, and Margaret Bailey. *Fundamentals of engineering thermodynamics*. John Wiley & Sons, 2010.
- [112] Michael Boles and Yunus Cengel. *Thermodynamics : An Engineering Approach*. McGraw-Hill Education, January 2014.
- [113] Robert Balmer. *Modern Engineering Thermodynamics*. 12 2010.
- [114] Michael J. Moran, editor. *Introduction to thermal systems engineering : thermodynamics, fluid mechanics, and heat transfer*. Wiley, Hoboken, NJ, 2003.

- [115] William H Press, Saul A Teulolsky, William T Vetterling, and Brian P Flannery. *Numerical recipes : the art of scientific computing*. Cambridge University Press, Cambridge, UK; New York, 2007. OCLC : 748025266.
- [116] DQ Kern and BK Dutta. *Process Heat Transfer*. Tata McGraw Hill, 1965 edition, 1950.
- [117] H. S. Lee. *Thermal Design : Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells*. John Wiley & Sons, November 2010.
- [118] Ibrahim Dincer and Marc A. Rosen. *Exergy : Energy, Environment and Sustainable Development*. Newnes, December 2012. Google-Books-ID : FrUolHxhGVYC.
- [119] Tadeusz Jozef Kotas. *The exergy method of thermal plant analysis*. London [u.a.] : Butterworths, 1985. OCLC : 12371360.
- [120] Ibrahim Dincer and Marc A. Rosen. Chapter 1 - exergy and its ties to the environment, economics, and sustainability. In Ibrahim Dincer and Marc A. Rosen, editors, *Exergy Analysis of Heating, Refrigerating and Air Conditioning*, pages 1 – 42. Elsevier, Boston, 2015.
- [121] Ibrahim Dincer and Calin Zamfirescu. Chapter 1 - fundamentals of thermodynamics. In Ibrahim Dincer and Calin Zamfirescu, editors, *Advanced Power Generation Systems*, pages 1 – 53. Elsevier, Boston, 2014.
- [122] Xusheng Wang, Cheng Yang, Manman Huang, and Xiaoqian Ma. Multi-objective optimization of a gas turbine-based {CCHP} combined with solar and compressed air energy storage system. *Energy Conversion and Management*, 164 :93 – 101, 2018.
- [123] Erren Yao, Huanran Wang, Ligang Wang, Guang Xi, and Francois Marechal. Thermo-economic optimization of a combined cooling, heating and power system based on small-scale compressed air energy storage. *Energy Conversion and Management*, 118 :377 – 386, 2016.
- [124] Wenyi Liu, Linzhi Liu, Luyao Zhou, Jian Huang, Yuwen Zhang, Gang Xu, and Yongping Yang. Analysis and optimization of a compressed air energy storage-combined cycle system. *Entropy*, 16(6) :3103–3120, 2014.
- [125] Adrian Bejan, George Tsatsaronis, and Michael Moran. *Thermal Design and Optimization*. John Wiley & Sons, New York, 1995.
- [126] Mehmet Kanoglu, Ibrahim Dincer, and Marc A. Rosen. Understanding energy and exergy efficiencies for improved energy management in power plants. *Energy Policy*, 35(7) :3967 – 3978, 2007.
- [127] Ligang Wang, Yongping Yang, Tatiana Morosuk, and George Tsatsaronis. Advanced thermodynamic analysis and evaluation of a supercritical power plant. *Energies*, 5(6) :1850–1863, 2012.
- [128] J.M. Campbell, L.L. Lilly, and R.N. Maddox. *Gas Conditioning and Processing : Volume 2 : The Equipment Modules*. Campbell Petroleum Series, 1984.
- [129] Paul Denholm and Gerald L. Kulcinski. Life cycle energy requirements and greenhouse gas emissions from large scale energy storage systems. *Energy Conversion and Management*, 45(13) :2153–2172, August 2004.
- [130] Yao-Chen Chuang, Chyi-Tsong Chen, and Chyi Hwang. A real-coded genetic algorithm with a direction-based crossover operator. *Information Sciences*, 305 :320–348, 2015.

- [131] John Henry Holland. *Adaptation in natural and artificial systems : an introductory analysis with applications to biology, control, and artificial intelligence*. University of Michigan Press, 1975.
- [132] Randy L. Haupt and Sue Ellen Haupt. *Practical Genetic Algorithms*. John Wiley & Sons, July 2004.
- [133] Lawrence Davis. *Handbook of genetic algorithms*. 1991.
- [134] Kalyanmoy Deb and Ram Bhushan Agrawal. Simulated Binary Crossover for Continuous Search Space. *Complex Systems*, 9(2), 1995.
- [135] Claudio Comis Da Ronco and Ernesto Benini. A Simplex Crossover based evolutionary algorithm including the genetic diversity as objective. *Applied Soft Computing*, 13(4) :2104–2123, 2013.

Thèse de Doctorat

Thomas GUEWOUE

Système intégré et multifonctionnel de stockage électrique thermique avec l'option de tri-génération

Integrated and multifunctional system for electrical and thermal energy storage with tri-generation option

Résumé

Pour faire face aux changements climatiques, la transition énergétique s'impose aujourd'hui comme une évidence. Les sources d'énergie renouvelables devant aider à cette transition sont caractérisées par leurs intermittences qui requièrent des dispositifs de stockages afin de garantir la fiabilité des systèmes énergétique utilisant ces dernières. Le stockage d'électricité par air comprimé (CAES) est l'un de ces dispositifs de stockage d'énergie. Cependant, dans sa configuration actuellement commercialisée, le CAES brûle en phase de décharge du gaz naturel afin d'améliorer le rendement de conversion du système. Le présent travail contribue à la diminution de l'empreinte écologique de cette technique de stockage en proposant un système de taille réduite n'utilisant aucune source d'énergie fossile. Dans un premier temps, une modélisation thermodynamique fine d'un tel système est faite en fonction des types de composants choisis et de leurs comportements thermiques (adiabatique, polytropique). Une étude expérimentale visant à démontrer la faisabilité d'un tel système est par la suite réalisée sur un prototype de laboratoire. Le très faible rendement de conversion expérimental obtenu (4%), bien que confirmant la faisabilité technique nous a suggéré une optimisation du système de stockage proposé. L'algorithme génétique à codage réel, modifié afin de stabiliser et d'accélérer sa convergence est présenté de façon détaillée puis utilisé pour identifier un ensemble de 13 paramètres maximisant le rendement exergétique du système. Un rendement électrique de conversion d'environ 20% est obtenu sur le système optimisé pour un rendement énergétique global de plus de 75%.

Mots clés

Stockage d'électricité par air comprimé à petite échelle, analyse thermodynamique, analyse exergétique, dimensionnement des échangeurs, optimisation, algorithme génétique à codage réel, méthode dite de violation de contraintes.

Abstract

To address climate change, the transition to a decarbonized energy system is self-evident. The renewable energy sources to support this energy transition are intermittent. Therefore, they should be coupled at an electrical storage system to ensure the reliability of power system using same. Compressed air energy storage (CAES) happens to be one of these technologies of energy storage. Unfortunately, in its current configuration, CAES requires the combustion of natural gas during the discharging periods to improve the global energy efficiency of system. This work contributes to the reduction of the environmental footprint of compressed air energy storage by proposing a small-scale CAES using no fossil fuel energy source. Initially, a careful thermodynamic modeling of such a storage system is made according to the types of components chosen and to their thermal behavior (adiabatic or polytropic). Subsequently, for demonstrating its feasibility, a comprehensive experimental investigation was performed on experimental prototype existing in our lab. The very low experimental conversion efficiency obtained (4%) although confirming the technical feasibility, it has suggested that the proposed storage system should be optimized. A modified real coded genetic algorithm to stabilize and accelerate its convergence is documented here and used to identify a set of thirteen parameters who maximize the global exergy efficiency of proposed electric energy storage system. The result of the optimization indicates that in the optimum operating point, the electrical efficiency of storage system is about 20% for a round trip efficiency of 75%.

Key Words

Small scale compressed energy storage (SS-CAES), Thermodynamic analysis, Exergy analysis, heat exchangers sizing, optimization, Real Coded Genetic Algorithm (RCGA), Violation Constraint-Handling method.