



Université du Québec à Chicoutimi

MODULE D'INGÉNIERIE

GÉNIE MÉCANIQUE

6GIN555 PROJET DE CONCEPTION EN INGÉNIERIE

RAPPORT FINAL

**DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME HYBRIDE AUTONOME EOLIEN-DIESEL AVEC
STOCKAGE D'AIR COMPRI ME POUR TOUR DE MESURE ATMOSPHERIQUE EN
REGION NORDIQUE ISOLEE
PHASE 1**

Préparé par

HARVEY, DEREK

BLAIS, SIMON

Pour

PERRON, JEAN, Ph.D

LABORATOIRE INTERNATIONAL DES MATÉRIAUX ANTIGIVRE

26 aout 2010

COORDONNATEUR :

PARADIS, JACQUES, ING.

CONSEILLER :

FORTIN, GUY, Ph.D, ING.

Approbation du plan de cours pour diffusion

Nom du conseiller : Guy Fortin, ing., Ph.D.

Date : 26 aout 2010

Signature :

REMERCIEMENTS

La réalisation de ce projet aurait été impossible sans la contribution et le support de M. Jean Perron et du Laboratoire International des matériaux antigivre. Remerciements sincères à M. Guy Fortin, conseiller, pour avoir partagé son expertise et sa passion pour l'ingénierie tout au cours de ce projet. Merci aussi aux techniciens du LIMA, Martin Truchon et Carol Mercier, pour leur travail sur la génératrice et leur partage de connaissance. Finalement, on aimerait remercier Yannick Gagnon, technicien en travaux pratique à l'UQAC, pour nous avoir permis de procéder à nos expérimentations dans le laboratoire de mécanique et pour sa patience et son intérêt.

RESUME

Ce projet de synthèse réalisé dans le cadre du baccalauréat en génie mécanique à l'Université du Québec à Chicoutimi consistait à effectuer le dimensionnement d'un système hybride éolien-diesel avec stockage d'air comprimé (SHEDAC). Cette étape de dimensionnement est la première phase d'un projet visant à concevoir un banc d'essais pour étudier la rentabilité d'un tel système. L'implantation d'un système de stockage d'air comprimé à une installation éolien-diesel permet un stockage énergétique additionnel aux batteries et de réduire les coûts en carburant diesel. Les objectifs principaux étaient de déterminer la quantité, la puissance et le type de batteries, la capacité du réservoir d'air comprimé et du compresseur et la puissance de l'éolienne. Pour y arriver, les objectifs secondaires étaient d'identifier la charge de la tour de mesure en fonction de la génératrice diesel du LIMA, le temps de fonctionnement de la génératrice et sa consommation d'air.

Dans un premier temps, une recherche sur la consommation des instruments typiquement utilisés sur une tour de mesure en milieu nordique a permis d'identifier la charge de 15 kWh qui doit être reproduit sur le banc d'essais. À partir de cette charge, la capacité de la banque de batterie a été identifiée pour un cycle de déchargement de 8 heures. Des études ont été réalisées auparavant afin d'identifier le type de batteries convenant le mieux pour une telle application. Le temps d'utilisation de la génératrice en situation de vent nul pour recharger la banque de batterie à par la suite été déterminé à 1,6 heures. Des expérimentations sur la génératrice diesel ont été réalisées afin de tenter d'identifier la pression de suralimentation en air comprimé minimisant la consommation d'essence. En absence de résultats concluant, la pression de suralimentation fut considérée à 10 PSI. Le calcul de la consommation d'air de la génératrice diesel en fonction de la pression de suralimentation et de la cylindrée du moteur a ouvert la voie pour le dimensionnement du réservoir d'air comprimé et l'étude du compresseur pouvant être utilisé. Par la suite, différents profils de vent ont été élaborés à l'aide de la loi de Rayleigh et un processus approximatif de sélection de la puissance éolienne à installer selon la vitesse moyenne du profil de vent a été développé. Finalement, une stratégie de contrôle du système est proposée pour un site où la vitesse moyenne du vent est de 5 m/s.

L'étude a permis de conclure que la capacité de la banque de batteries, de type AGM, pour soutenir la charge sur un cycle de 8 heures est de 650 A-h. La masse d'air nécessaire pour alimenter la génératrice au cours d'un rechargement des batteries est de 137.6 kg. Un réservoir de 19 m³ est alors nécessaire si l'air est stocké à 100 PSI et à température pièce. Un compresseur de 2 HP est nécessaire pour comprimer l'air à un débit de 10 CFM et, pour un tel compresseur, environ 150 minutes seront nécessaires pour remplir le réservoir. Pour le site considérée, la méthode de sélection de l'éolienne a permis de conclure qu'une éolienne d'au moins 10 kW est nécessaire. Celle-ci est en mesure de supporter la charge de la tour de mesure à partir d'un vent de 5 m/s et d'alimenter le compresseur à partir d'un vent de 8 m/s. Si la fréquence des vents respecte la loi de Rayleigh, l'éolienne serait en mesure de supporter la charge de la tour de mesure sur 53% de l'année. Selon ces informations, une stratégie de contrôle a été suggérée en fonction de trois priorités; soutenir la charge, recharger les batteries et comprimer l'air.

Table des matières

Remerciements.....	3
Résumé	4
Liste des figures	6
Liste des tableaux.....	6
I Introduction	7
II Présentation du projet	7
II.1 Description de l'entreprise.....	7
II.2 Description de l'équipe de travail.....	8
II.3 Problématique et état de l'art reliés au projet.....	8
II.4 Objectifs généraux et spécifiques du projet.....	10
III Aspects techniques et éléments de conception relatifs au projet	10
III.1 Méthodologie générale utilisée.....	10
III.2 Identification de la charge soutenue par le banc d'essais	10
III.3 Détermination de la pression de suralimentation de la génératrice diesel.....	14
III.3.1 Effet de la suralimentation d'un moteur diesel	14
III.3.2 Expérimentations et résultats.....	14
III.3.3 Discussion des résultats sur la consommation de carburant de la génératrice.....	16
III.4 Consommation d'air de la génératrice	17
III.5 Éléments de conceptions.....	20
III.5.1 Système de stockage d'énergie électrique, la banque de batterie.....	20
III.5.2 Dimensionnement du réservoir d'air comprimé	27
III.5.3 Dimensionnement du compresseur.....	34
III.5.4 Élaboration des profils de vent	40
III.5.5 Puissance éolienne	42
III.5.6 Stratégie de contrôle.....	46
III.5.7 feuille de calcul	50
IV Bilan des activités	51
IV.1 Arrimage formation pratique/universitaire	51
IV.2 Travail d'équipe.....	51
IV.3 Respect de l'échéancier	52
IV.4 Analyse et discussion.....	55
VII Conclusion et recommandations	56
Bibliographie	59
Annexes.....	60

Annexe 1 : Feuille de calculs	60
-------------------------------------	----

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Système hybride éolien-diesel air comprimé schématisé.....	9
Figure 2: Génératrice diesel KCG-5000DES.....	11
Figure 3: Tour de mesure du vent typique de 60 m.....	12
Figure 4: Consommation de carburant en fonction du mode d'opération et de la charge de la génératrice.....	16
Figure 5: Moteur Diesel à quatre temps.....	18
Figure 6: Zone de fonctionnement recommandé pour une batterie à décharge profonde.....	20
Figure 7 : Variation de la capacité d'une batterie C/20 en fonction du temps de décharge.....	23
Figure 8 : Capacité réelle de la batterie en fonction de la température.....	24
Figure 9 : Schéma de la Banque de batterie.....	26
Figure 10: Système d'air comprimé du banc d'essais SHEDAC.....	27
Figure 11: Aspiration de d'air d'un compresseur à piston.....	34
Figure 12: Refoulement d'un compresseur à piston.....	35
Figure 13: Détermination du Taux de compression.....	36
Figure 14: Temps de fonctionnement du compresseur en fonction de sa puissance avec un rendement de 100% et de 65%.....	38
Figure 15: Distribution de Rayleigh pour différentes vitesses moyennes.....	42
Figure 16: Énergie cinétique du vent circulant dans la section du rotor.....	43
Figure 17: Courbe de puissance typique.....	44
Figure 18: Méthode approximative pour le choix de l'éolienne.....	45
Figure 19: Courbe de puissance éolienne Bergey de 10 kW.....	46
Figure 20: Diagramme de gantt.....	54

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1: Liste des instruments de mesure présent sur la génératrice.....	11
Tableau 2: Caractéristiques individuelles des instruments de mesure.....	13
Tableau 3: Mesures expérimentales du débit.....	19
Tableau 4: Comparatifs entre les différents types de batteries à décharge profonde.....	22
Tableau 5: Volume du réservoir principal pour différentes pression de stockage et de suralimentation.....	32
Tableau 6: Facteur de correction du volume en fonction de l'altitude.....	39
Tableau 7: Temps et intensité de recharge des batteries si complètement vide en conditions givrantes et non-givrantes.....	48
Tableau 8: Puissance éolienne en fonction de la vitesse moyenne de vent.....	49

I INTRODUCTION

L'installation d'équipement dans des zones isolées ou difficiles d'accès est problématique lorsqu'il est impossible de raccorder l'installation à un réseau électrique. La création d'un micro-réseau s'avère alors nécessaire et plus souvent qu'autrement ces systèmes sont alimentés par des génératrices diesels. Dans l'objectif de réduire les coûts d'énergie, on couple fréquemment à ces installations des sources d'énergie secondaires telles que des panneaux solaires et/ou des éoliennes. L'introduction de ces sources d'énergie variables offrent, dans certaines situations, des possibilités de stockage d'énergie additionnelles aux batteries conventionnellement utilisées. Monsieur Hussein Ibrahim a développé le Système Hybride Éolien Diesel Air Comprimé (SHEDAC) lors de sa thèse de doctorat. Le SHEDAC est un système hybride éolien-diesel qui emmagasine de l'air comprimé pour alimenter directement le moteur diesel de la génératrice. Dans l'optique de réaliser une étude de rentabilité d'un système de stockage d'énergie sous forme d'air comprimé, un banc d'essais sera conçu au cours de projets étudiants. Le projet du banc d'essais est divisé en trois phases, ce travail de dimensionnement se veut être la première phase de ce projet.

Ce projet de dimensionnement aborde donc les variables principales nécessaires pour la conception future du banc d'essai. Le rapport résume les travaux réalisés sur l'identification de la charge de la tour de mesure, le stockage d'énergie à l'aide de batteries, la pression de suralimentation et la consommation d'air et de carburant de la génératrice, le système de stockage d'air comprimé, la sélection du compresseur, la simulation de l'apport d'énergie éolien pour différents profils de vents et sur une stratégie de contrôle du système. De plus, les calculs de dimensionnements utilisés ont été intégrés dans une feuille de calcul pour faciliter toute modifications futures.

Les résultats obtenus dans le cadre de ce projet orienteront la phase d'assemblage du banc d'essais et permettront aux étudiants d'apprendre sur l'opération d'un système hors réseau éolien-diesel avec stockage d'air comprimé. Ce document forme donc la base sur laquelle les travaux futurs de la réalisation du banc d'essai s'appuyront.

II PRESENTATION DU PROJET

II.1 DESCRIPTION DE L'ENTREPRISE

Le LIMA est un Laboratoire de recherche sur le givre et la neige rattaché au Département des sciences appliquées de l'Université du Québec à Chicoutimi (UQAC) qui effectue des travaux de pointe en vue de résoudre les problèmes de givrage dans le domaine des transports et d'en minimiser les inconvénients. Il est composé d'une équipe pluridisciplinaire qui regroupe des professeurs-chercheurs, des gestionnaires de projets, des assistants de recherche, des techniciens, ainsi que des étudiants de premier cycle et de cycles supérieurs dont il contribue à la formation technique et scientifique. Laboratoire indépendant, il offre des services spécialisés aux manufacturiers de produits dégivrants pour aéronefs. Il effectue également des travaux de recherche et de développement pour les industries ainsi que les organisations gouvernementales ou non gouvernementales aux prises avec les problèmes de givrage.

Ces activités de recherche et développement contribuent entre autres au développement des produits dégivrants et antigivre qui doivent être à la fois efficaces et sécuritaires dans les conditions de glace les plus sévères, de système de dégivrage à faible énergie pour les avions et les hélicoptères ainsi que les éoliennes, dans l'évaluations des appareils de mesure

utilisés dans les aéroports et les parcs éoliens et de la caractérisation des événements givrants dans les parcs éoliens.

En recherche fondamentale, il travaille sur la compréhension des phénomènes physiques liés à la formation du givre et à son arrachement ainsi que sur la simulation expérimentale et numérique de la formation et l'arrachement de la glace atmosphérique et sur la mise à l'échelle pour reproduire les phénomènes d'accrétion de la glace en soufflerie. En recherche appliquée, son expérience réside dans l'évaluation de la performance des liquides appliqués sur les aéronefs aux aéroports, des produits glaciophobes et des systèmes de dégivrage. Il a développé des techniques pour reproduire, dans des conditions contrôlées de laboratoire, diverses conditions météorologiques contribuant à former des dépôts de givre et de verglas afin d'évaluer la performance des produits dégivrants et antigivre et de valider les différents modèles numériques de simulation développés. Il dispose notamment de deux souffleries réfrigérées où l'on simule le décollage des petits et gros transporteurs et de quatre chambres climatiques où l'on reproduit de façon contrôlée la gelée, le brouillard givrant, la bruine verglaçante, la pluie verglaçante et la neige artificielle. De plus, le LIMA est le seul Laboratoire au plan mondial qui peut certifier la performance aérodynamique des fluides dégivrants et antigivre utilisés sur les aéronefs. Il a obtenu son accréditation en 1997 de la Performance Review Institute (PRI), affiliée à la Society of Automotive Engineers (SAE). Cette accréditation a été reconduite en septembre 2002 pour une nouvelle période de 5 ans.

II.2 DESCRIPTION DE L'ÉQUIPE DE TRAVAIL

Les étudiants assignés à ce projet, Derek Harvey et Simon Blais, sont tout les deux des étudiants au baccalauréat en génie mécanique à l'Université du Québec à Chicoutimi. Derek Harvey aura complété le programme de formation de premier cycle suite à la réalisation de ce projet tandis que Simon Blais débutera sa dernière année au baccalauréat à l'automne 2010. Outre sa formation en génie mécanique, Simon est un mordue de la mécanique automobile et s'intéresse aussi au contrôle de système mécanique. Derek en est à sa deuxième expérience avec le LIMA, il est stimulé par les défis reliés au givrage et à l'énergétique, il planifie poursuivre des études supérieures avec le LIMA à partir de l'automne 2010.

L'équipe de travail affectée à ce projet à l'intérieur du LIMA était composée principalement du conseiller, Guy Fortin, Ph.D ing., et des techniciens Martin Truchon et Carol Mercier. Chercheur sénior au LIMA, M. Fortin est impliqué dans plusieurs projets de recherche concernant le givrage et le dégivrage. Les connaissances de M. Fortin sont larges, celui-ci a beaucoup d'expérience et il excelle en matière de modélisation par éléments finis, de la physique de la glace, et de la thermodynamique reliée aux événements de givrage. De plus celui-ci détient une excellente base en tout ce qui touche le génie mécanique. Les techniciens, Martin et Carol, ont été impliqués dans de nombreux projets réalisés au LIMA. Tous deux très polyvalents, leur talent est le résultat d'une grande expérience et d'une passion pour les sciences appliquées. Parfaitement au courant des développements technologiques, ils sont une excellente ressource pour tout problème de conception en mécanique, informatique et électrique.

II.3 PROBLÉMATIQUE ET ÉTAT DE L'ART RELIÉS AU PROJET

En territoire nordique, l'alimentation en énergie des tours de mesure atmosphérique peut s'avérer compliquée lorsqu'aucun réseau électrique n'est disponible. Dans cette situation, une génératrice diesel est utilisée pour recharger une banque de batteries qui alimente les instruments de la tour. Les batteries sont soumises à une demande énergétique

considérable puisque celles-ci doivent simultanément; alimenter les instruments de la tour et protéger certains instruments contre les conditions climatiques extrêmes en leur fournissant de la chaleur. Cette forte demande énergétique se traduit par une forte consommation de carburant au niveau de la génératrice diesel. Dans de telles régions, l'isolement rend le coût du carburant beaucoup plus important en raison du transport qui doit parfois s'effectuer par hélicoptère. Ceci se traduit par un coût du carburant aux environs de 1.50\$ du litre, pour un cout du kWh résultant entre \$0.40 et \$0.90 en 2009. Il était donc naturel que les responsables de telles installations, désireux de réduire les coûts en énergie, aient entrepris de coupler des éoliennes au système génératrice/batteries déjà présent. Une éolienne, à elle seule, ne peut pas assurer l'alimentation des batteries en raison du vent qui est imprévisible, c'est pourquoi, l'utilisation de génératrices ne peut pas être éliminée complètement. D'autre part, une fois les batteries rechargées et sans capacité d'emmagasinage électrique additionnelle, une partie de la production d'énergie de l'éolienne peut être perdue. Pour accroître la performance du couplage éolien-diesel, le surplus d'énergie produite par l'éolienne peut être emmagasiné sous forme d'air comprimé (Figure 1).

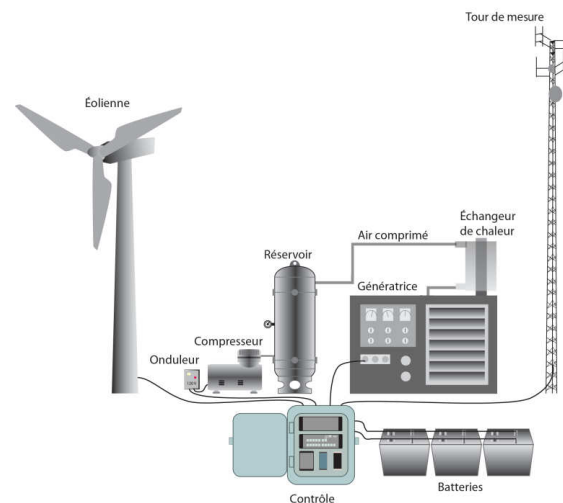


FIGURE 1 : SYSTÈME HYBRIDE ÉOLIEN-DIESEL AIR COMPRIMÉ SCHÉMATISÉ

Ce système d'emmagasinage d'air comprimé est simple, peu onéreux et peu polluant comparativement aux batteries, exigeant seulement l'addition d'un compresseur et d'un réservoir d'air comprimé.

Tandis que le couplage d'éoliennes à des systèmes hors réseau est assez répandu mondialement, le stockage d'air comprimé est une technologie en développement et peu appliquée. Le stockage d'énergie sous forme d'air comprimé a été abordé en profondeur dans la thèse de doctorat produit par M. Ibrahim Hussein, Ph.D ing. L'utilisation d'air comprimé offre plusieurs possibilités de récupération d'énergie, la méthode qui sera mis en application pour le banc d'essai d'un SHEDAC est celle ayant été expérimentée dans le cadre des travaux de M. Hussein. La méthode consiste à utiliser l'air comprimé stocké pour alimenter directement la génératrice diesel lors de ses périodes de fonctionnement. Ce principe permet d'avoir les avantages d'un turbocompresseur sans en avoir les effets négatifs de celui-ci. La suralimentation d'air du moteur diesel permet d'augmenter la puissance du moteur sans modification du régime et de la cylindrée du moteur, et ce sans augmentation importante de la consommation de carburant. Le banc d'essais réalisé dans le cadre de ce projet sera utilisé pour une première étude de rentabilité d'un tel système.

II.4 OBJECTIFS GENERAUX ET SPECIFIQUES DU PROJET

L'objectif de ce projet n'a pas été modifié depuis le plan de travail et consiste toujours à dimensionner un banc d'essais afin de démontrer la faisabilité ainsi que la viabilité d'un système hybride éolien-diesel avec stockage d'air comprimé (SHEDAC). En se basant sur la génératrice diesel disponible au LIMA, les capacités à définir sont la quantité, la puissance et le type de batteries, la puissance de l'éolienne, la capacité du réservoir d'air comprimé et la capacité du compresseur. Pour y arriver, les objectifs secondaires seront d'identifier la charge de la tour de mesure, identifier le temps de fonctionnement quotidien de la génératrice et sa consommation d'air. Une feuille de calcul pour la conception sera réalisée afin de permettre la sélection des différentes composantes d'un tel système et ce, en fonction de paramètres d'entrées fournis tel que la puissance de la tour de mesure, la qualité du site de vents et la puissance de la génératrice disponible. Pour le dimensionnement et/ou la simulation du fonctionnement de l'éolienne, des profils de vent annuel devront être défini. L'accomplissement de ces objectifs permettra de réaliser le banc d'essais du SHEDAC dans les phases suivantes du projet.

III ASPECTS TECHNIQUES ET ELEMENTS DE CONCEPTION RELATIFS AU PROJET

III.1 METHODOLOGIE GENERALE UTILISEE

La méthodologie utilisée pour la réalisation du projet est simple. Tout d'abord, l'objectif du projet a été décortiqué, permettant de diviser le travail à réaliser en plusieurs tâches étalées selon un ordre logique. Chaque tâche exige de procéder à des recherches dans la littérature afin d'orienter le travail et de ressortir les relations nécessaires pour sa réalisation. Les tâches sont discrétisées afin de répartir le travail entre les deux principaux membres de l'équipe, leurs permettant de contribuer à tous les niveaux du projet. Quotidiennement, de brèves rencontres avec le conseiller étaient organisées pour valider l'avancement des tâches. Les techniciens du LIMA ont aussi été consultés régulièrement pour des questions techniques. Chaque tâche réalisée ouvrait la voie pour la prochaine et étant donné que le projet s'attaque à plusieurs sujets de natures différentes, il était nécessaire d'être assidu sur la rédaction du travail. Cette méthode permet de ne rien oublier en fin de projet du travail qui a été réalisé, et facilite grandement la rédaction des différents rapports. Le succès de l'accomplissement de chaque tâche se mesure par la généralité des résultats. Pour réaliser le dimensionnement des composantes, certaines hypothèses doivent être posées mais ont désire arriver à un processus de dimensionnement général, applicable pour une multitude de situations dans le domaine des systèmes autonomes. De cette façon, même si des modifications sont apportées aux hypothèses de fonctionnements du banc d'essais, la feuille de calcul permettra de facilement modifier les résultats du dimensionnement.

III.2 IDENTIFICATION DE LA CHARGE SOUTENUE PAR LE BANC D'ESSAIS

Plusieurs installations hors-réseau fonctionnant avec un système éolien-diesel et stockage d'énergie dans des batteries sont actuellement en fonction dans le monde. L'ampleur des installations est variable, par exemple on pourrait retrouver dans des secteurs isolées des tours de télécommunications, tours de mesures climatique, village, etc. Pour procéder à l'élaboration du dimensionnement du banc d'essais d'un système hybride éolien diesel avec stockage d'air comprimé, il est nécessaire d'identifier la charge électrique que supportera le micro réseau. Pour ce projet, nous suggérons d'appliquer cette nouvelle technologie pour l'alimentation d'une tour de mesure équipée avec des instruments anti-givre. Plusieurs configurations sont possibles, la charge identifiée n'est

qu'une possibilité. Par conséquent, tout les calculs de dimensionnement utilisés pour ce projet seront intégrés dans une feuille de calcul pour faciliter toutes modifications futures. Il faut mentionner qu'on néglige dans un premier temps l'apport d'énergie éolien car il est nécessaire que la génératrice à elle seule soit en mesure de supporter le système en cas de bris ou d'absence prolongé de vent. Généralement, pour éviter les problèmes dû au bris de la génératrice, deux génératrices sont utilisées.

Le banc d'essais d'un système hybride éolien diesel avec stockage d'air comprimé à concevoir se focalise sur la génératrice diesel modifiée appartenant au LIMA. Lors des travaux réalisés antérieurement dans le cadre de la thèse de doctorat de M. Hussein Ibrahim⁽¹⁹⁾, le LIMA c'est équipé de la génératrice KCG-5000DES de King Canada (Figure 2).



FIGURE 2: GÉNÉRATRICE DIESEL KCG-5000DES

Cette génératrice diesel, qui fournit une puissance de 4 500 W, est équipée d'un système de démarrage électrique et tourne à un régime constant de 3 600 RPM. La génératrice a été modifiée par l'ajout d'un turbocompresseur et instrumentée de plusieurs capteurs (Tableau 1 permettant d'établir la performance de la génératrice sous divers cas de chargement. Le montage de la génératrice est flexible, la conduite d'admission de la génératrice peut être modifiée afin d'alimenter la génératrice directement par de l'air comprimé, ce faisant le turbocompresseur est contournée à l'aide de la soupape de décharge.

TABLEAU 1: LISTE DES INSTRUMENTS DE MESURE PRÉSENT SUR LA GÉNÉRATRICE

Paramètre mesuré	Symboles	Instrument de mesure
Régime du moteur	RO1	Capteur de vitesse de rotation
Position angulaire du vilebrequin	PO1	Capteur de position
Pression ambiante	P1	Capteur de pression
Température ambiante	T1	Thermocouple
Débit d'air à l'entrée du compresseur	D1	Débitmètre
Pression d'air à la sortie du compresseur	P2	Capteur de pression
Température d'air à la sortie du compresseur	T2	Thermocouple
Pression d'air à la sortie de l'intercooler	P3	Capteur de pression
Température d'air à la sortie de l'intercooler	T3	Thermocouple
Pression dans le cylindre	P4	Capteur de pression
Débit de carburant à la sortie du réservoir	D2	Débitmètre
Pression des gaz à la sortie du moteur	P5	Capteur de pression
Température des gaz à la sortie du moteur	T5	Thermocouple
Débit des gaz à la sortie de la turbine	D3	Débitmètre
Pression des gaz à la sortie de la turbine	P6	Capteur de pression
Température des gaz à la sortie de la turbine	T6	Thermocouple

Le projet vise à reproduire un micro-réseau pour un cas d'application de tour de mesure atmosphérique, application à faible charge dans des régions hors réseau. Lorsqu'on

cible une région pour l'installation d'une ou de plusieurs éoliennes, on se base principalement sur la qualité du vent. Une première approximation du vent s'obtient à l'aide d'atlas de vent, de données d'aéroports, de la topographie du site et la présence d'arbres marqués par les vents ⁽¹⁾. Par contre, l'étude de faisabilité d'un projet éolien et son opération par la suite nécessite une meilleure connaissance du vent. Ceci s'obtient à l'aide de mesures directes sur le terrain par des instruments de mesures installés sur une tour. Une tour de mesures typique de 60 m de haut est illustrée à la Figure 3⁽¹³⁾, sera utilisée pour déterminer la charge du système.

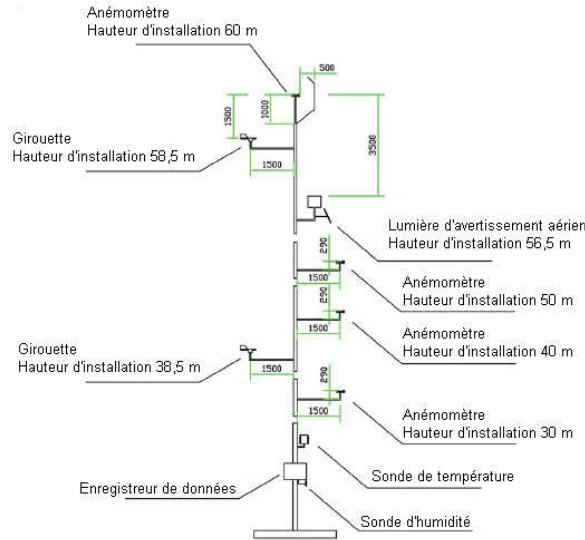


FIGURE 3: TOUR DE MESURE DU VENT TYPIQUE DE 60 M

Lorsque utilisée dans des régions exposées à des hydrométéores givrants, ces tours de mesures doivent être équipées d'instruments chauffés en permanence, ce qui augmente la charge du système. Afin d'approximer la charge d'une telle installation, une liste des instruments avec leurs caractéristiques est montrée au Tableau 2⁽¹⁴⁾. Ce tableau permet de porter une première approximation de la charge maximale correspondant au système par la sommation de la puissance de chaque instrument pris individuellement :

$$P_{tot} = \sum_{i=1}^k P_i = \sum_{i=1}^k V_i * I_i$$

Où k représente le nombre d'instruments et V_i et I_i le voltage et le courant nécessaire pour le fonctionnement de chaque instrument.

Selon les caractéristiques présentées au Tableau 2, la charge maximale instantanée d'une tour de mesure équipée d'instruments protégés contre le givre et fonctionnant sur 24 V DC (à l'exception du pluviomètre) pourrait s'obtenir ainsi :

$$P_{max} = n(24V * 8A) + m(24 * 8A) + (24V * 300 * 10^{-6}A) + 2(24V * 15 * 10^{-6}A) + (12V * 0.5A) + 30W$$

Où n et m représente la quantité respective d'anémomètre et de girouette. Les autres instruments ne sont habituellement pas doublés, on peut donc les considérer comme une charge fixe pour toute installation.

TABLEAU 2: CARACTÉRISTIQUES INDIVIDUELLES DES INSTRUMENTS DE MESURE

Instrument	Température d'opération	Besoin en énergie
Anémomètre (anti-givre)	-40°C à 60°C	Voltage : 24 V AC/DC Courant de démarrage: 8 A Opération continue : 1 à 4 A max
Girouette (anti-givre)	-40°C à 70°C	Voltage : 24 V AC/DC Courant de démarrage: 8 A Opération continue : 1 à 4 A max
Sonde de température	-40°C à 52.5°C	4 à 35 V DC à 300 µA max
Sonde d'humidité relative	-40°C à 70°C	7 à 35 V DC à 15 mA max
Capteur de pression barométrique	10°C à 50°C	7 à 35 V DC à 15 mA max
Enregistreur de données	-40°C à 60°C	*Assuré par panneaux solaires
Pluviomètre	0°C à 45°C	5 à 12 V DC à 0.5 A max
Émetteur	N/A	*Variable selon installation
Lumière pour sécurité aérienne	N/A	30 W à 25 fpm

Une tour de mesure équipée de 4 anémomètres chauffants et de 2 girouettes chauffantes aurait donc une charge maximale instantanée au démarrage d'approximativement 1 200 W. Il est difficile d'évaluer avec précision la charge moyenne du système sans données d'installation existante, mais elle peut être approximée puisque la majorité de la puissance consommée provient des instruments chauffés (anémomètre et girouette). En considérant un ampérage moyen de 2 A pour ces deux équipements, on approxime la puissance moyenne consommée par les équipements à 330 W, soit 8 kW*h par jour. En condition givrante (4 A), cela pourrait augmenter à 625 W, soit 15 kW*h par jour.

Selon ces consommations journalières, on peut fournir une première approximation du temps de fonctionnement minimale (rendement maximale, chargement idéal des batteries) de la génératrice pour recharger les batteries :

$$T_{gen} = \frac{\text{Charge consommée}}{\text{Taux de chargement batterie}} = \frac{8kW * h}{(4.5 - .33)kW} = 1.92 \frac{\text{heure}}{\text{jour}} \text{ en condition normale}$$

$$T_{gen} = \frac{\text{Charge consommée}}{\text{Taux de chargement batterie}} = \frac{15kW * h}{(4.5 - 0.63) kW} = 3.90 \frac{\text{heure}}{\text{jour}} \text{ en condition givrante}$$

On montre ainsi une façon générale d'évaluer le fonctionnement d'un couplage génératrice diesel avec une banque de batterie, qui sera intégrée dans le modèle mathématique de conception à réaliser. Ce qui est consommé par la charge doit être reproduit par la génératrice, en l'absence de d'autres sources d'énergies. Le temps d'utilisation réelle de la génératrice dépend du chargement des batteries et de l'apport d'énergie éolien. Le chargement des batteries sera considéré plus en profondeur dans la section dédiée aux batteries. Lorsqu'on recharge les batteries, une partie de la puissance de la génératrice est utilisée pour supporter la charge, d'où la soustraction dans les calculs de temps d'utilisation de la génératrice.

L'avantage d'un tel système se situe au niveau du temps d'utilisation de la génératrice. Il est plus rentable de faire fonctionner la génératrice avec une charge élevée durant de courts instants que d'utiliser la génératrice à moindre charge en continue⁽²⁾. En fonction d'une charge moyenne, on détermine le temps d'utilisation nécessaire d'une génératrice de puissance connue. Les instants de fonctionnements de la génératrice dépendront de l'état de décharge permis par les batteries et idéalement les batteries devront être en mesure de

se rechargées au taux de 4 500 W, sinon la génératrice ne sera pas utilisée à sa pleine capacité et devra fonctionner plus longtemps.

III.3 DETERMINATION DE LA PRESSION DE SURALIMENTATION DE LA GENERATRICE DIESEL

Afin d'identifier avec précision la quantité d'air nécessaire pour l'alimentation de la génératrice diesel du LIMA pour une période donnée, la pression de suralimentation doit être identifiée. Tel que mentionné précédemment, le montage de la génératrice diesel a été réalisé dans le cadre de la thèse de doctorat de M. Hussein Ibrahim⁽¹⁹⁾, afin d'étudier différentes méthodes d'utilisation de l'air comprimé sur un moteur diesel. Pour déterminer la pression de suralimentation, la consommation d'essence en fonction de la charge soutenue et de la pression d'admission ont été étudiée à l'aide de la génératrice diesel.

III.3.1 EFFET DE LA SURALIMENTATION D'UN MOTEUR DIESEL

La méthode étudiée avec le montage est l'admission directe d'air comprimé dans le moteur. À l'instar du moteur diesel équipé d'un turbocompresseur, l'air comprimé est admise directement dans la cylindrée lors de la phase d'admission. La différence entre l'utilisation d'un turbocompresseur et la méthode considérée se situe dans le fait que le moteur n'a pas à effectuer le travail de compression de l'air à l'admission. On obtient une suralimentation d'air lorsque le débit d'air surpasse le débit volumique maximal du moteur (fonction de la cylindrée et du régime d'opération), augmentant ainsi la densité de l'air et donc la masse d'air admise par rapport à une alimentation atmosphérique. L'effet de la suralimentation sur un moteur diesel ne conduit par contre pas directement à un gain de puissance, contrairement au moteur à essence. Un moteur diesel suralimenté en air comprimé fonctionnera de façon à conserver un rapport air/carburant. La quantité d'air additionnel permet donc d'augmenter la quantité de carburant injecté par cycle, augmentant ainsi la puissance pouvant être délivrée pour une même cylindrée. Les plus hauts taux de compression ainsi atteints permettent d'augmenter l'efficacité du cycle thermodynamique diesel ainsi que la combustion du mélange air carburant. Par conséquent, pour une même cylindrée, le moteur diesel suralimenté en air sera en mesure de délivrer plus de puissance par l'augmentation de la quantité de carburant pouvant être brûlée.

L'alimentation directe en air comprimé tel que considérée permet donc d'avoir les avantages que procure un turbocompresseur, sans en avoir les désavantages. Un turbocompresseur nécessite l'installation d'une turbine dans le conduit des gaz d'échappements afin de récupérer une portion de leurs l'énergie cinétique pour entraîner le compresseur à l'admission. Ceci cause inévitablement une restriction au niveau de l'échappement dû à l'augmentation de la pression des gaz d'échappements, le moteur fait donc un travail additionnel lorsque équipée d'un turbocompresseur pour une charge donnée. Par conséquent, l'alimentation directe en air comprimé devrait permettre d'atteindre de plus hautes puissance pour une même cylindrée telle qu'un turbocompresseur mais cela en consommant moins de carburant. Il faut néanmoins être prudent avec le niveau de suralimentation puisqu'une mauvaise température de l'air à l'admission (trop froide) ou l'atteinte de pressions trop élevées peut nuire au fonctionnement du moteur et à la durabilité des composantes.

III.3.2 EXPÉRIMENTATIONS ET RÉSULTATS

La consommation d'essence de la génératrice diesel a été étudiée pour différents cas de chargements; à vide, 1 500 W, 3 000 W, 3 750 W et 4 500 W. La génératrice a été utilisée en trois modes différents, soit les modes atmosphérique, turbocompressé et alimentation

directe en air comprimé. En mode alimentation directe en air comprimé, 5 pressions de suralimentation sont considérées : 2.5 PSI, 4 PSI, 5 PSI, 7.5 PSI et 10 PSI.

Les expérimentations se déroulaient comme suit :

1. Mise en opération de la génératrice selon le mode de fonctionnement étudié sous une charge nul
2. Attente d'une à trois minutes afin d'atteindre un régime stationnaire
3. Acquisition de données
4. Augmentation de la charge par un saut de 1 500 W ou de 750 W
5. Répétition des étapes 2, 3 et 4 jusqu'à la charge maximale de 4 500 W, en passant par la charge intermédiaire de 3 750 W
6. Modification du mode de fonctionnement de la génératrice
7. Répétition des étapes 1 à 6

Les résultats des expérimentations sont présentés à la Figure 4. La figure montre la valeur moyenne du débit de carburant au cours d'une acquisition de 1 000 données au taux d'acquisition de 15 000 Hz. Le débit de carburant varie que très peu lorsque le moteur est stabilisé, cette mesure représente donc très bien la consommation d'essence de la génératrice à une charge donnée.

La Figure 4 montre la consommation en carburant en fonction du mode d'opération et de la charge soutenue par la génératrice. Pour un faible chargement, tous les modes de fonctionnement consomment sensiblement la même quantité d'essence. Avec l'augmentation de la charge, naturellement la consommation d'essence augmente. Pour une charge de 1 500 W, la différence de consommation d'essence pour les différents modes de fonctionnements utilisés commence à être observable. Le mode de fonctionnement avec turbocompresseur demande le plus de carburant pour soutenir la charge, tous les cas d'alimentation directe en air comprimé consomment environ la même quantité d'essence (≈ 17 ml/min), qui est légèrement plus élevée que pour le moteur en mode atmosphérique (≈ 16 ml/min). Pour les charges de 3 000 W, 3 750 W et 4 500 W, on remarque que le moteur en mode turbocompressé consomme nettement plus de carburant que tous les autres modes étudiés. Pour toutes ces charges, c'est en mode atmosphérique que la consommation d'essence est minimum. On remarque que la pression d'admission en mode alimentation par air comprimé affecte peu la consommation d'essence pour une charge donnée.

À l'exception de la charge de 3 750 W, la consommation d'essence du moteur alimenté directement en air comprimé est que légèrement supérieur à celle du moteur en mode atmosphérique. Finalement, sur la plage de charges couvertes et pour tout les modes de fonctionnements étudiés, on remarque que l'augmentation de la consommation d'essence semble s'effectuer de façon exponentielle pour le moteur utilisé à pression atmosphérique et avec le turbo compresseur, tandis que pour le moteur utilisé par alimentation directe d'air comprimé, la consommation augmente presque linéairement jusqu'à 3 000 W. Le taux d'augmentation de la consommation de carburant semble augmenté entre 3 000 W et 3 750 W pour ensuite diminuer entre 3 750 W et 4 500 W.

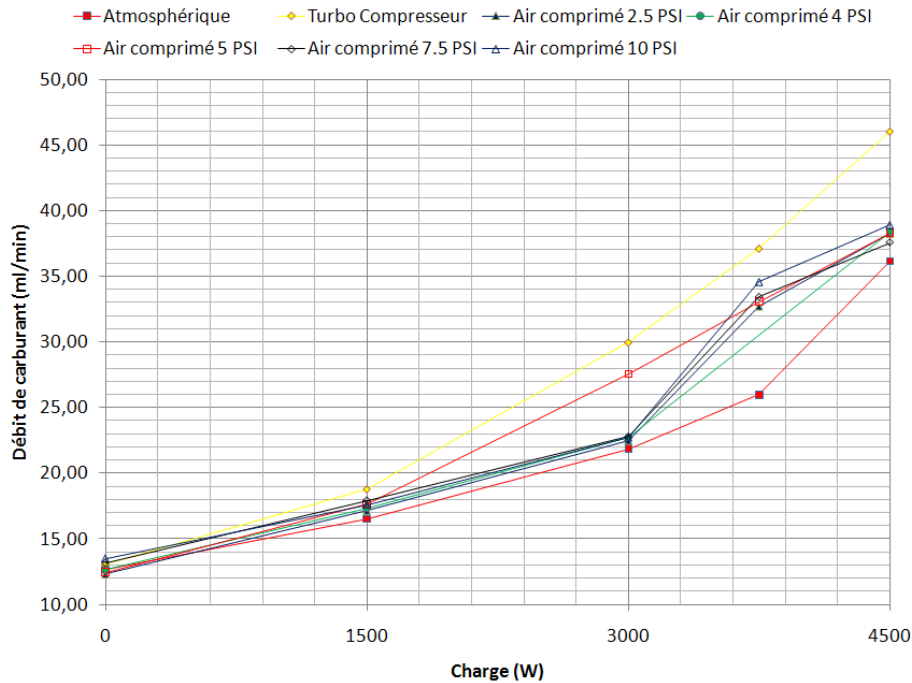


FIGURE 4: CONSOMMATION DE CARBURANT EN FONCTION DU MODE D'OPÉRATION ET DE LA CHARGE DE LA GÉNÉRATRICE

III.3.3 DISCUSSION DES RÉSULTATS SUR LA CONSOMMATION DE CARBURANT DE LA GÉNÉRATRICE

Les résultats obtenus lors des expérimentations sur la consommation de carburant de la génératrice pour son fonctionnement sous différents cas de chargement et selon différents modes d'opérations sont très intéressants.

Premièrement, on doit se rendre à l'évidence que les résultats ne nous permettent pas d'identifier une pression de suralimentation qui minimise le débit de carburant pour la génératrice. Effectivement, pour tous les cas de chargements, c'est la génératrice en mode atmosphérique qui consomme le moins d'essence. Par contre, ce résultat n'est pas surprenant et devait être attendu. La génératrice a été conçue, à l'origine, afin de produire une puissance maximale de 4 500 W en étant alimentée d'air atmosphérique. En suralimentant en air un moteur diesel, on permet d'augmenter la quantité d'essence qui peut être efficacement consommée. Puisqu'on envoie plus d'air dans la cylindrée en suralimentant la génératrice, on augmente la consommation d'essence, ce que les résultats permettent d'observer. On peut maintenant se demander où est l'économie d'essence avec la suralimentation en air comprimé? L'économie est obtenue lorsque la génératrice supporte une charge surpassant la charge maximale de 4 500 W pour laquelle le moteur non suralimenté a été conçu. En ne modifiant aucunement la cylindrée, la suralimentation en air permet d'augmenter la puissance maximale que peut délivrer le moteur de la génératrice. Le principe est simple, plus d'air et plus de carburant correspond en plus de puissance pour une même cylindrée.

On peut donc conclure qu'il sera nécessaire de modifier la génératrice pour qu'elle puisse supporter une charge plus importante que 4 500 W, permettant ainsi de réduire la durée d'utilisation de la génératrice en lui permettant de recharger plus rapidement les batteries. C'est l'importance de cette réduction de la durée d'utilisation qui permettra de déterminer

l'économie d'essence réalisée par rapport à la génératrice dans son état atmosphérique. Des expérimentations seront nécessaires afin de confirmer qu'une plus courte opération avec un débit de carburant quelque peu plus élevé est plus rentable qu'une utilisation d'une plus longue durée avec un débit de carburant légèrement inférieur.

Secondement, les résultats mettent en évidence un autre aspect fondamental du principe de stockage d'air comprimé avec la méthode de récupération d'énergie par son injection directe dans la cylindrée du moteur diesel. L'énergie utilisée afin de comprimer l'air provient d'un surplus de production par l'éolienne. Le moteur diesel bénéficie donc de tous les avantages de l'utilisation d'un turbocompresseur, sans avoir à effectuer le travail lui-même. Ceci se traduit par une consommation d'essence considérablement moins élevée pour le moteur suralimenté par de l'air comprimé sans turbocompresseur, résultat démontrée à la Figure 4. L'économie d'essence pourra donc être parfaitement quantifiée suite à des expérimentations sur la génératrice fonctionnant à des puissances plus élevées que 4 500 W. Cette économie pourrait être augmentée d'avantage par l'installation d'une valve de contournement plus performante qui réduirait à presque zéro le passage des gaz d'échappement à travers la turbine du turbocompresseur lorsque la génératrice est directement suralimentée.

Les expérimentations sont donc à poursuivre pour la détermination de la pression de suralimentation. La suralimentation directe permet d'explorer une multitude de pression de suralimentation, celle qui permettra de maximiser la puissance produite pour la cylindrée du moteur sans endommager les composants permettra de minimiser la consommation d'essence. Dans son état actuel, la puissance additionnelle que pourra produire la génératrice sera limitée par son système d'injection. Lorsque le débit d'essence maximale que pourra injecter l'injecteur sera atteint, il sera impossible d'augmenter d'avantage la puissance produite sans la modification de l'injecteur de diesel. Sans ces informations cruciales, on est contraint d'utiliser une pression de suralimentation arbitraire pour la suite des travaux de conception, elle sera considérée égale à 10 PSI.

III.4 CONSOMMATION D'AIR DE LA GÉNÉRATRICE

Pour procéder au dimensionnement du stockage d'air comprimé, la consommation d'air de la génératrice doit être connue. Ce paramètre peut être estimé avec précision à l'aide des propriétés du moteur utilisées.

Dans un premier temps, considérons la consommation volumique d'air pour un moteur à combustion interne fonctionnant selon un cycle à quatre temps. Ce cycle peut être résumé ainsi (Figure 5): admission, compression, détente et échappement. Initialement, le piston est à son point mort (position complètement montée) et toutes les valves sont fermées. Lorsque le piston débute sa descente, la valve d'admission s'ouvre et l'air est admis dans la cylindrée. Lorsque le piston atteint son point mort (bas), la valve d'admission se referme et ainsi débute la compression de l'air par la montée du piston. L'injection de carburant a lieu à la fin de la compression, lorsque le piston est de nouveau à son point mort (haut), la chaleur est telle que le mélange air/carburant explose spontanément. L'explosion produit la puissance et pousse le piston vers le bas. Lorsque le piston atteint une seconde fois son point mort (bas), la valve d'échappement s'ouvre et la montée du piston permet d'évacuer les gaz de combustion de la cylindrée. Suite à l'expulsion des gaz, le piston se retrouve de nouveau à son point mort (haut) et le cycle recommence.

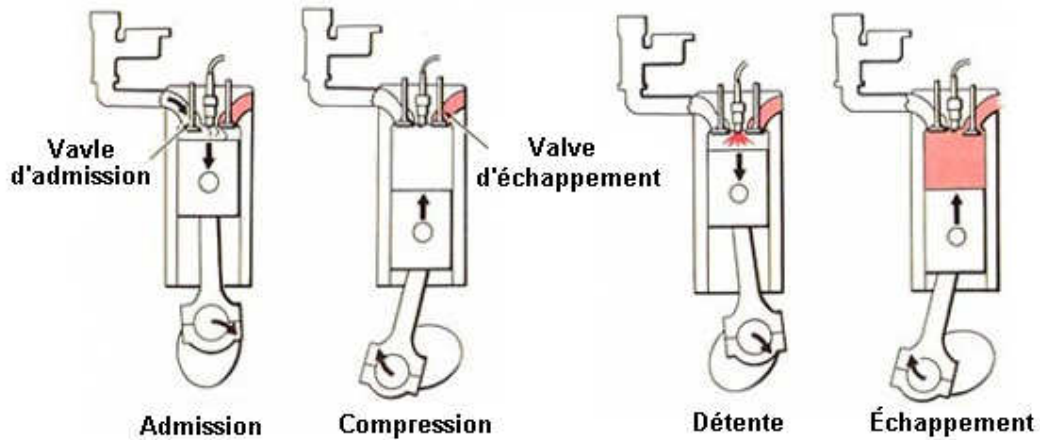


FIGURE 5: MOTEUR DIESEL À QUATRE TEMPS

L'étude du cycle à quatre temps nous révèle donc que le moteur remplit sa cylindrée d'air une fois à tous les deux tours. On peut donc estimer le débit volumique d'un moteur à 4 temps par la connaissance de sa cylindrée et de son régime de fonctionnement :

$$\dot{v}_{air} = V_{cylindrée} * \frac{N_{moteur}}{2 * 60}$$

Où

$V_{cylindrée}$: La cylindrée du moteur (m^3)

N_{moteur} : Vitesse de rotation du moteur (RPM)

On divise la vitesse de rotation par 2 pour un moteur fonctionnant à 4 temps car la cylindrée se remplit d'air à tous les deux tours. La consommation volumique d'air de la génératrice du banc d'essais (400 CC à 3 600 RPM) est :

$$\dot{v}_{air} = 0.0004 m^3 * \frac{3600 RPM}{2 * 60} = 0.012 \frac{m^3}{s}$$

La génératrice étant instrumentée de plusieurs capteurs dont un tube de Pitot à l'admission, il est possible de valider expérimentalement cette approximation du débit volumique. Le tube de Pitot permet de mesurer une différence de pression (pression totale moins la pression statique), rendant possible le calcul de la vitesse de l'air par l'équation de Bernoulli⁽¹⁸⁾ :

$$U_{air} = \sqrt{\frac{2(p_t - p_s)}{\rho_{air}}}$$

Le tube de Pitot permet le calcul de la vitesse de l'air à une certaine position dans la conduite, dans ce cas la vitesse est mesurée au centre. Une erreur d'importance variable peut être faite sur le calcul du débit volumique dépendamment du profil de vitesse de l'écoulement. En supposant un régime turbulent, où le profil de vitesse est passablement plat, la vitesse au point centrale peut être utilisée pour le calcul du débit volumique d'air expérimental:

$$\dot{v}_{air exp} = U_{air} * A_{conduite}$$

Des mesures du débit d'air, température d'admission et du régime de rotation du moteur ont été effectuées pour la génératrice en mode atmosphérique, avec turbocompresseur et avec alimentation en air comprimé à 10 PSI, les résultats sont présentés au Tableau 3. Il est à noter que le débit d'air est mesuré à l'aide d'un débitmètre à flotteur lorsque la génératrice fonctionne en alimentation directe d'air comprimé.

TABLEAU 3: MESURES EXPÉRIMENTALES DU DÉBIT

Mesure	Mode d'opération de la génératrice		
	Atmosphérique	Turbocompresseur	Air comprimé à 10 PSI
Température d'admission (°C)	23.44	25.03	28.38
Régime du moteur (RPM)	3 511	3 468	3 431
Débit d'air (m ³ /s)	0.013	0.020	0.012

Selon les résultats présentés, le débit volumique de l'air calculé théoriquement (0.012 m³/s) concorde avec les mesures expérimentales. La mesure du débit d'air pour la génératrice avec turbocompresseur fait exception, mais cela peut vraisemblablement être expliqué par l'erreur causée en calculant le débit en utilisant la vitesse centrale de l'écoulement. Le tableau montre aussi que la température de l'air à l'admission est près de la température standard de 25°C et que le régime de rotation du moteur moyen enregistré est légèrement sous sa valeur théorique de 3 600 RPM.

Le débit volumique trouvé peut être utilisé pour caractériser le besoin en air comprimé de la génératrice. En considérant l'air comme un gaz parfait, ce qui est raisonnable puisque les calculs sont réalisés pour des pressions relativement faibles, ont déterminé le débit massique d'air pour différentes pressions d'alimentation. En considérant une température standard (25°C) et de l'air sec, le débit massique d'air correspondant à une pression d'alimentation donnée est :

$$\dot{m}_{air} = \frac{\dot{v}_{air} * P}{R_{air} * T}$$

Où

- \dot{v}_{air} : Débit volumique d'air entrant (m³/s)
- P : Pression de suralimentation (Pa)
- R_{air} : Constante spécifique de l'air (287.05 J / kg K)
- T : Température de l'air à l'admission (≈ 298 K)

En considérant que la pression de suralimentation de la génératrice est de 10 PSI, le débit massique correspondant est donc :

$$\dot{m}_{air} = \frac{\dot{v}_{air} * P}{R_{air} * T} = \frac{0.012 \frac{m^3}{s} * (101\,325 Pa + 68\,947.57 Pa)}{287.05 \frac{J}{kg * K} * 298 K} = 0.0234 \frac{kg}{s}$$

Par une simple multiplication par la durée d'utilisation, la masse d'air nécessaire pour une alimentation directe en air comprimé de la génératrice peut être déterminée. Ce sera la variation de masse admissible par le réservoir d'air comprimé sans que la pression interne ne descende sous la valeur de 10 PSI. Conjointement aux résultats obtenus pour le temps de fonctionnement de la génératrice pour un rechargement des batteries, la procédure de dimensionnement du réseau d'air comprimé peut maintenant être réalisée.

III.5 ÉLÉMENTS DE CONCEPTIONS

III.5.1 SYSTEME DE STOCKAGE D'ENERGIE ELECTRIQUE, LA BANQUE DE BATTERIE

Dans le cas d'un système hybride éolien-diésel, il est nécessaire d'être en mesure de stocker l'énergie. Le stockage permet de réduire le temps d'utilisation de la génératrice mais permet aussi de gérer toute autre énergie pouvant entrer dans le réseau. La nature aléatoire de la vitesse et de la fréquence des vents font en sorte que l'énergie produite par l'éolienne est variable et ne peut pas être utilisée sans système de stockage. Lorsque l'éolienne produit plus d'énergie que la charge n'en consomme, l'énergie supplémentaire se retrouve stockée dans les batteries pour une utilisation ultérieure. L'énergie éolienne est donc accumulée dans les batteries et redirigée vers la tour de mesure. Puisque les instruments de la tour de mesure nécessitent une puissance électrique constante et fonctionnent sur du courant continu, l'utilisation d'un réseau de batteries pour alimenter ceux-ci s'avère un choix judicieux. En effet, une des principales caractéristiques des batteries est de fournir une énergie à courant continu stable et linéaire sous une charge donnée pendant un certain temps d'utilisation. Par contre, plus la batterie se décharge, plus le voltage de celle-ci diminue. Comme en témoigne la Figure 6, il est recommandé de conserver l'état de charge d'une batterie dans la zone verte (40%-80% de la capacité nominale de la batterie). Au dessous de cette zone, le voltage de la batterie passe sous la barre des 12 volts et risque de l'endommager ⁽⁸⁾.

State of Charge	12 Volt battery	Volts per Cell
100%	12.7	2.12
90%	12.5	2.08
80%	12.42	2.07
70%	12.32	2.05
60%	12.20	2.03
50%	12.06	2.01
40%	11.9	1.98
30%	11.75	1.96
20%	11.58	1.93
10%	11.31	1.89
0	10.5	1.75

FIGURE 6: ZONE DE FONCTIONNEMENT RECOMMANDÉ POUR UNE BATTERIE À DÉCHARGE PROFONDE

Pour remédier à ce problème et maintenir un voltage au dessus d'un certain point afin de garantir le bon fonctionnement des instruments, les arrêts et départs de la génératrice devront être contrôlés par un automate.

Dans les régions nordiques, les basses températures font en sorte que les instruments de la tour de mesure, le réseau de batteries et la génératrice doivent être continuellement réchauffés afin d'assurer un bon démarrage, de fournir un taux ampère-heure suffisant et de faire face aux hydrométéores givrants. La demande énergétique envers le réseau de batteries est donc considérable et constante ce qui fait en sorte que les batteries sont continuellement éprouvées en termes de charge et décharge. Puisque le but d'une telle installation est d'exploiter au maximum l'énergie accumulée dans les batteries sur une période de temps (environ 8 heures) et de diminuer le temps d'utilisation de la génératrice, le type de batteries idéal pour ce système est à décharge profonde. Ces batteries ont la capacité de se décharger jusqu'à 80 % de leur capacité nominale et ce, sans endommagement. Par conséquent, de telles batteries peuvent fournir de l'énergie plus

longtemps avant recharge que des batteries standards et ce de manière répétitive. Cependant, pour une utilisation sur plusieurs cycles le meilleur compromis entre coût, durée de vie et capacité ampère-heure d'une batterie à décharge profonde est de ne pas la décharger à plus de 40 % de sa capacité nominale⁽⁷⁾.

III.5.1.1 Type de batterie à décharge profondes et choix du type à utiliser

Il existe plusieurs types de batteries, à différents coûts pour différentes applications. Pour le type de batterie à utiliser avec le banc d'essai du SHEDAC, nous nous concentrons sur les batteries à décharge profonde, qui sont un choix logique pour toute alimentation de longue durée car ceux-ci peuvent débiter la puissance nécessaire même lorsque l'état de charge de la batterie est faible. Dans la catégorie des batteries à décharge profonde, différents sous-types existent et pour sélectionner le type qui est le mieux adapté à la présente application, leur performance pour différentes caractéristiques est analysée. Les caractéristiques considérées sont le coût, la durée de vie (Nombre de cycles décharge/recharge), maintenance, efficacité, temps de recharge, ampérage de la décharge et la résistance aux chocs et vibrations.

La batterie à décharge profonde la plus commune est de type immergée (Flooded). L'électrolyte plomb-acide de cette batterie est submergé dans de l'eau. Bien qu'elle soit peu dispendieuse, capable de stocker une grande quantité d'énergie et qu'elle soit facile à réparer après avaries, ce genre de batterie comporte tout de même quelques désavantages. En effet, elle nécessite une maintenance périodique qui consiste au remplissage d'eau des cellules de la batterie après évaporation et doit être utilisée dans un endroit bien aéré dû au dégagement d'hydrogène lors de la recharge. Pour ce qui est de la décharge et de la recharge, ces batteries doivent éviter les hautes températures. Lorsque la température des électrodes devient suffisante pour forcer l'ébullition de l'électrolyte, la durée de vie de la batterie est affectée. On ne peut donc pas décharger ou charger trop rapidement ce type de batterie. La taille de cette batterie joue également un rôle car elle est plutôt importante par rapport à sa capacité ampère-heure. Toutefois, le désigne robuste de ce genre de batterie en fait un standard dans l'industrie notamment dans le domaine des voitures de golf, des bateaux, balayeuses, chariots élévateurs, etc⁽⁸⁾.

D'autres types de batteries à décharge profonde sont disponibles sur le marché tel que les batteries de type GEL, VRB et AGM. Les batteries VRB (Vanadium Redox Battery) sont extrêmement dispendieuses, complexes, de grande taille et nécessitent une maintenance régulière car elles comportent différentes composantes telles qu'une pompe, des valves etc. Les batteries VRB ne sont pas faites mobile et ne seraient pas recommandées pour des applications où des vibrations importantes pourraient l'affecter. Elles sont recherchées pour leur efficacité qui se situe autour de 80% et leur longévité qui comporte plus de 14 000 cycles⁽¹²⁾. De plus, il est toujours possible de changer ou d'ajouter de l'électrolyte pour augmenter leur durée de vie ou leur capacité. Ces batteries peuvent se charger et décharger à haut débit en raison de leur efficacité. Ces batteries sont habituellement utilisées pour des applications de grande envergure pour stabiliser le réseau électrique affecté par une haute pénétration d'énergie variable⁽²⁾.

Les batteries de type GEL, quand à elles, sont fermées hermétiquement et régulées par une valve et une pression interne. Ces batteries ne requièrent aucune maintenance car l'électrolyte ne s'évapore pas ou très peu, et elles résistent aux chocs, aux vibrations et aux hautes et basses températures. Les défauts de ces batteries sont qu'elles nécessitent un long temps de recharge à bas ampérage pour ne pas les endommager et cela va ainsi pour la l'ampérage de décharge. Ces batteries sont plus dispendieuses que les batteries de type immergées, mais elles sont grandement plus sécuritaires car ils ne peuvent pas couler, ce

qui réduit les coûts de transport. Les batteries GEL sont très utilisées dans l'aviation, le domaine marin et celui de l'automobile.

Les batteries de type AGM (Absorbed Glass Mat) offrent les mêmes biens faits que les batteries de type gel mais elles peuvent prendre beaucoup plus d'abus et ce pour un coût semblable. Les batteries AGM ont aussi quelques avantages par rapport aux batteries immergées et à gel. La batterie est dite sèche, par conséquent même lorsque endommagée elle ne présente aucun risque et le froid ne l'endommage pas (mais diminue sa performance). L'efficacité de ces batteries est excellente, son utilisation ne conduit pas à une dégradation rapide de ses performances. Le rechargement de ces batteries est standard, nécessitant aucun casse-tête pour contrôler le chargeur à batterie. La résistance interne de ces batteries est tellement faible que même en cas de charge ou de décharge intense, les électrodes ne chauffent pas. Ces batteries ne sont donc pas limitées en termes d'ampérage de décharge et de recharge et peuvent tout de même être utilisées dans un endroit non ventilé en raison des faibles émissions^(8, 10).

Suite à cette étude des différents types de batteries à décharge profonde, un tableau comparatif a été réalisé afin de résumer leurs performances pour les différentes caractéristiques considérées. Le Tableau 4 sera utilisé pour sélectionner le type de batterie répondant le mieux aux besoins du banc d'essais d'un SHEDAC.

TABLEAU 4: COMPARATIFS ENTRE LES DIFFÉRENTS TYPES DE BATTERIES À DÉCHARGE PROFONDE

Types	Caractéristiques des batteries à décharge profonde							Total des points
	Coût	Durée de vie	Maintenance	Efficacité	Temps de recharge	Ampérage de la décharge	Résistance aux chocs et vibrations	
Immergée	3	3	2	2	2	2	2	16
AGM	2	2	3	3	3	3	3	19
Gel	2	1	3	2	1	1	3	13
VRB	1	3	1	3	3	3	1	15

Légende : 1 = Médiocre 2 = Bon 3 = Excellent

Selon la méthode d'évaluation des performances des différents types de batterie et des résultats montrés au Tableau 4, le type de batterie convenant le mieux pour le banc d'essais est de type AGM ou Immergée. Les batteries de type AGM ne requiert aucune maintenance ce qui est un avantage considérable pour un système hybride éolien-diésel implanté hors réseau en région nordique éloignée. En effet, les coûts reliés à la maintenance (déplacement par hélicoptère, salaire des employés) sont très élevés et tendent à augmenter le prix de revient du kilowatt/heure de la station. Le fait que ces batteries peuvent être chargées et déchargées plus rapidement et sans conséquences hasardeuses la démarque des batteries de type immergée. Ceci sera nécessaire pour réduire la durée d'utilisation de la génératrice puisque celle-ci pourra recharger les batteries en travaillant à sa pleine capacité. Un système hybride éolien-diésel implanté hors réseau en milieu nordique requiert un réseau de batteries répondant à certaines contraintes telles que la température, le temps de recharge, le voltage et l'intensité du courant de recharge ainsi que le coût d'achat de celles-ci. Les batteries de type AGM à décharge profonde répondent le mieux aux exigences énergétiques de ce type de système (Tableau 4) et c'est pourquoi les différents calculs de dimensionnement du réseau de batteries seront basés sur leurs caractéristiques de stockage, de chargement et de déchargement.

III.5.1.2 Effets du temps de décharge

Le période de décharge en heures d'une batterie AGM est une caractéristique importante puisqu'elle affecte la capacité de décharge ampère-heure de cette batterie. Les fabricants établissent les caractéristiques de leurs batteries selon différents standards de temps de décharge de celles-ci. Ces périodes de temps sont de 6, 20 et 100 heures de décharge, représentées symboliquement par : C/6, C/20 et C/100. La période de temps qui est la plus utilisée et qui se retrouvera dans les calculs de dimensionnement du réseau de batteries du SHEDAC est celle de 20 heures de décharge (C/20). Tel que le démontre la Figure 7⁽⁷⁾, le pourcentage de la capacité ampère-heure d'une batterie standardisée pour une période de 20 heures d'utilisation varie en fonction du temps de décharge. C'est-à-dire que pour une batterie de type AGM d'une capacité de 200 ampères-heures sur une période de 20 heures (C/20) qui se décharge en 4 heures seulement, ne pourra fournir que 168 ampères-heure. La courbe présentée est un exemple typique, ces courbes varient légèrement selon les différents fabricants.

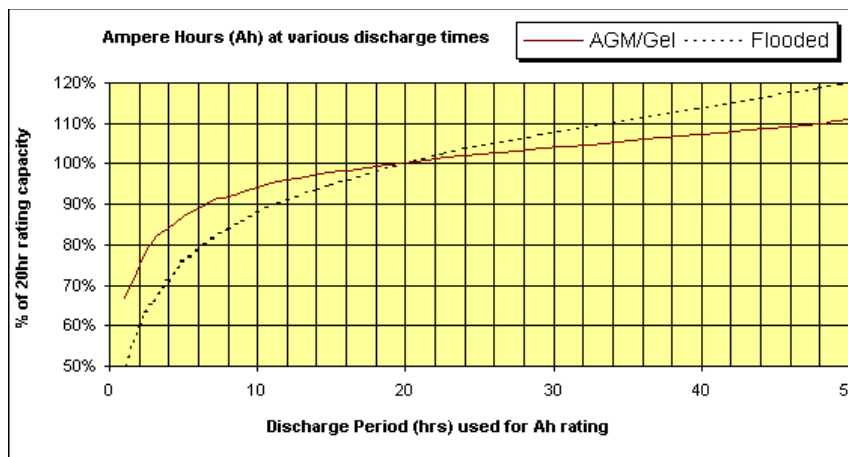


FIGURE 7 : VARIATION DE LA CAPACITÉ D'UNE BATTERIE C/20 EN FONCTION DU TEMPS DE DÉCHARGE

III.5.1.3 Longévité des batteries

La longévité des batteries AGM varie en fonction de la température d'utilisation, du type d'utilisation et du taux de charge et de décharge de celle-ci. Plus la température d'utilisation est basse, plus la durée de vie des batteries augmente. Cependant, l'énergie fournie par une batterie diminue ou augmente avec la température. La température d'utilisation optimale se situe au alentour de 25 °C, (77 °F). Sous cet optimum, la puissance disponible d'une batterie diminue considérablement. Au-dessus de cette température, la longévité d'une batterie diminue rapidement par contre son énergie disponible augmente. Aux extrêmes, c'est-à-dire qu'à très haute ou très basse température, la batterie risque d'être endommagée de manière permanente. La Figure 8⁽⁷⁾ montre un comportement typique de la capacité réelle d'une batterie en fonction de la température. Les batteries à décharge profonde de type AGM et GEL supportent mieux les basses températures que la batterie standard de type immergée. Cependant, une hausse de température de 8 degrés Celsius entraîne une diminution de moitié de la durée de vie d'une batterie AGM. Donc, pour une batterie AGM qui à une longévité en condition normale d'utilisation de 4 à 10 ans, sa longévité passera à 2 à 5 ans pour une simple augmentation de huit degrés Celsius de sa température interne⁽¹⁰⁾.

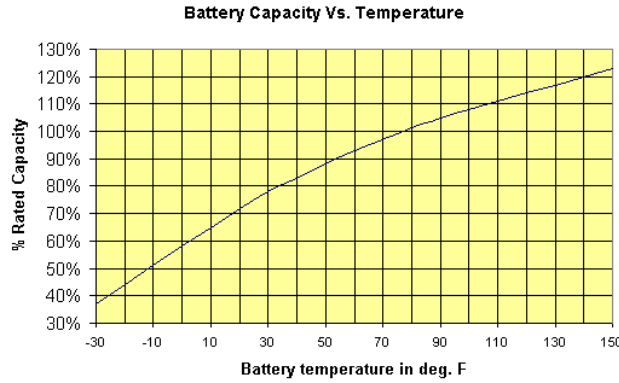


FIGURE 8 : CAPACITÉ RÉELLE DE LA BATTERIE EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE

La profondeur de décharge d'une batterie affecte également sa longévité. L'utilisation jusqu'à 20% de l'énergie disponible (c'est-à-dire décharge de 80% de la capacité nominale) d'une batterie à décharge profonde dans des conditions optimales assure la durée de vie garantie par le fabricant. La diminution de la profondeur de décharge de la batterie augmente sa durée de vie mais diminue la capacité ampère-heure disponible. En limitant la profondeur de la décharge à 50% d'une batterie de 200 A-h pour une période standard de 20 heures d'utilisation, celle-ci ne pourra fournir que 100 A-h pour une même période d'utilisation. Cependant, en diminuant le taux de décharge de la batterie à 50 %, la durée de vie de celle-ci doublera. Il faut donc trouver le juste milieu entre la quantité de batteries du système (coût), la profondeur de décharge de ces batteries, la température à laquelle elles seront exploitées et la durée de vie désirée des batteries. En général, un taux de décharge des batteries de 50% est un bon compromis entre coût et durée de vie du réseau de batteries⁽⁷⁾.

III.5.1.4 Capacité de la banque de batteries

Puisque la génération d'énergie électrique est limitée à quelques heures par jour tel que prévue par l'approximation du temps de fonctionnement de la génératrice effectuée à la section 3.1, la capacité des batteries est déterminée par la quantité d'énergie requise pour un temps de décharge désiré (cycle de 8h ou 12h habituellement). Étant donné qu'on désire limiter le temps de fonctionnement de la génératrice, on peut recharger les batteries à seulement 80% de leur capacité (voir section sur le chargement), car la période de chargement par absorption, correspondant au 20% restant, est très longue. De plus, pour éviter un vieillissement prématuré de la batterie, celle-ci ne doit pas être déchargée au-delà de 60% de la capacité nominale⁽⁶⁾. Par conséquent, la capacité utile de la batterie est seulement de 40%. Le vieillissement de la batterie occasionne une perte de capacité additionnelle de 20% de sorte que la capacité utile de la batterie est :

$$C_{p\ utile} = 40\% * (80\%) * C_{p\ nominale} = 32\% C_{p\ nominale} \quad (1)$$

Si on décharge la batterie plus rapidement que le taux standard de 20 heures et à une température plus froide que 25°C, d'autres facteurs s'appliquent (Voir Figure 7 et Figure 8).

Le dimensionnement d'une banque de batterie nécessite la connaissance de la charge à alimenter, du temps de décharge désiré, et de la température du milieu ambiant. La capacité des batteries à décharge profonde s'exprime habituellement en Ampère-heure, ce qui revient à un calcul de charge électrique avec des coefficients d'influences :

$$C_{p\ requis} = \frac{\Delta t * I}{\alpha * \beta * \gamma} \quad (2)$$

Où

Δt : Temps de décharge de la batterie en heure

I : Courant continue de la charge (A)

α : Coefficient d'ajustement par rapport au taux standard de décharge de 20 heures

β : Coefficient d'ajustement de la capacité en fonction de la température d'opération

γ : Fraction utile par rapport à la capacité totale de la batterie (32%)

Cette équation est conçue pour la sélection de batterie de type immergée (flooded) ou AGM à décharge profonde, dont la capacité est donnée selon un taux de décharge de 20 heures. L'équation permet de tenir compte de la performance de la batterie à différente température ambiante, différent temps de décharge ainsi que de profondeur de décharge.

Dans le cas de l'application concernée, on considère les conditions d'utilisations suivantes pour le dimensionnement d'une banque de batterie de type AGM :

- Besoin maximale d'énergie par jour : 15 kW-h
- Puissance moyenne : 625 W
- Courant moyen de décharge : 625 W à 24 V, donc 26 A
- Temps de décharge désiré : 8 h, $\alpha = 1$ (modifier si courant moyen surpasse le courant de décharge de 20 h, Figure 7)
- Température de fonctionnement : 25°C, Figure 8: $\beta = 1$
- Fraction utile par rapport à la capacité totale de la batterie : $\gamma = 0.32$

La capacité de la banque de batterie de taux standard de décharge de 20h est donc :

$$C_{Prequis} = \frac{\Delta t * I}{\alpha * \beta * \gamma} = \frac{8h * 26 A}{1 * 1 * 0.32} = 650 A - h \quad (3)$$

Puisque le courant moyen de décharge (26 A), est moins que celui pour un temps de décharge de 20 heures pour une batterie de 650 A-h, (32.5 A), il n'est pas nécessaire d'appliquer de coefficient d'ajustement. La température de fonctionnement de 25°C est idéale et il sera important de bien isoler les batteries afin de respecter cette température, autrement la capacité de la batterie devra être augmentée.

En utilisant des batteries de 200 A-h (taux de 20 heures), l'agencement des batteries pourrait être tel que présenté à la Figure 9, soit 8 batteries de 12 V, branchées en séries et en parallèles afin d'obtenir un voltage de 24 V pour une capacité totale de 800 A-h. Il est conseillé d'utiliser des batteries de même capacité lorsqu'on réalise une banque de batterie. Cette configuration n'est qu'une suggestion et le problème devra être considéré plus profondément lorsque le moment d'acheter les batteries sera venu, car plusieurs configurations sont possibles et il sera nécessaire de limiter les coûts.

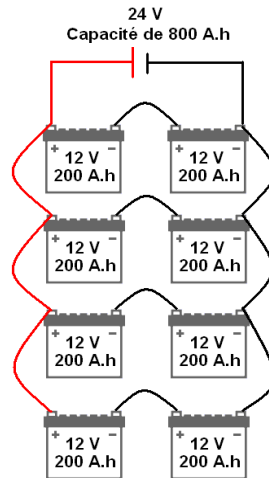


FIGURE 9 : SCHÉMA DE LA BANQUE DE BATTERIE

III.5.1.5 Rechargement de la banque de batteries et temps d'utilisation de la génératrice

Le chargement d'une batterie de type AGM s'effectue en trois étapes; chargement principal, chargement par absorption et chargement d'entretien. Au cours de la première étape, le chargement principal, le courant envoyé aux batteries est égal au niveau maximal sécuritairement admissible pour la batterie, soit environ 20% de la capacité nominale de la batterie. Typiquement, cette étape exige un voltage entre 10.5 et 15 volts⁽⁸⁾, la batterie, à ce moment, prend tout ce qu'on lui donne et la tension augmente lentement jusqu'à 80% de sa charge maximale, moment où la tension d'absorption est atteinte.

La deuxième étape est le chargement d'absorption. Le voltage du chargeur est à son maximum et demeure constant, le courant s'amenuise avec l'augmentation de l'état de chargement de la batterie. Cette phase de chargement est lente en raison de la réduction du courant. Le voltage à ce moment est typiquement de 14.2 à 15.5 volts, cette étape se poursuit jusqu'à ce que la batterie soit complètement chargée. Tenter d'augmenter le courant lors de la phase d'absorption augmente le bouillonnement de l'électrolyte, dégradant la batterie et augmentant la période d'absorption, donc peu avantageux.

La troisième étape est le chargement d'entretien. Lorsque la batterie est totalement chargée, la tension aux bornes est réduite afin de réduire la production de gaz qui sont nuisibles à la batterie. Ce chargement est utilisé pour aider une batterie de réserve à conserver sa charge. La tension appliquée devrait être aux alentours de 13.02 à 13.2 volts.

Pour un système éolien-diesel utilisant des batteries de type AGM, le chargement des batteries s'effectue à l'aide d'un chargeur. Idéalement, on utilise un chargeur par batterie, mais cela est coûteux et il est possible de recharger directement la banque de batterie avec un plus grand courant de chargement. En raison de l'utilisation cyclique des batteries, on désire recharger le plus rapidement possible et une compensation de température peut s'avérer nécessaire pour éviter tout bouillonnement excessif. Tel que discuté précédemment, il est recommandé de ne pas effectuer le chargement d'absorption et de recharger rapidement jusqu'à 80% de la capacité nominale de la batterie. Pour une banque de batterie de 650 A-h, le courant de recharge peut atteindre 130 A, on peut par conséquent estimer plus précisément le temps d'utilisation de la génératrice.

- Courant de décharge : 26 A
- Temps de décharge : 8 heures
- Courant de recharge admissible : 130 A

Le temps de recharge jusqu'à 80% de la capacité nominale de la batterie :

$$T_{recharge} = \frac{26 A \cdot 8 \text{ heures}}{130 A} = 1.6 \text{ heures (4)}$$

Si aucune énergie supplémentaire n'entre dans le système, la génératrice devra fonctionner durant 1,6 heures, trois fois par jour pour un totale de 4,8 heures. C'est une approximation assez précise pour un rechargement s'effectuant entièrement dans la phase principale, mais les pertes par chaleur sont négligées. Au système de batterie doit donc s'ajouter un ou plusieurs chargeurs à batterie, mais aussi un détecteur de charge. Le détecteur de charge permet de connaître l'état de chargement des batteries et de contrôler le début de la phase de rechargement, ce qui sera essentiel au contrôle du système.

III.5.2 DIMENSIONNEMENT DU RESERVOIR D'AIR COMPRIME

Le système d'air comprimé considéré pour le banc d'essais du SHEDAC est composé d'un compresseur, un réservoir d'air comprimé principal et d'un réservoir tampon (Figure 10). Puisque le compresseur ne peut fonctionner en même temps que la génératrice, le réservoir principal est conçu afin d'alimenter la génératrice pour une recharge complète de la banque de batterie. Lorsque celui-ci est rempli, la pression de stockage est dite atteinte et la quantité d'air comprimée est suffisante pour assurer l'alimentation directe de la génératrice. Le réservoir tampon est quant à lui pressurisé à la pression de suralimentation de la génératrice, la pression interne du réservoir tampon est donc considérée constante tout au long de l'opération de la génératrice. La pression de suralimentation est assurée par un régulateur de pression situé entre le réservoir principal et le réservoir tampon.

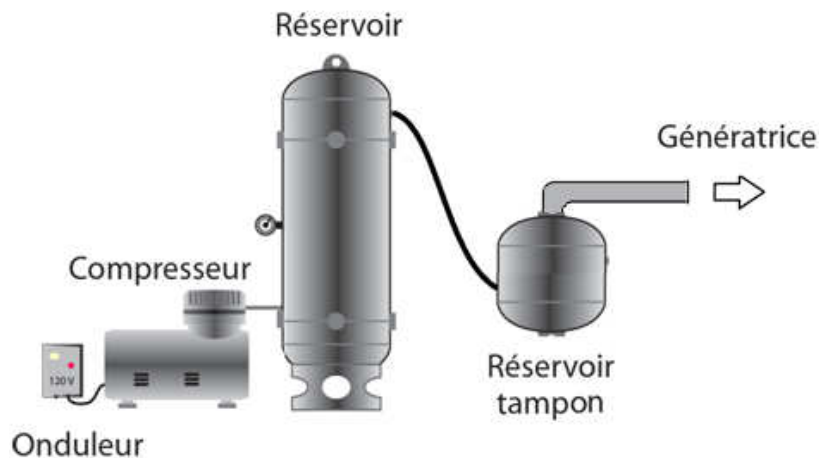


FIGURE 10: SYSTÈME D'AIR COMPRIMÉ DU BANC D'ESSAIS SHEDAC

Dans la partie du dimensionnement des batteries, il a été déterminé que le temps d'utilisation de la génératrice se situait au alentour de 1.6 heures soit 96 minutes et ce trois fois par jour. Le volume d'air consommé par la génératrice peut être approximé en multipliant sa cylindrée par le nombre de fois par minute que la chambre de combustion est remplie d'air. Puisque la chambre de combustion d'un moteur à quatre temps se remplit à tous les deux cycles, le volume d'air consommé est :

$$V_{air} = V_{cylindree} * \frac{N_{moteur}}{2} * \Delta t = 0.0004m^3 * \frac{3600RPM}{2} * 96 \text{ minutes} = 69.12 m^3$$

La masse d'air en kilogramme consommée par la génératrice peut dès lors être déterminée en considérant l'air, à température ambiante et pression au niveau de la mer, comme un gaz parfait :

$$m_{air} = \frac{V_{air} * P}{R_{air} * T} = \frac{69.12 m^3 * (101325 Pa + 68947.57 Pa)}{287.05 \frac{J}{Kg * K} * 298 K} = 137.6 Kg$$

Cette masse d'air est la variation de masse du réservoir principale admissible pour une utilisation de 96 minutes. Une masse d'air résiduelle est nécessaire afin de conserver la pression minimale dictée par la pression de suralimentation (10 PSI). Ces informations seront utilisées pour le dimensionnement du réservoir principal. Le réservoir tampon, quand à lui, est déjà en place sur le banc d'essai de la génératrice suite à des travaux réalisés parallèlement sur la remise en marche de la génératrice⁽²¹⁾. Celui-ci sera tout même abordé afin de valider la dimension de la conduite d'admission. Une considération sur les pertes de charges dans les conduites sera aussi présentée pour orienter la phase d'assemblage du banc d'essai.

III.5.2.1 Section de la conduite reliant le réservoir tampon à l'admission

Le réservoir tampon sert à fournir le volume d'air comprimé nécessaire au moteur diésel tout en maintenant la pression d'alimentation constante afin d'éviter une pression négative générée par la succion du piston de la génératrice. Avec l'augmentation du débit massique de l'air à l'admission de la génératrice, il est important de considérer le type d'écoulement à l'admission (subsonique, sonique ou super sonique) afin d'éviter des complications. Le volume du réservoir tampon déjà utilisé pour le banc d'essais de la génératrice est de 5 gallons (0.0189 m³) et le diamètre interne de la conduite d'alimentation vers la génératrice est de 1 pouce et quart (0.03175 m).

L'air de la conduite qui relie le réservoir tampon à la génératrice est donc de :

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi * (0.03175 m)^2}{4} = 0.00079 m^2$$

et la vitesse de l'air qui alimente la génératrice est :

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.012 \frac{m^3}{s}}{0.00079 m^2} = 15 \frac{m}{s}$$

Pour identifier s'il faut considérer un écoulement incompressible ou compressible, on évalue le nombre de Mach⁽¹⁸⁾. Le nombre Mach est un paramètre adimensionnel qui détermine si une correction sur la densité de l'air est nécessaire et s'il y a risque d'onde de choc.

$$Ma = \frac{V}{a}$$

Où

- Ma : Nombre de Mach
- V : Vitesse du fluide (m/s)
- a : Vitesse du son dans le fluide (m/s)

La vitesse du son dans l'air est donnée par :

$$a = \sqrt{\gamma * R_{air} * T}$$

Où

- γ : Coefficient adiabatique de l'air (1.4)
- R_{air} : Constante des gaz parfait spécifique de l'air $287.05 \frac{J}{Kg * K}$
- T : Température ambiante 298K

Selon des conditions standard, la vitesse du son dans l'air est :

$$a = \sqrt{1.4 * 287.05 \frac{J}{Kg * K} * 298K} = 346 \frac{m}{s}$$

Le nombre de Mach correspondant à l'écoulement d'air dans la conduite d'admission est donc :

$$Ma = \frac{15 \frac{m}{s}}{346 \frac{m}{s}} = 0.04$$

Cette valeur de Mach permet d'obtenir l'information nécessaire afin d'assurer l'incompressibilité de l'écoulement à l'entrée de la chambre de combustion, l'interprétation du nombre de Mach⁽¹⁸⁾ est :

- Ma < 0.3 : Écoulement incompressible, les effets sur la densité sont négligeables.
- 0.3 < Ma < 0.8 : Écoulement subsonique, les effets sur la densité sont importants, aucune présence d'onde de choc.
- 0.8 < Ma < 1.2 : Écoulement transsonique, apparition en premier lieu de vagues de choc qui divisent les régions subsonique et supersonique du débit.
- 1.2 < Ma < 3.0 : Écoulement supersonique, présence d'ondes de choc, aucune régions subsoniques.
- 3.0 < Ma : Écoulement hypersonique, très fortes ondes de choc et puissants changements dans le débit.

Puisque le nombre de Mach à la sortie du réservoir secondaire est inférieur à 0.3, l'écoulement d'air est considéré comme étant incompressible et les effets sur la densité du fluide sont négligeables. Le dimensionnement de la conduite reliant le réservoir primaire au réservoir tampon devra être telle que le nombre de Mach ne dépasse pas la valeur de 0.3 afin d'éviter toute complication.

III.5.2.1 Section de la conduite reliant le réservoir tampon à l'admission

Le dimensionnement du réservoir principal est fonction de la pression interne initiale et finale et du débit volumique à lequel le réservoir se vide. La température ambiante et celle à laquelle l'air est stocké influence le dimensionnement du réservoir. Cependant, lors des calculs pour le réservoir principal la variation de température est négligée. Le processus est donc considéré comme étant adiabatique à la température constante de 25°C, soit 298K.

La loi des gaz parfait est appliquée afin de dimensionner le réservoir principal.

$$PV = mR_{air}T$$

Où

- P : Pression de l'air (Pa)
- V : Volume d'air (m³)
- R_{air} : Constante spécifique de l'air (287,05 J / kg K)
- m : Masse d'air (Kg)

En considérant que le réservoir principal doit alimenter en air la génératrice pendant 96 minutes sans que le compresseur ne démarre, le réservoir doit pouvoir contenir 137.6 Kg d'air à une pression de stockage déterminée. Pour les calculs, une pression de stockage de 100 PSI est considérée. Puisque la pression minimale dans le réservoir principal après alimentation de la génératrice pendant 96 minutes doit se situer au dessus de la pression de suralimentation, une masse d'air résiduelle (m_{résiduelle}) dans le réservoir est nécessaire. La pression de suralimentation est considérée égale à 10 PSI, mais celle-ci est sujette à changement.

L'expression du volume du réservoir à 100 PSI est :

$$V_{Reservoir} = \frac{(m + m_{résiduelle})R_{air}T}{P_{stockage}}$$

Ce même volume peut être calculé à la fin du vidage (pression du réservoir égale à 10 PSI) :

$$V_{Réservoir} = \frac{m_{résiduelle}R_{air}T}{P_{finale}}$$

Le processus est considéré adiabatique, la température est donc constante. On est donc en présence d'un système de deux équations deux inconnues, en résolvant pour V_{Réservoir} et m_{Résiduelle}, on obtient :

$$m_{Résiduelle} = 37.74 \text{ kg et } V_{Réservoir} = 18.96 \text{ m}^3$$

Donc, la masse d'air totale contenue dans le réservoir principale serait de 137.6 kg + 37.74 kg, soit 175.3 kg.

Le dimensionnement du réservoir peut être validé en considérant une seconde approche. La variation de la densité de l'air par rapport au temps à l'intérieur d'un réservoir qui comporte une ouverture de sortie se définit à l'aide de la loi de conservation de masse⁽¹⁸⁾ :

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{syst} = 0 = \frac{d}{dt} \left(\int \rho dV \right)_{vc} + \sum \dot{m}_{out} - \sum \dot{m}_{in}$$

Puisqu'il n'y a pas d'entrée de matière dans le volume de contrôle et que le volume du réservoir est constant, l'équation devient simplement :

$$0 = V \frac{d\rho}{dt} + \dot{m}_{out}$$

Ce qui permet d'exprimer la variation de la densité par rapport au temps :

$$\frac{d\rho}{dt} = -\frac{\rho_0 A_0 V_0}{V}$$

Selon la loi des gaz parfaits, la densité de l'air correspond à :

$$\rho = \frac{P}{R_{air} T}$$

Par substitution de la densité dans la formule de variation de la densité en fonction du temps trouvé plus haut, on obtient une équation qui représente la variation de pression par rapport au temps dans un volume fermé avec une ouverture de sortie :

$$\frac{dP}{dt} = -\dot{m} * \frac{RT}{V}$$

Après intégration, on obtient :

$$P(t) = P_0 - \dot{m} * \frac{RT}{V} t$$

Où

- P(t) : Pression dans le réservoir après un temps donné (Pa)
- P₀ : Pression initiale dans le réservoir (Pa)
- \dot{m} : Débit massique à la sortie du réservoir (kg/s)
- V : Volume du réservoir (m³)
- R : Constante spécifique de l'air (287.05 kJ/kg*K)
- T : Température de l'air (298 K)
- t : Temps de fonctionnement de la génératrice (secondes)

Le volume du réservoir principal est donc de:

$$V_{Réservoir} = \frac{0.0234 \frac{kg}{s} * 287.05 \frac{J}{kg * K} * 298 K * 5760 sec}{(790 828 Pa - 170 272 Pa)} = 18.58 m^3$$

Ce volume corrobore le volume obtenu grâce à la méthode utilisée plus haut, qui était de 18.96m³. Le fait que la température de l'air à l'admission (sortie du compresseur) n'est pas exacte pourrait avoir comme conséquence que la masse d'air stocké à 100 PSI sera inférieure à la masse nécessaire pour une alimentation de 96 minutes de la génératrice. Suite à une période de transition, la température de l'air se refroidira dans le réservoir, la pression de stockage diminuera quelque peu et la compression pourra se poursuivre pour terminer le remplissage.

Puisque la pression de suralimentation est d'une grande importance pour le dimensionnement mais que celle-ci n'est pas encore connue, le volume du réservoir a été calculé pour différentes pressions de suralimentation. De plus, différentes pressions de stockage sont considérées. Le Tableau 5 montre la variation de la taille du réservoir primaire en fonction de la pression de stockage de l'air comprimé.

Un réservoir de 19 m³ est énorme, on peut diminuer considérablement la taille du réservoir en augmentant la pression de stockage tel qu'illustré au Tableau 5. Par contre, plus la pression de stockage est élevée, plus le compresseur doit être puissant et plus la sécurité du

stockage d'air comprimé devient un facteur. En raison des coûts importants des compresseurs à étages multiples, il sera impossible de pratiquer un stockage d'air comprimé à des pressions extrêmement élevées pour ce banc d'essais. Une pression de stockage de 100 PSI serait facilement atteignable à l'aide d'un compresseur à piston simple, et est recommandé pour le banc d'essai.

TABLEAU 5: VOLUME DU RÉSERVOIR PRINCIPAL POUR DIFFÉRENTES PRESSION DE STOCKAGE ET DE SURALIMENTATION

	Pression d'alimentation (PSI)	Masse d'air résiduelle (kg)	Volume du réservoir (m ³)
Pression de stockage de 100 PSI	0	12,03	10,16
	2,5	16,90	12,20
	5,0	22,75	14,34
	7,5	29,68	16,60
	10,0	37,76	18,98
Pression de stockage de 150 PSI	0	8,02	6,78
	2,5	11,17	8,06
	5,0	14,91	9,39
	7,5	19,26	10,77
	10,0	24,27	12,20
Pression de stockage de 200 PSI	0	6,02	5,08
	2,5	8,34	6,02
	5,0	11,09	6,99
	7,5	14,26	7,97
	10,0	17,89	8,90

Pour des systèmes de grandes envergures, le stockage d'air comprimé se fait à des pressions beaucoup plus élevées⁽¹⁹⁾. L'air comprimé peut être stocké à même le roc ou dans une mine désaffectée. Plus la pression de stockage est élevée, plus on réduit le volume mais plus la sécurité et l'aspect thermique de la décompression de l'air devient importante de même que la puissance de compression. En se limitant à des pressions de stockages relativement faibles, on simplifie grandement le système et les coûts du compresseur, en revanche on doit utiliser des réservoirs à grands volumes. Finalement, ceci est le volume pour l'utilisation de la génératrice pour une durée correspondant à un seul rechargement complet de la banque de batterie. Dépendamment de l'énergie éolienne entrant dans le système, ce volume d'air peu être insuffisant. Si l'énergie éolienne est rare, la génératrice fonctionne fréquemment et ne pourra pas être alimentée en air comprimé. En revanche, si on est en présence d'une forte pénétration d'énergie éolienne, le volume d'air pourrait être rapidement comblé et l'énergie additionnelle risque d'être perdue. Le nombre de réservoirs doit donc être optimisé dépendamment des conditions de vent.

III.5.2.3 Section de la conduite reliant le réservoir principal au réservoir tampon

Pour les mêmes raisons que pour la conduite d'admission, le type d'écoulement dans la conduite reliant la sortie du réservoir principal au reservoir tampon doit demeurer subsonique. Le diamètre minimale de la conduite est calculé afin d'éviter un écoulement autre que subsonique.

Pour une vitesse du son de 346.06 m/s, la vitesse maximale de l'air dans la conduite est de :

$$V_{max} = Ma * a = 0.3 * 346.06 \frac{m}{s} = 103.82 \frac{m}{s}$$

Puisque la vidange du réservoir tampon s'effectue à tous les deux cycles du moteur diesel et que le remplissage de celui-ci peut s'échelonner sur 2 cycles moteur, le débit d'air comprimé requis pour remplir le réservoir tampon est deux fois moins élevé que celui de la vidange, soit de 0.006 m³/s.

Le diamètre interne minimale de la conduite reliant le réservoir principal au réservoir tampon est de :

$$d_{min}(mm) = \sqrt{\frac{4 * \dot{v}}{V_{max} * \pi}} * 1000 = \sqrt{\frac{4 * 0.006 \frac{m^3}{s}}{103.82 \frac{m}{s} * \pi}} * 1000 = 8.579 \text{ mm soit } \frac{3}{8} \text{ de pouce}$$

Tout diamètre supérieur à cette valeur permettra d'éviter un écoulement autre que subsonique. Les diamètres internes des conduites d'air comprimé les plus communs disponibles sur le marché en pouce sont : 3/16, 1/4, 5/16, 3/8, 1/2, 5/8, 6/8 et 1 pouce pour des pressions entre 300 et 900 livre par pouce carré, soit 20 à 60 bars.

Le diamètre de tuyau se rapprochant le plus du diamètre de conduite minimum obtenu est celui de 3/8 de pouce.

III.5.2.3 Considérations sur les pertes de charge dans les conduites

Puisque la génératrice doit être continuellement alimentée en air comprimé à un débit moyen de 0.012 m³/s à 10 PSI (ou autre pression de suralimentation utilisée) lorsqu'elle fonctionne, le réservoir primaire doit fournir au minimum la moitié de ce débit au réservoir tampon afin de maintenir la pression de suralimentation. En effet, la chambre de combustion est remplie en air comprimé à tous les deux cycles, ce qui fait que le remplissage du réservoir tampon peut être réparti sur deux cycles moteur.

Les réservoirs primaire et secondaire doivent fournir leur débit d'air à une pression légèrement plus élevée que théoriquement nécessaire afin de compenser pour les pertes de charges dans les conduites. Cependant, dans le dimensionnement des réservoirs primaire et secondaire du banc d'essais, ces pertes de charge sont considérées comme négligeables puisque l'installation n'est pas encore déterminée et que la longueur des conduites d'air comprimé entre le réservoir primaire et tampon et entre le réservoir tampon et la génératrice ne sont pas connues. L'information ici présentée pourra être utilisée lors de l'étalonnage du banc d'essais.

La perte de charge dans une conduite est fonction de la longueur de la conduite, de son diamètre interne et de la rugosité de ses parois internes comme le démontre l'équation ci-dessous⁽¹⁸⁾ :

$$\left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2 = \frac{P_1^2 - P_2^2}{[(fL/D) + 2\ln(P_1/P_2)]}$$

Où

- \dot{m} : Débit massique à la sortie de la conduite (kg/s)
- A : Section de la conduite (m²)
- L : Longueur de la conduite (m)
- f : Facteur de friction de l'air dans la conduite

- D : Diamètre interne de la conduite (m)
- P_1 : Pression d'entrée de la conduite (Pa)
- P_2 : Pression de sortie de la conduite (Pa)

Lorsque l'installation sera réalisée, cette relation devra être utilisée afin de valider la pression de stockage pour la suralimentation.

III.5.3 DIMENSIONNEMENT DU COMPRESSEUR

Pour effectuer la compression de l'air durant les instants d'excès d'énergie, le SHEDAC utilise un compresseur. La durée de fonctionnement du compresseur est un élément clef au bon fonctionnement du système. Le rôle du compresseur est de convertir l'énergie électrique en surplus en air comprimé, pour remplacer le turbocompresseur de la génératrice et économiser du carburant lorsque la génératrice sera requise. Étant donnée l'application à faible charge, la puissance consommée par le compresseur ne doit pas être trop importante afin de bien s'intégrer avec les autres composantes du système (éolienne et batteries). Pour cette raison, et pour limiter les coûts, un compresseur standard simple étage à piston est considéré.

Le principe de fonctionnement d'un compresseur à piston s'apparente à celui d'un moteur à combustion mais sans les soupapes et l'arbre-à-cam. Le compresseur est généralement entraîné par un moteur électrique ou à essence. Lorsque le piston du compresseur descend du point mort haut vers le point mort bas (Aspiration), la différence de pression entre la chambre de compression et la pression atmosphérique fait ouvrir un clapet qui laisse entrer l'air dans la chambre. Lorsque le piston remonte, la haute pression qui se crée dans la chambre de combustion ferme le clapet d'admission. La différence de pression entre la pression dans la chambre et la pression dans le réservoir fait ouvrir le clapet d'échappement qui envoie l'air comprimé et réchauffé dans le réservoir de stockage comme on peut le voir aux Figures 11 et 12⁽¹⁶⁾.

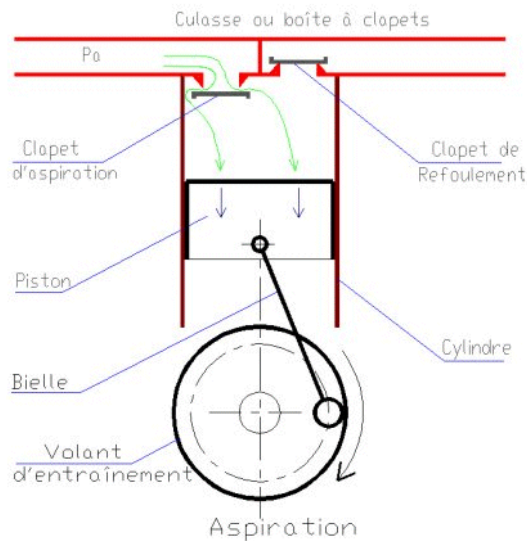


FIGURE 11: ASPIRATION DE L'AIR D'UN COMPRESSEUR À PISTON

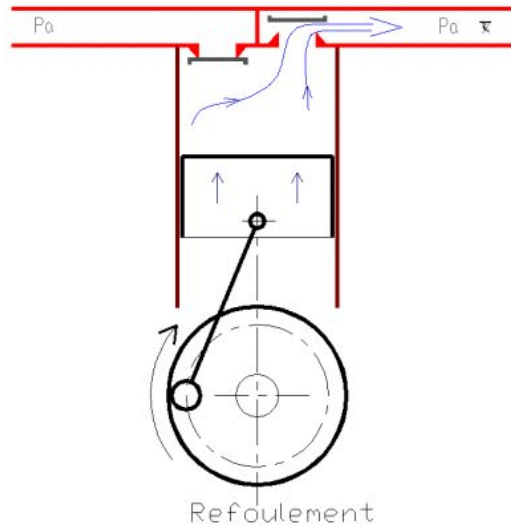


FIGURE 12: REFOULEMENT D'UN COMPRESSEUR À PISTON

Cette section présente quelques aspects théoriques pertinents sur les compresseurs tels que le cycle de service, le rendement volumique et le taux de compression. Ceci pour en arriver à une estimation du temps de fonctionnement nécessaire au compresseur pour remplir le volume d'air pour une utilisation de la génératrice, et ce pour différentes puissance du compresseur. La section est complétée par une considération sur l'effet de l'altitude à laquelle le compresseur est utilisé.

III.5.3.1 Cycle de service

Tous les compresseurs ne sont pas conçus pour fonctionner en permanence, les compresseurs de plus basse gamme nécessitent un temps de repos afin d'abaisser leur température pour éviter d'endommager les composantes internes. Le cycle de service d'un compresseur est le temps de fonctionnement de celui-ci par rapport à son temps de repos. Ainsi, un compresseur ayant un cycle de service de 50% doit s'arrêter pour une période de 20 minutes pour chaque 20 minutes de service. Un compresseur doté d'un cycle de service de 100% ne requiert aucun temps de repos⁽²⁰⁾. Dépendamment de la qualité du compresseur le cycle de service peut varier considérablement. Lors de l'achat du compresseur cette caractéristique doit être prise en compte selon les spécifications du fournisseur pour bien contrôler le temps de fonctionnement du compresseur lors des essais avec le banc d'essai.

III.5.3.1 Le rendement volumique

Le rendement d'un compresseur est le rapport entre le volume d'air aspiré et le volume d'air engendré par celui-ci. En effet, l'inertie des clapets d'aspiration et de refoulement (Temps d'ouverture et de fermeture des clapets) crée des pertes dans le volume d'air refoulé par le compresseur. L'information nécessaire pour identifier le rendement volumique d'un compresseur est fournie par le manufacturier. On utilise le rendement volumique afin d'augmenter la précision des calculs concernant le temps de remplissage du réservoir.

Le rendement volumique d'un compresseur est calculé comme suit :

$$\eta = 1 - \frac{V_{min}}{V_{max}} \left(\frac{P_{av}}{P_{am}} - 1 \right)$$

Où

- P_{av} : Pression en aval du compresseur, pression maximale dans le cylindre (Pa)
- P_{am} : Pression en amont du compresseur, pression atmosphérique (Pa)
- V_{min} : Volume mort haut (m^3)
- V_{max} : Volume mort bas (m^3)

Le rendement volumique du compresseur est pour l'instant, inconnu, mais celui-ci devra être évalué dès que possible. Pour les calculs de temps de remplissage du réservoir, un rendement idéal ainsi qu'un rendement de 65% est considéré afin d'illustrer l'impact du rendement volumique sur le temps d'utilisation du compresseur pour pressuriser le réservoir de stockage d'air comprimé.

III.5.3.2 Taux de compression

Le taux de compression d'un compresseur est le rapport entre le volume de la cylindrée lorsque le piston se situe à son point mort bas après aspiration et le volume de la cylindrée lorsque le piston se situe à son point mort haut après refoulement tel que démontré à la Figure 13⁽¹⁶⁾.

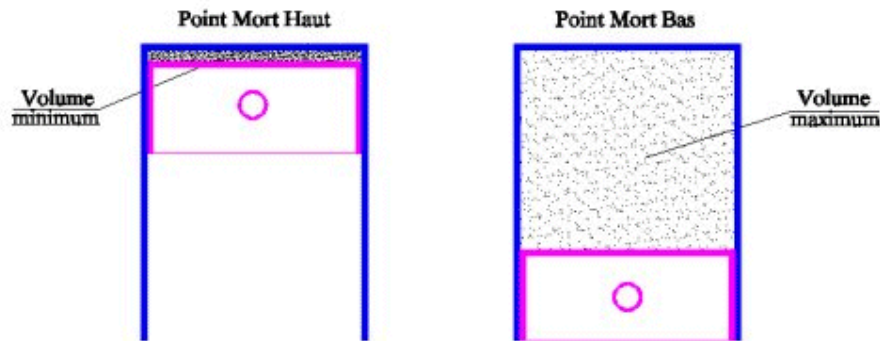


FIGURE 13: DÉTERMINATION DU TAUX DE COMPRESSION

Le taux de compression pour un compresseur à piston simple est :

$$C = \text{Taux de compression} = \frac{V_{max}}{V_{min}}$$

Le taux de compression maximal atteignable par un compresseur à simple étage est de 10⁽¹⁶⁾ en raison des pertes mécaniques lorsqu'on tente de réduire d'avantage le volume au point mort haut. Le taux de compression se calcule seulement par le rapport de ces deux volumes et exclu les effets thermiques. Effectivement lorsqu'on comprime l'air, celle-ci s'échauffe, augmentant d'avantage la pression, mais cette pression est inutilisable et se dissipe rapidement avec le refroidissement de l'air. Le taux de compression est donc la variable à utiliser pour les calculs de temps de remplissage du réservoir d'air principal.

III.5.3.3 Débit d'air à la sortie du compresseur et temps d'utilisation

Le débit volumique d'air que peut fournir un compresseur dépend de sa vitesse de rotation, de sa cylindrée et de son rendement volumique.

$$\dot{v}_{\text{compresseur}} = \text{Cylindrée} * \text{RPM} * \eta$$

Par exemple, pour une cylindrée de 400 CC soit 0.4 litre et une vitesse de rotation de 3000 RPM avec un rendement volumique idéal, débit volumique d'air est :

$$\dot{v}_{\text{compresseur}} = 0.0004 \text{ m}^3 * 3000 \frac{\text{Rotations}}{\text{minute}} * \frac{1 \text{ minute}}{60 \text{ secondes}} = 0.02 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

De manière générale, le débit d'air que peut fournir un compresseur s'exprime en CFM (Pieds cube par minutes). La conversion de m³/s en CFM se fait comme suit :

$$1 \text{ CFM} = 4.719 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Donc, un débit d'air de $0.02 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ correspond à 42.38 CFM. Règle générale, un compresseur standard à piston simple sortant de l'air à 100 PSI consommera 1 HP pour chaque 5 CFM.

Le temps d'utilisation d'un compresseur pour remplir un réservoir dépend de son débit volumique, taux de compression, de sa vitesse de rotation, de son rendement, de la température de l'air après compression, de la température ambiante, de la pression atmosphérique, de la taille du réservoir à remplir, de la pression désirée dans le réservoir ainsi que de la pression résiduelle dans le réservoir comme le démontre l'équation:

$$\Delta t = \frac{T_{\text{sortie}} * V (P_{\text{finale}} - P_{\text{initiale}})}{T_{\text{entrée}} * C * P_{\text{atm}} * Q * \eta}$$

La température de l'air à la sortie du compresseur suite à un processus adiabatique réversible est:

$$T_{\text{sortie}} = T_{\text{entrée}} * (C)^{\frac{K-1}{K}}$$

Où

- Δt : temps de fonctionnement du compresseur (Secondes)
- V : Volume du réservoir (m³)
- P_{Initiale} : Pression dans le réservoir avant la mise en marche du compresseur (Pa)
- P_{Finale}: Pression désiré dans le réservoir (Pa)
- C : Taux de compression du compresseur
- P_{atm} : Pression atmosphérique (Pa)
- Q : Débit d'air engendré par le compresseur (m³/s)
- η : Rendement du compresseur
- T_{entrée} : Température de l'air entrant dans le compresseur
- T_{sortie} : Température de l'air à la sortie du compresseur
- K : Coefficient de compression adiabatique de l'air = 1.4

Par exemple, le temps de remplissage pour un compresseur de 5 HP qui génère 25 CFM (0.0117 m³/s) de débit d'air à un taux de compression de 8 pour 1 pour une taille de réservoir de 18.96 m³, un rendement volumique de 100%, une pression initiale de 10 PSI,

une pression finale à 100 PSI, une température ambiante de 25°C et une pression atmosphérique de 101 325 Pa et :

$$\Delta t = \frac{539.8K * 18.96 m^3 (790\,828 Pa - 170\,272 Pa)}{298K * 8 * 101\,325 Pa * 0,0117 \frac{m^3}{s} * 1} = 2247 \text{ secondes}$$

La Figure 14 montre la variation du temps d'utilisation du compresseur en minutes pour remplir le réservoir principal de 18.96 m³, obtenu pour une pression de suralimentation de 10 PSI, en fonction de la puissance en HP délivrée par le compresseur et ce, pour un rendement de 100% et de 65%. On constate que le temps de fonctionnement du compresseur augmente d'avantage lorsque la puissance du compresseur passe sous les 4 HP. De plus, on observe l'importance d'un bon rendement pour diminuer le temps de fonctionnement. Un compromis entre temps de fonctionnement et la puissance du compresseur devra être fait lors de la sélection du compresseur. La puissance du compresseur dépendra largement de la puissance éolienne entrant dans le système et de la capacité des batteries. Pour éviter débâllée la charge du système, l'utilisation d'un compresseur de 2 HP serait un bon compromis entre puissance consommée et temps de remplissage du réservoir. Ceci car il faut sélectionner l'éolienne en fonction de la charge du système et non en fonction de la puissance du compresseur.

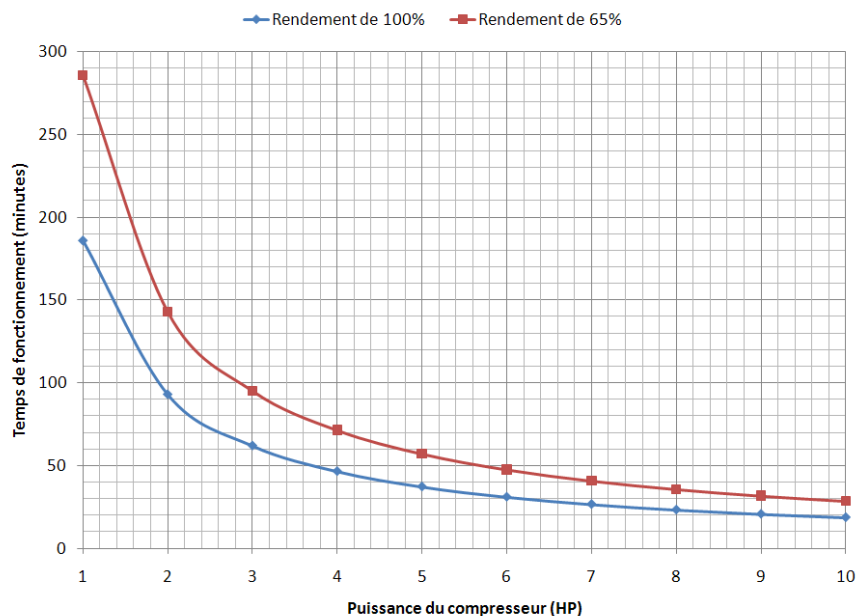


FIGURE 14: TEMPS DE FONCTIONNEMENT DU COMPRESSEUR EN FONCTION DE SA PUISSANCE AVEC UN RENDEMENT DE 100% ET DE 65%

On doit noter que la température de l'air remplissant le réservoir est considérée égale à la température à la sortie du compresseur. Par contre, dépendamment des conditions du milieu ambiant et de la longueur de la conduite d'air reliant le compresseur au réservoir principal, la température de l'air pourrait être grandement réduite. Ceci aurait pour conséquence de rallonger le temps d'utilisation du compresseur pour pressuriser le réservoir.

De plus, on doit spécifier aussi que l'humidité de l'air ambiante n'est pas considérée dans les calculs. Comprimer de l'air humide revient à réduire d'avantage le rendement volumique du compresseur d'air étant donné qu'une certaine partie du volume au point mort haut est

occupé par la vapeur d'eau. Ceci à donc pour effet de réduire le volume du point mort haut car l'eau est incompressible, réduisant ce qui est débité par le compresseur. L'humidité peut engendrer d'autres effets négatifs. Le refroidissement de l'air suivant la compression provoquera de la condensation, favorisant la corrosion de la tuyauterie et du réservoir de stockage, augmentant les pertes de charges et le risque de gel lors des périodes de repos et pouvant nuire au fonctionnement mécanique du compresseur dû à son incompressibilité. L'ajout d'un filtre décanteur peut donc s'avérer nécessaire afin de réduire au mieux l'humidité de l'air comprimé.

III.5.3.4 Considération sur l'application du facteur de correction du volume d'air pour différentes altitudes

Puisque le volume d'un gaz parfait pour une certaine masse donnée est fonction de la pression ambiante où celui-ci se situe, la pression atmosphérique à laquelle se situera le SHEDAC jouera un certain rôle sur son temps d'utilisation. En effet, la pression atmosphérique est inversement proportionnelle à l'altitude, c'est-à-dire que plus on se situe en hauteur par rapport au niveau de la mer plus la pression atmosphérique diminue. Donc, pour un même débit volumique d'air à l'entrée du compresseur, la masse d'air comprimé est moins importante à une altitude de trois milles mètres qu'à une altitude au niveau de la mer. Ainsi, la pression à laquelle est comprimé l'air à trois milles mètres d'altitude est moins élevée pour un même volume d'air aspirée. Ce qui signifie qu'un compresseur situé à cette altitude doit travailler plus longtemps pour comprimer de l'air à 100 PSI que s'il était situé au niveau de la mer. Donc, l'altitude à laquelle se situe le SHEDAC influence le temps d'utilisation du compresseur et son rendement. Le banc d'essais est dimensionné pour une altitude au niveau de la mer, aucune correction sur le temps d'utilisation du compresseur ne sera nécessaire.

Le Tableau 6⁽¹⁷⁾ montre le facteur de correction à apporter pour un volume de gaz donné en fonction de l'altitude.

TABLEAU 6: FACTEUR DE CORRECTION DU VOLUME EN FONCTION DE L'ALTITUDE

Altitude		Volume Correction Factor
(m)	(ft)	
0	0	1.00
480	1600	1.05
990	3300	1.11
1500	5000	1.17
1980	6600	1.24
2460	8200	1.31
2970	9900	1.39

Par exemple, en utilisant un compresseur de 5 HP générant 25 CFM (0.0117 m³/s) de débit d'air à un taux de compression de 8 pour 1 pour une taille de réservoir de 18.96 m³, avec un rendement volumique de 100%, pour une pression initiale de 10 PSI, une pression finale à 100 PSI et à température ambiante. Au niveau de la mer, le temps pour remplir le réservoir à 100 PSI serait de 2 247 secondes, soit 37 minutes. En revanche, à une altitude de trois milles mètres, le temps pour remplir le réservoir à 100 PSI serait de 3 146 secondes, soit 15 minutes de plus qu'au niveau de la mer (Voir section III.5.3.3). Donc, on peut en déduire que l'influence de l'altitude sur la pression atmosphérique et le temps d'utilisation du compresseur n'est pas négligeable.

III.5.4 ÉLABORATION DES PROFILS DE VENT

Le banc d'essais du SHEDAC est conçu afin d'étudier la faisabilité du stockage d'air comprimé, il est donc nécessaire d'étudier la performance du système pour différentes qualités de vent. La qualité du vent d'un site d'exploitation détermine l'espérance en termes de puissance éolienne récupérable. Dans un cas d'application réel, on utilise des instruments afin de relever des données permettant de déterminer la qualité du vent à un site d'exploitation possible. De part sa nature, le vent n'est pas un phénomène facilement prédictible. On peut étudier les variations de vent à court terme, sur une journée, un mois, une année ou plusieurs années; ce qui résulte de ces mesures sont des variables statistiques permettant d'utiliser des outils mathématiques pour une première approximation de la puissance éolienne potentielle du site.

Pour étudier plusieurs qualités de vent, le banc d'essais ne sera pas équipé d'une vraie éolienne mais d'un moteur pour simuler l'apport d'énergie éolien. La puissance injectée dans le système par le moteur est contrôlée de façon à respecter la moyenne annuelle. La nature aléatoire du vent est donc simulée par l'utilisation d'une fonction de sélection aléatoire respectant une certaine distribution statistique, déterminant la vitesse du vent pour un certain instant. Par rapport à la vitesse du vent, la puissance de l'éolienne peut être calculée pour ensuite être donnée comme consigne au moteur simulant l'éolienne dans le banc d'essais du SHEDAC. Cette section élabore la théorie utilisée pour la construction des différentes distributions statistiques hypothétiques pour l'étude de la performance d'un SHEDAC sous différentes qualités de vent.

III.5.4.1 Distribution de Weibull et de Rayleigh

En pratique, une distribution de probabilité est principalement utilisée pour l'analyse de données de mesures de vent⁽¹⁵⁾. Cette relation a la particularité d'être seulement définie pour des valeurs strictement plus grande que zéro, ce qui est une nécessité pour un phénomène tel que le vent. La loi de distribution de Weibull regroupe en fait plusieurs lois de distributions dont celle de Rayleigh; elle est très utilisée en physique appliquée en raison de sa polyvalence. Nécessitant la connaissance de seulement deux paramètres, moyenne et écart type de la vitesse du vent, la loi de Weibull permet de facilement obtenir une fonction de densité de probabilité utilisable pour des calculs stochastiques.

Tel que mentionné, la relation de Weibull permet de représenter une variété de fonctions de densités de probabilités dû au fait qu'elle est construite selon la moyenne et l'écart type. La moyenne et l'écart type sont utilisés pour le calcul des facteurs de forme et d'échelle, k et c. La fonction de densité de probabilité selon la loi de Weibull⁽¹⁵⁾ est :

$$P(U) = \left(\frac{k}{c}\right) \left(\frac{U}{\bar{U}}\right)^{k-1} e^{-\left(\frac{U}{c}\right)^k}$$

La fonction de distribution cumulative :

$$F(U) = 1 - e^{-\left(\frac{U}{c}\right)^k}$$

Les facteurs k et c sont évalués par la solution de différentes équations qui sont fonctions de la moyenne et de l'écart-type de la distribution étudiée :

$$\bar{U} = c\Gamma\left(1 + \frac{1}{k}\right)$$

Où la fonction gamma est donnée par

$$\Gamma(x) = \int_0^{\infty} e^{-t} t^{x-1} dt \approx (\sqrt{2\pi x})(x^{x-1})(e^{-x}) \left(1 + \frac{1}{12x} + \frac{1}{288x^2} - \frac{139}{51840x^3} + \dots\right)$$

Et

$$\sigma_U^2 = \bar{U}^2 \left[\frac{\Gamma\left(1 + \frac{2}{k}\right)}{\Gamma^2\left(1 + \frac{1}{k}\right)} - 1 \right]$$

Tel qu'en témoignent ces relations, il est difficile d'évaluer les paramètres k et c en raison de la fonction gamma. Une relation empirique (Justus, 1978) a donc été développée pour le paramètre k,

$$k = \left(\frac{\sigma_U}{\bar{U}}\right)^{-1.086}$$

Et aussi pour le paramètre c,

$$c = \frac{\bar{U}}{\Gamma\left(1 + \frac{1}{k}\right)} \approx \bar{U} \left(0.568 + \frac{0.433}{k}\right)^{\frac{-1}{k}}$$

La distribution de Rayleigh est une solution spéciale de la loi de Weibull où l'exposant est égal à 2. Elle est une bonne approximation des moyennes de vent annuelles où le paramètre k se situe entre 1,6 et 2,4. Pour la distribution de Rayleigh, seule la moyenne de la vitesse du vent est nécessaire pour obtenir la fonction de densité de probabilité. Lorsque k = 2, on peut démontrer que :

$$\Gamma^2\left(1 + \frac{1}{2}\right) = \frac{\pi}{4} \text{ et } \frac{\sigma_U}{\bar{U}} = 0.528$$

Par conséquent

$$c = \frac{\bar{U}}{\sqrt{\frac{\pi}{4}}}$$

La fonction de densité de probabilité selon la distribution de Rayleigh est donc⁽¹⁵⁾ :

$$P(U) = \left(\frac{\pi}{2}\right) \left(\frac{U}{\bar{U}^2}\right) e^{\left[-\frac{\pi}{4}\left(\frac{U}{\bar{U}}\right)^2\right]}$$

et la fonction de distribution cumulative :

$$F(U) = 1 - e^{\left[-\frac{\pi}{4}\left(\frac{U}{\bar{U}}\right)^2\right]}$$

La fonction de distribution de Rayleigh a pour avantage de nécessiter la connaissance d'un seul paramètre, soit la vitesse moyenne du vent. À l'aide de cette relation, il est maintenant facile de représenter le comportement aléatoire du vent pour différentes vitesses moyennes de vent. Les différents profils de vent possible suivant la relation de Rayleigh sont présentés à la Figure 15.

La distribution de Rayleigh devient plus étendue autour de sa moyenne lorsque celle-ci augmente. Effectivement, telle que montré à la Figure 15, pour une faible vitesse moyenne de vent les probabilités sont fortement centrées autour de cette moyenne. Plus la vitesse moyenne du vent s'éloigne de zéro, plus la courbe de densité de probabilité s'aplatie, et plus la vitesse actuelle du vent peut prendre des valeurs éloignées de la valeur moyenne.

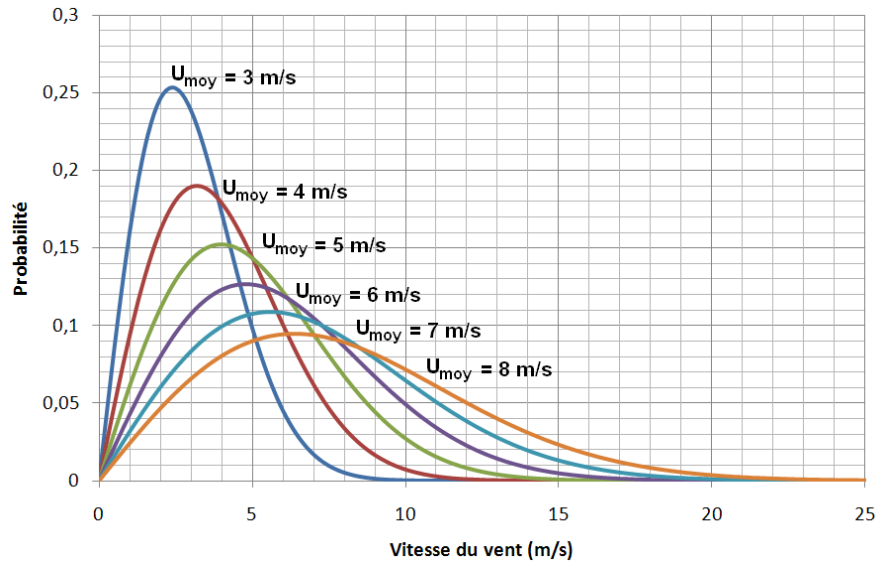


FIGURE 15: DISTRIBUTION DE RAYLEIGH POUR DIFFÉRENTES VITESSES MOYENNES

Les différents profils de vents présentés peuvent être utilisés pour simuler la puissance éolienne entrante dans un système selon différente qualité de vent. La distribution de Rayleigh combinée au calcul de la puissance produite par l'éolienne permet de déterminer la puissance à un instant donné.

III.5.5 PUISSANCE EOLIENNE

La sélection d'une éolienne doit nécessairement être fait à fin répondre à la charge électrique demandée par l'installation à alimenter. Dans le cas du banc d'essais à réaliser, la charge correspond à celle d'une tour de mesure de vent équipée d'équipement protégés thermiquement contre le givre, soit 15 kWh en période critique (625 W instantanée). À cette charge doit être ajoutée la puissance requise pour le compresseur d'air comprimé, considérée à 2 HP, ainsi que toute autre source d'énergie susceptible d'être présent sur une installation telle que le chauffage des batteries et de la génératrice en arrêt durant des instants de froid extrême. On peut estimer en tout et pour tout, une charge électrique pouvant atteindre les 3 kW durant les périodes critiques. Pour maximiser l'énergie éolienne et tendre vers une utilisation réduite de la génératrice au cours de l'année et ce, quelque soit les conditions venteuses, l'éolienne est sélectionnée en fonction de la vitesse moyenne du vent. La courbe de puissance d'une éolienne permet d'identifier la puissance récupérée pour un vent donné, mais en l'absence de celle-ci on doit fonctionner autrement pour la sélection. Une courbe d'approximation a été construite afin d'identifier la puissance nominale de l'éolienne en fonction de la vitesse moyenne annuelle des vents, permettant par la suite de cibler une courbe de puissance provenant d'un fournisseur.

L'identification de la courbe de puissance de l'éolienne correspondant à la qualité venteuse du site est essentielle à la simulation puisque cette courbe permet la connaissance de la puissance produite pour différentes vitesse de vent.

III.5.5.1 La puissance disponible

Le vent, d'un point de vue théorique, a un potentiel énergétique impressionnant. En effet, l'énergie cinétique d'une masse d'air en mouvement peut atteindre des valeurs exceptionnelles, telles que parfois démontrées par les caprices de dame nature. Pour évaluer la puissance idéalement exploitable, considérons la Figure 16. En appliquant l'équation de continuité à la masse d'air de densité, ρ , passant par la section couverte par le rotor de l'éolienne, A , à une certaine vitesse, U , il est possible de quantifier le débit massique d'air:

$$\frac{dm}{dt} = \rho AU$$

Pour en déduire l'énergie cinétique du mouvement d'air :

$$P_{vent} = \frac{1}{2} \frac{dm}{dt} U^2 = \frac{1}{2} \rho AU^3$$

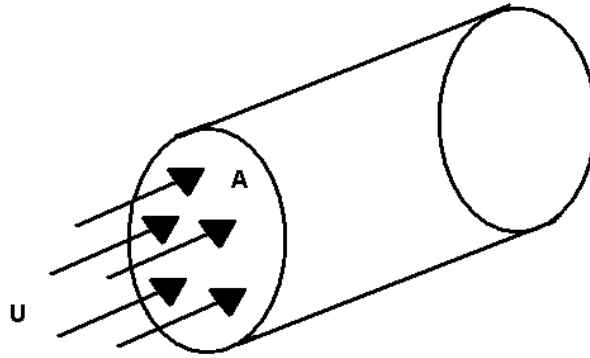


FIGURE 16: ÉNERGIE CINÉTIQUE DU VENT CIRCULANT DANS LA SECTION DU ROTOR

On obtient donc une expression de la puissance que peut représenter le vent pour une situation donnée. La puissance éolienne, tel que démontré, est proportionnelle à la section du rotor, à la densité de l'air et à la vitesse du vent élevée au cube. La vitesse du vent a une forte influence sur la puissance disponible, d'où l'importance accordé à la sélection du site d'emplacement d'un parc éolien. La densité de l'air varie avec la température et la pression atmosphérique à une hauteur donnée, ce paramètre est hors du contrôle de l'exploiteur et varie selon les saisons. Seule la section du rotor peut être optimisée pour des valeurs de vents et de densité d'air moyen afin d'assurer une puissance minimale pour une vitesse de vent donnée.

III.5.5.2 Puissance éolienne produite et la courbe de puissance

La puissance réellement produite par l'aérogénérateur dépend des propriétés de l'écoulement d'air passant par le rotor et sur l'efficacité aérodynamique de celui-ci. Un rendement maximal de 45% peut être atteint par les meilleurs aérogénérateurs sur le

marché⁽¹⁵⁾. La puissance éolienne produite se calcul en appliquant le coefficient de puissance et le rendement générale de l'éolienne à l'expression de la puissance cinétique du vent.

$$P_{\text{éolienne}}(U) = \frac{1}{2} C_p \eta \rho A U^3$$

Le coefficient de puissance c_p est définie par le rapport entre la puissance éolienne produite et la puissance éolienne disponible. Celui-ci varie en fonction de la vitesse du vent et est unique pour chaque type d'éolienne. En traçant la puissance éolienne produite en fonction de la vitesse du vent, on obtient la courbe de puissance de l'éolienne, un exemple est montré à la Figure 17. Cette courbe est utilisée pour la sélection d'une éolienne répondant aux critères de sélections désignés. Les fabricants classifient leurs éoliennes en fonction de la puissance nominale, puissance à laquelle l'augmentation de la vitesse du vent ne conduit plus à une augmentation de la puissance produite. La courbe de puissance étant unique à chaque éolienne, une méthode approximative pour l'identification de la puissance nominale de l'éolienne en fonction de la vitesse moyenne du vent a été élaborée. La puissance nominale ainsi identifiée permettra de sélectionner l'éolienne et d'obtenir la courbe de puissance correspondante.

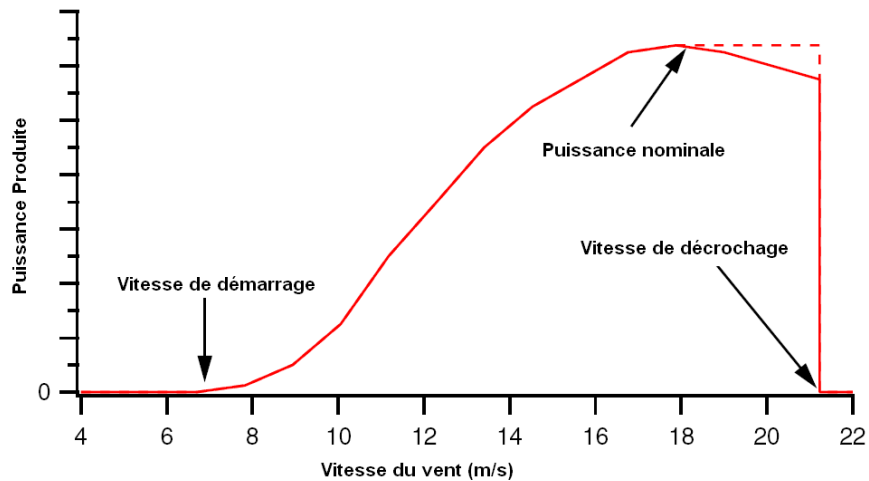


FIGURE 17: COURBE DE PUISSANCE TYPIQUE

III.5.5.2 Méthode approximative pour la sélection de l'éolienne

Pour cibler la puissance nominale de l'éolienne à utiliser en fonction d'une vitesse moyenne du vent, une courbe de puissance linéaire est utilisée. Contrairement à la courbe présentée à la Figure 17, la vitesse de démarrage est négligée puisque celle-ci varie de façon importante selon la taille de l'éolienne. La courbe de puissance considérée est donc une droite partant d'une puissance nul, augmentant jusqu'à la puissance nominale. La vitesse du vent à la puissance nominale est considérée égale à 16 m/s, il faut parfois noter que cette vitesse est approximative et que celle-ci est propre à chaque éolienne. La méthode consiste à spécifier que l'éolienne produira la puissance de 3 kW lorsque la vitesse du vent est égale à la vitesse moyenne annuelle au site considéré et d'utiliser la droite pour identifier la puissance nominale de l'éolienne. La procédure est montrée à la Figure 18 et un exemple de sélection est fait pour un site dont la vitesse moyenne annuelle du vent est de 5 m/s.

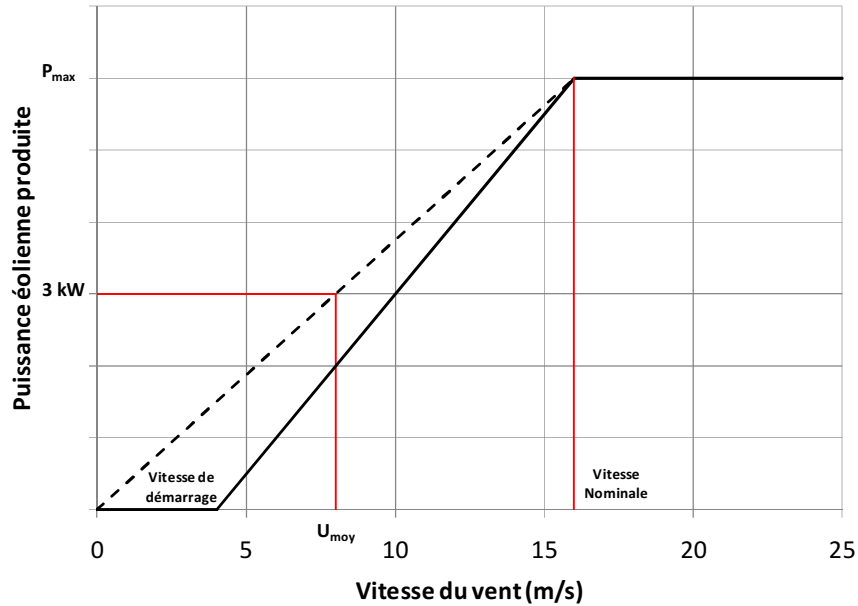


FIGURE 18: MÉTHODE APPROXIMATIVE POUR LE CHOIX DE L'ÉOLIENNE

Selon la méthode élaborée, la puissance nominale de l'éolienne à installer pour un site dont la vitesse moyenne annuelle du vent est de 5 m/s par second est de :

$$P_{nom} = \frac{3 \text{ kW} * 16 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{5 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 9.6 \text{ kW}$$

Une éolienne dont la puissance nominale est approximativement de 10 kW est donc recommandée pour un site où la vitesse du vent est en moyenne de 5 m/s. La production de 3 kW à cette vitesse n'est toutefois pas respectée étant donnée l'erreur provenant de l'approximation linéaire, toutefois la méthode permet d'orienter les recherches. Une courbe de performance correspondant à une éolienne Bergey de 10 kW, dont le rotor fait 7 m de diamètre, a été obtenue à l'aide d'un simulateur rendu disponible par le fournisseur afin de valider la méthode de sélection (Figure 19).

La courbe de puissance correspondant à la Bergey 10 kW indique que la puissance de 3 kW n'est pas produite à une vitesse de 5 m/s mais bien lorsque la vitesse du vent est d'au moins 8 m/s. La vitesse de démarrage de cette éolienne est de 3 m/s, la puissance nominale est aux alentours de 8 kW et la puissance produite diminue rapidement pour des vitesses surpassant 14 m/s. En considérant strictement la charge de 630 W correspondant à la consommation des instruments de la tour de mesure en situation de givre, l'éolienne est en mesure de soutenir la charge à partir d'une vitesse de 5 m/s. La méthode de sélection approximative est imprécise mais par un heureux hasard, elle permet tout de même de bien répondre à l'application. Une éolienne de plus grand taille permettrait de respecter la production de 3 kW pour une vitesse de vent de 5 m/s, par contre la surproduction d'énergie pourrait devenir problématique en l'absence d'un compresseur additionnel. L'éolienne considérée est donc très bien adaptée pour répondre à la charge de la tour de mesure et dans des situations de vent fort, elle permet de compresser l'air et d'optimiser son fonctionnement.

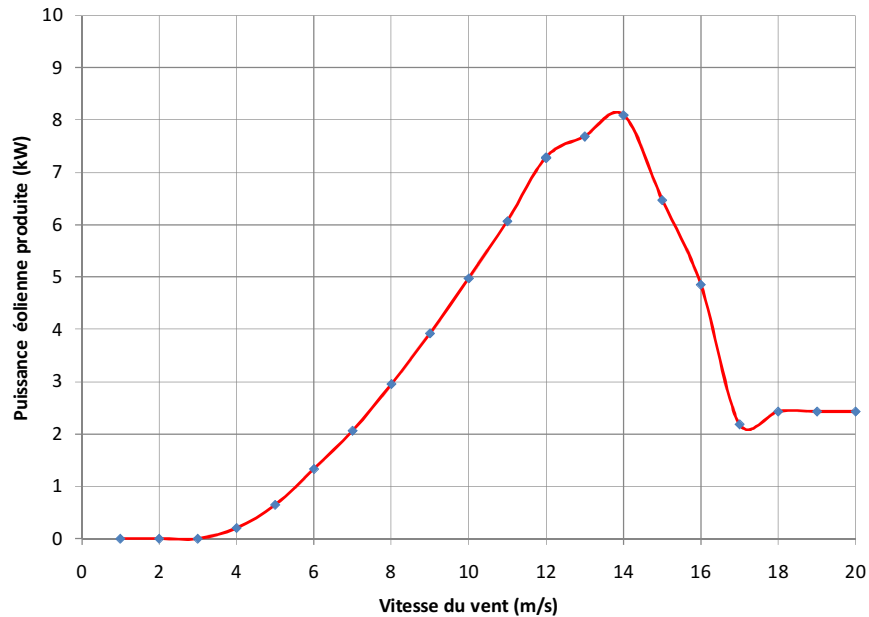


FIGURE 19: COURBE DE PUISSANCE ÉOLIENNE BERGEY DE 10 KW

Cette courbe obtenue à l'aide du simulateur fournie par Bergey pourrait être utilisé afin de simuler la puissance éolienne pour un profil de vent donnée. Une stratégie de contrôle du système sera réalisée dans la section suivante en considérant cette courbe de puissance et un vent moyen de 5 m/s dont la fonction de probabilité obéit à la loi de Rayleigh.

III.5.6 STRATEGIE DE CONTROLE

La viabilité d'un système hybride éolien-diésel avec stockage d'air comprimé dépend grandement du site d'exploitation puisque celui-ci détermine l'apport d'énergie éolienne dans le système pour alimenter la charge, recharger la banque de batteries et alimenter le compresseur. La probabilité de l'occurrence de différente vitesse de vent détermine le temps d'utilisation de la génératrice et par conséquent, la consommation de carburant de celle-ci.

L'utilisation de l'air comprimé en dépit du turbocompresseur dans l'alimentation de la génératrice diésel du SHEDAC à pour but d'exploiter au maximum l'énergie dite perdu par l'éolienne, c'est-à-dire l'énergie produite en surplus par celle-ci lorsque les batteries sont rechargées à 80% de leur capacité et que la charge de la tour de mesure est soutenu. Cette énergie supplémentaire est utilisée afin d'alimenter le compresseur qui stocke de l'air comprimé dans un réservoir. Cet air comprimé sert à suralimenter en air la génératrice diésel lorsque celle-ci est requise ce qui permet une diminution de la consommation en carburant. Cette section s'intéresse donc à la stratégie de contrôle à utiliser afin de gérer l'interaction entre les composantes principales du système sous différentes situations.

L'énergie moyenne fournie par l'éolienne est utilisée avant tout pour soutenir la charge. Puisque cette énergie est variable, elle ne peut donc pas alimenter directement les instruments et doit passer par un régulateur qui lui, recharge la banque de batteries qui alimente la tour de mesure. Ainsi, le régulateur protège les batteries contre la surcharge de courant provenant de l'éolienne.

Puisque la vitesse des vents pour un site donné n'est pas constante, différentes situations sont à prévoir dans la stratégie de contrôle du SHEDAC. Pour déterminer la stratégie de contrôle, la puissance éolienne disponible en fonction de la vitesse du vent est considérée. La puissance éolienne permet d'identifier, dépendamment de la charge soutenue, le temps de recharge de la banque de batteries préalablement dimensionnée. Différents choix d'opérations sont possible dépendamment de l'énergie produite par l'éolienne autre que l'énergie nécessaire au bon fonctionnement des instruments de la tour de mesure.

III.5.6.1 Temps de recharge des batteries pour différents cas venteux

La puissance éolienne disponible telle que calculée dans la section III.5.5.1 peut être utilisée pour quantifier le courant de recharge. Ce courant est fonction de la puissance de recharge soit la différence entre la puissance éolienne et la puissance de la charge. Deux puissances de charge sont envisageables : 330 Watts en condition non-givrante et 625 Watts en condition givrante. La puissance de recharge est ensuite divisée par la tension de recharge permettant le calcul du courant de recharge :

$$I_{recharge} = \frac{P_{recharge}}{24 V} = \frac{P_{éolienne} - P_{charge}}{24 V}$$

À l'aide du courant de recharge, il est possible d'évaluer le temps de recharge des batteries. Ce temps est le résultat de la capacité en ampère-heure de la banque de batteries multipliée par la fraction utile de celle-ci et divisée par le courant de recharge :

$$\Delta t = \frac{Cp_{requis} * \gamma}{I}$$

Où

Δt : Temps de décharge de la batterie en heure

I : Courant continue de la charge (A)

γ : Fraction utile par rapport à la capacité totale de la batterie (32%)

Le temps de rechargement des batteries jusqu'à 100% n'est pas déterminé puisqu'il s'agit de la recharge par absorption. Ce type de recharge s'exécute à un taux (ampère-heure) moins élevé (Généralement 2% de la capacité maximale des batteries) qui diminue avec le temps ce qui entraîne un temps de recharge beaucoup plus élevé. Le Tableau 7 énonce le temps et l'intensité de recharge de la banque de batteries pour un site dont la vitesse moyenne de vent est de 5 m/s et pour une éolienne de 10 KW de 7 mètres de rotor.

Le temps de recharge des batteries varie donc en fonction du type de charge (Condition givrante ou non-givrante) ainsi que de la vitesse moyenne des vents du site sélectionné. En effet, plus l'énergie de surplus disponible est élevée, plus le temps de recharge des piles est court. Cependant, une vitesse moyenne de vent supérieur ou égale à 9 m/s n'améliore pas le temps de recharge des batteries puisque le courant de recharge admissible maximum (20% de la capacité nominale des batteries) est de 130 ampères tel vu à la section 3.2.8 (Rechargement des batteries). Ainsi, l'intensité de recharge des batteries est maximale pour une vitesse moyenne de vent comprise entre 8 et 9 m/s comme le démontre le Tableau 7.

TABLEAU 7: TEMPS ET INTENSITÉ DE RECHARGE DES BATTERIES SI COMPLÈTEMENT VIDE EN CONDITIONS GIVRANTES ET NON-GIVRANTES

Vitesse du vent (m/s)	Puissance produite par éolienne Bergey de 10 Kw (W)	Puissance produite (W) lorsque la charge est soutenue		Intensité de la recharge des batteries (A)		Temps de recharge de la banque de batteries si complètement vide (Heure)	
		Conditions non-givrantes	Conditions givrantes	Conditions non-givrantes	Conditions givrantes	Conditions non-givrantes	Conditions givrantes
1	0	-330	-625	-13,8	-26	-	-
2	0	-330	-625	-13,8	-26	-	-
3	0	-300	-625	-13,8	-26	-	-
4	202	-128	-423	-5	-18	-	-
5	647	317	22	13	1	16	208
6	1335	1005	710	42	30	5	6,9
7	2063	1733	1443	72	60	2,9	3,5
8	2953	2623	2328	123	97	1,7	2,1
9	3924	3594	3299	130	130	1,6	1,6
10	4976	4646	4351	130	130	1,6	1,6

Le surplus d'énergie produite par l'éolienne doit par contre être suffisamment élevé afin de pouvoir alimenter le compresseur. En considérant un compresseur de 2 HP (Environ 1 500 W) et la capacité de la banque de batterie à 80%, il est possible d'identifier qu'elle vitesse moyenne de vent est nécessaire afin d'alimenter le compresseur à même l'énergie éolienne. Dans le Tableau 8, la vitesse moyenne de vent minimale afin de permettre la mise en marche du compresseur sous condition givrante est de 5 m/s. A cette vitesse de vent, l'énergie éolienne produite est suffisante pour soutenir la charge et recharger les batteries. Puisque la recharge des batteries est possible et dans le cas où la banque de batteries est rechargée à 80 % de sa capacité, la mise en marche du compresseur est envisageable. En effet, bien que la puissance produite par l'éolienne soit insuffisante pour alimenter le compresseur tout en soutenant la charge (1 335 W au lieu de 2 130 W), il est possible de compresser de l'air en utilisant l'énergie emmagasinée dans les batteries. Lorsque cette énergie passe de 80 % à 70 % de la capacité des batteries, le compresseur est arrêté et la recharge des batteries se poursuit.

Pour une vitesse de vent de 7 m/s, la puissance éolienne permet d'alimenter la tour de mesure puis de recharger les batteries. Une fois les batteries rechargées à 80 % de leur capacité, le compresseur dispose de suffisamment d'énergie éolienne pour se mettre en marche. Au delà de cette vitesse de vent (7 m/s), l'énergie produite par l'éolienne est telle qu'elle permet à la fois de soutenir la charge, d'alimenter le compresseur et de recharger la banque de batteries. La vitesse moyenne des vents est donc essentielle dans la détermination de la possibilité de mise en marche du moteur du compresseur. De plus, l'énergie éolienne excédentaire peut être utilisée en partie pour recharger par absorption la banque de batteries de 80% à 100% de sa capacité et l'autre partie peut être dissipée dans des charges résistives ou utilisée pour alimenter un deuxième compresseur pour réduire le temps de remplissage du réservoir d'air comprimé.

TABLEAU 8: PUISSANCE ÉOLIENNE EN FONCTION DE LA VITESSE MOYENNE DE VENT

Vitesse du vent (m/s)	Puissance produite par éolienne Bergey de 10 Kw (W)	Charge soutenue en condition givrante	Mise en marche du compresseur
1	0,00	NON	NON
2	0,00	NON	NON
3	0,00	NON	NON
4	202,28	NON	NON
5	647,29	OUI	NON
6	1335,04	OUI	OUI
7	2063,25	OUI	OUI
8	2953,28	OUI	OUI
9	3924,22	OUI	OUI
10	4976,08	OUI	OUI

Les approximations de la puissance disponible réalisées indique qu'un vent de 5 m/s est nécessaire afin d'assurer la charge de la tour de mesure en condition givrantes. Le surplus d'énergie (différence entre charge et énergie éolienne) devient suffisamment important pour alimenter le compresseur à partir d'un vent plus grand que 6 m/s en conditions givrantes.

III.5.6.2 La stratégie de contrôle proposée

En regard des contraintes du système obtenues plus haut, une stratégie de contrôle du système est proposée en fonction de différentes priorités : Soutenir la charge, recharger la banque de batteries, compresser de l'air, recharger par absorption les batteries de 80% à 100% de leur capacité nominale et compresser à nouveau de l'air ou dissiper l'énergie excédentaire dans des charges résistives. L'énergie générée par l'éolienne détermine la manière de gérer la distribution de l'énergie. Dans le cas du banc d'essais, l'énergie éolienne est générée aléatoirement par un moteur électrique contrôlé de manière à respecter un profil annuel de la vitesse du vent de qualité variable.

Soutenir la charge

Dans toutes les situations, l'alimentation de la tour de mesure est prioritaire. En cas d'absence de vent, l'énergie produite par l'éolienne est nulle et l'utilisation de la génératrice devient donc nécessaire afin de soutenir la charge. En situation de faible vent, si la puissance éolienne produite n'est pas suffisante pour alimenter la tour de mesure, cette énergie sert à diminuer le taux de décharge des batteries.

Recharger la banque de batteries

Puisque la vitesse moyenne des vents d'un site donné varie continuellement, la puissance développée par l'éolienne varie également. Lorsque la charge est soutenue, l'énergie éolienne excédentaire disponible sert à la recharge des batteries. Cette énergie de surplus permet la recharge les batteries jusqu'à 80 % de leur capacité et ce à différents taux dépendamment de la vitesse des vents.

Compresser de l'air

Une fois la banque de batteries rechargée à 80 % de sa capacité et la charge de la tour de mesure soutenue, l'énergie éolienne supplémentaire disponible sert à la mise en marche du compresseur. Dans le cas où cette énergie de surplus est inférieure à l'énergie nécessaire pour l'utilisation du compresseur, l'énergie emmagasinée dans la banque de batteries est utilisée afin de combler le manque de puissance et de permettre de compresser de l'air. Ainsi, lorsque la décharge des batteries atteint 70 % de leur capacité maximale, le compresseur est arrêté et la recharge de la banque de batteries se poursuit jusqu'à 80 % de sa capacité. De cette manière, il est donc possible de compresser de l'air en situation de faible vent (6 m/s pour une éolienne de 10 KW et de 7 m de rotor pour un site de vitesse moyenne de vent de 5 m/s).

Vitesse de vent nulle

En cas d'absence de puissance éolienne, la banque de batterie peut soutenir la charge pour une période d'environ huit heures. Par la suite, la génératrice est en mesure de recharger la banque de batteries tout en étant alimenté en air comprimé pour une période de 1,6 heure (considérant un seul réservoir plein). Les batteries ainsi rechargées peuvent soutenir la charge durant 8 heures supplémentaires pour un total d'environ 18 heures d'autonomie. Passé ce délai, c'est-à-dire pour une absence de vent d'une durée de plus de 18 heures, le réservoir principal d'air comprimé est considéré comme vide (Pression interne égale ou inférieure à 10 PSI).

Énergie perdue

Lorsque la banque de batteries est rechargée à 80% de sa capacité maximale, que la charge de la tour de mesure est soutenue et que le réservoir d'air comprimé est plein (100 PSI), l'énergie supplémentaire produite par l'éolienne est perdue si inutilisée. C'est pourquoi il est préférable d'utiliser cette énergie afin de recharger les batteries jusqu'à 100% de leur capacité. Cette recharge est de type par absorption et s'effectue à un taux ampère-heure beaucoup moins élevé qu'une recharge standard (Généralement 2 % de la capacité maximale des batteries). Puisque le taux de recharge est moindre, une partie de l'énergie excédentaire produite par l'éolienne devra être dissipée dans des charges résistives afin d'éviter tout dommage à la banque de batteries. Une fois la banque de batteries rechargée à 100% de sa capacité, la puissance supplémentaire produite par l'éolienne doit être dissipée pour éviter d'endommager la banque de batteries. L'utilisation d'éléments chauffants est une bonne manière de dissiper cette énergie tout en réchauffant l'habitable de l'installation jusqu'à température optimale.

III.5.7 FEUILLE DE CALCUL

Tel que mentionné à quelques reprises, une feuille de calcul Matcad a été conçu afin d'intégrer les calculs utilisés au cours du projet. Cette feuille facilitera grandement toutes modifications ou additions aux résultats du projet. Elle sera disponible aux étudiants chargés de poursuivre le projet de réalisation du banc d'essais via le serveur du LIMA. Seules les calculs par rapport aux profils de vents et à la puissance éolienne ne sont pas intégrés dans la feuille de calcul. Cette tâche devra être réalisée dans les prochaines phases du projet. Elle exigera la programmation d'une fonction aléatoire pour la sélection de la vitesse du vent à un instant donnée, respectant le profil de vent obtenu à l'aide de la distribution de Rayleigh. La vitesse de vent ainsi obtenu déterminera, à l'aide des relations présentés pour la puissance éolienne, la puissance du moteur chargé de simuler l'énergie éolienne entrant dans le système. La feuille de calcul est montrée à l'Annexe 1, le fichier source est accessible via le serveur du LIMA.

IV BILAN DES ACTIVITÉS

IV.1 ARRIMAGE FORMATION PRATIQUE/UNIVERSITAIRE

Les connaissances acquises lors de notre formation universitaire ont servies de base au développement des différentes parties de ce projet. En effet, ces connaissances nous ont permis d'établir une vue d'ensemble du problème posé et d'être en mesure d'avancer dans la bonne direction pour le résoudre. Bien que dans la plupart des différents aspects de ce projet nos connaissances en la matière s'avéraient limitées, l'étendu de notre savoir de base acquis lors de notre formation universitaire nous a montré la voie et l'analyse méthodique de résolution de problèmes inculqués lors de notre baccalauréat en génie nous a fournies les outils nécessaires pour se rendre jusqu'au bout du chemin.

Puisque que nous sommes tous les deux étudiants en génie mécanique, notre formation en électricité est basique. Ainsi, nos connaissances du fonctionnement des batteries étaient plutôt faibles au tout début de ce projet mais c'est grandement amélioré par la suite. Notre formation universitaire nous a enseigné les cycles d'un moteur diesel cependant le fonctionnement interne de celui-ci nous était complètement inconnu. Grâce à ce projet et à la thermodynamique, le fonctionnement de ce genre de moteur n'est plus aussi abstrait à nos yeux. De plus, la mécanique des fluides et la thermodynamique nous a permis non seulement de comprendre le comportement de vidange du réservoir et d'être en mesure de le dimensionner mais aussi d'établir le temps de remplissage de celui-ci pour différents compresseurs en différentes situations. Le fonctionnement d'une éolienne nous était également inconnu en début de projet ainsi que la complexité de son utilisation, mais ces lacunes sont désormais moins importantes. Lors de notre baccalauréat, la rédaction de rapport de laboratoire n'était pas aussi complexes que la rédaction du rapport de ce projet, nous avons donc grandement appris en la matière et amélioré notre façon de faire nos rapports. Le fait qu'un mini projet soit désormais intégré à plusieurs cours du baccalauréat augmente de beaucoup notre future transition en milieu de travail et améliore grandement nos connaissances pratiques et théoriques dans différents domaines d'application.

Pour finir, nous sommes très satisfaits du déroulement de ce projet puisque nous avons été en mesure de surmonter les obstacles rencontrés au cours du projet, en s'appuyant sur les fondements de nos connaissances acquises. Finalement, notre formation universitaire et notre soif de savoir nous a permis d'accomplir un travail de qualité. Nous sommes rassurés, suite à ce projet, que tout ce que nous avons appris lors de notre baccalauréat nous servira au mieux tout au long de notre future carrière.

IV.2 TRAVAIL D'EQUIPE

Tel que décrit en début de projet, l'équipe attribuée au projet était composée de deux étudiants au baccalauréat en génie mécanique, Derek Harvey et Simon Blais, d'un conseiller, Guy Fortin, ainsi que deux techniciens travaillant au LIMA, Martin Truchon et Carol Mercier.

Pour accommoder les horaires des deux étudiants, les tâches étaient réparties entre les deux co-équipiers. Tout au long des travaux, les étudiants entretenaient une bonne communication, de sorte qu'ils ont eu la possibilité de s'impliquer dans tous les aspects du projet. Cette

méthode de travail c'est révéler très efficaces car cela assurait une progression constante avec un processus de correction à l'interne venant des critiques de chacun. Aucun problème de participation n'a eu lieu, ce qui a grandement contribué à la qualité de l'expérience vécu lors de la réalisation du projet. En somme, les deux étudiants ont appréciés le travail réalisé et se sont bien complété.

Le conseiller était rencontré régulièrement, afin de répondre aux interrogations des étudiants attribués au projet et d'orienter leurs efforts. Ceci a permis, premièrement, de bien cerner tout les aspects à couvrir dans le cadre de ce projet de dimensionnement, et ce au tout début du projet. Son expérience a été utile afin d'éviter toute divergence et de garder une vision et une approche globale simple et efficace pour atteindre les objectifs fixés en début de projets.

Les techniciens du LIMA sont une ressource de connaissances pratiques inestimables. Ils ont été consultés pour des interrogations techniques et pour valider certains aspects tels que les batteries et le compresseur. De plus, ceux-ci ont eu la chance de s'impliquer lors des expérimentations effectuées sur le banc d'essai de la génératrice diesel, et ont participé également à l'analyse des résultats sur la consommation de la génératrice.

Somme toute, on peut affirmer que l'expérience acquise en termes de travail d'équipe a été très positive. Le tout c'est déroulé rondement avec de gens motivés et intéressé par ce qu'ils font.

IV.3 RESPECT DE L'ECHEANCIER

Lors de la rédaction du plan de travail, un premier échéancier a été proposé afin d'orienter le déroulement du projet. Au cours du projet, cet échéancier a été quelque peu modifié, son état final est détaillé ci-dessous et le diagramme de Gantt correspondant est montré à la Figure 20.

- T1 : Recherche dans la littérature pour des livres, articles où autres documentions connexes aux divers thèmes abordés dans le projet. (24 au 11 juin 2010)
- T2 : Identification de la charge à supporter par le banc d'essais par l'étude des instruments d'une tour de mesure. (31 mai au 4 juin 2010)
- T3 : Sélection et agencement des batteries, dimensionnement et détermination du temps d'utilisation de la génératrice. (7 au 11 juin 2010)
- T4 : Rédaction du rapport d'étape #1 (14 au 18 juin 2010)
- T5 : Détermination de la pression de suralimentation et consommation en air comprimé de la génératrice diesel (24 juin au 7 juillet 2010)
- T6 : Conception du système de stockage d'air comprimé (24 juin au 7 juillet 2010)
- T7 : Élaboration des différents profils de vents pour la sélection de la puissance éolienne (8 au 16 juillet 2010)
- T8 : Dimensionnement et temps d'utilisation du compresseur (12 Juillet au 22 Juillet)
- T9 : Programmation du modèle de calculs de conception (12 Juillet au 16 Juillet)
- T10 : Rédaction du rapport d'étape #2 (19 au 23 juillet 2010)

T11 : Sélection des puissances éoliennes correspondant aux différents profils de vent (26 au 30 juillet 2010)

T12 : Programmation du modèle de calculs de conception (2 au 6 août 2010)

T13 : Rédaction du rapport final version préliminaire (9 au 13 août 2010)

T14 : Rédaction du résumé du rapport et préparation pour la présentation du projet devant jury. (16 au 20 août 2010)

T15 : Remise du résumé du projet et présentation devant jury (23 au 25 août)

Tout au long de la réalisation des tâches déterminées lors de l'échéancier initial, la nécessité d'en modifier certaines c'est avéré nécessaire. Par exemple, la résolution de différents problèmes tels que les étapes de recharge, la profondeur et la période de décharge de la banque de batteries ont nécessitées une étude constante sur le sujet et c'est pourquoi des modifications à l'échéancier initial ont du être apportées.

L'étude de la compréhension des caractéristiques de fonctionnement en charge et décharge et du dimensionnement d'une banque de batteries à décharge profonde c'est avérée nécessaire tout au long des tâches de conception T1, T2 et T3, ces tâches furent donc modifiées. La durée de la tâche T1 (Recherche dans la littérature) fut modifiée et s'est donc déroulée du 24 Mai au 11 Juin inclusivement. La tâche T2 c'est résumée par l'étude de la charge que représente une tour de mesure et la tâche T3 a été alourdie car le dimensionnement de la banque de batterie permettait facilement de déterminer le temps de fonctionnement de la génératrice. Le temps d'utilisation de la génératrice ayant été déterminé, le projet était en avance sur les objectifs initiaux.

Le second échéancier des tâches de conception fut également modifié puisque deux tâches supplémentaires furent ajoutées. En effet, le dimensionnement du compresseur et le temps d'utilisation afin de remplir le réservoir principal à 100 PSI a été déterminé (Tâche T8). De plus, des expérimentations ont été réalisées afin de tenter d'identifier la pression de suralimémentation idéale pour la génératrice, tâche additionnel à la tâche T5 consistant à déterminer la consommation d'air de la génératrice.

Finalement, la date de remise du résumé du projet ainsi que la date de présentation des projets devant jury fut reportée au 23 et 25 Août 2010 par l'administration. Ainsi, une dernière modification de l'échéancier à la tâche T15 fut nécessaire. Le diagramme de Gant fut également mis à jour afin de corroborer l'échéancier des tâches.

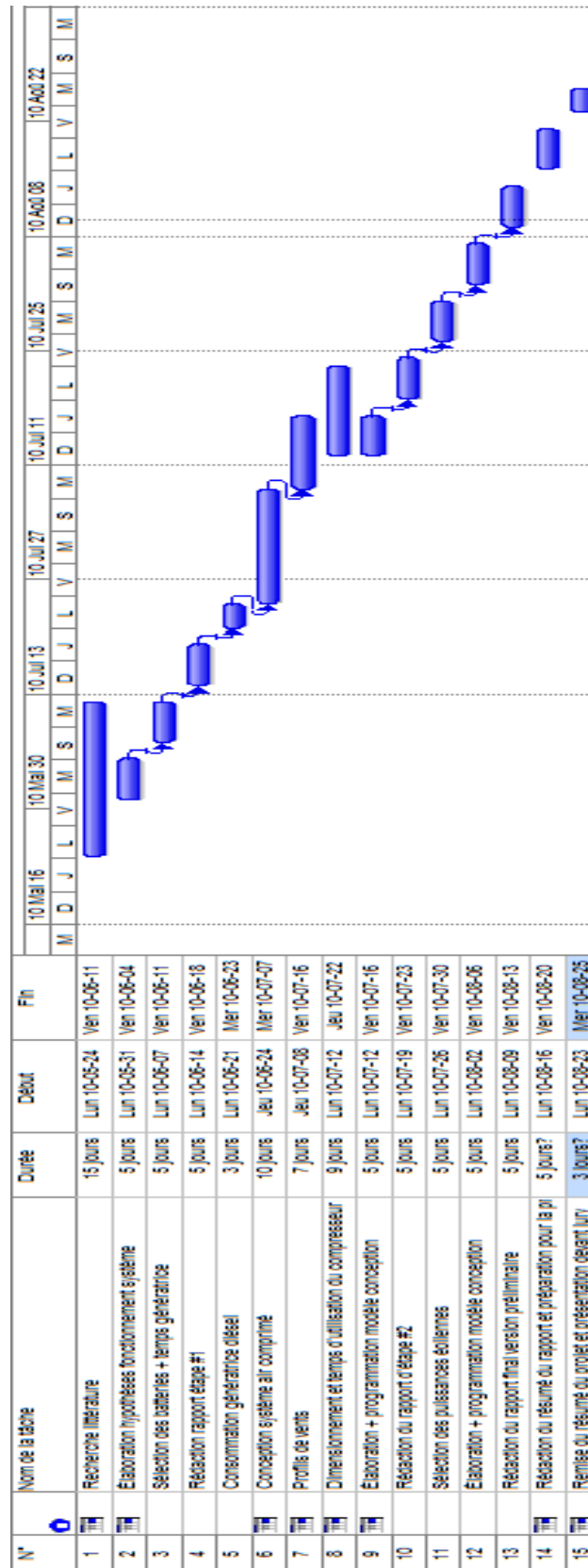


FIGURE 20: DIAGRAMME DE GANTT

IV.4 ANALYSE ET DISCUSSION

Ce projet de dimensionnement était un projet somme toute, clairement défini. L'objectif était d'élaborer un document qui serait la base pour les travaux futurs, dont le contenu permettrait de cibler les paramètres de dimensionnement pour les différentes composantes du système. La méthodologie utilisée pour atteindre les objectifs était simple et bien adaptée pour ce projet. En raison de la diversité et de l'interaction entre les thèmes abordés, il était essentiel de bien organiser l'accomplissement des tâches. Pour ce faire, le travail était réparti entre les deux coéquipiers et à la fin de chaque délai accordé pour l'accomplissement des tâches, le travail de rédaction devait aussi être complété. Cela a permis de construire graduellement le rapport, tout en permettant une révision fréquente du travail réalisé et l'utilisation efficace des résultats obtenus pour la réalisation des tâches suivantes. De cette manière, nous pensons avoir réalisé un travail construit selon un ordre logique avec un excellent contenu.

L'étude a permis d'arriver à plusieurs conclusions. Pour soutenir la charge de 15 kWh sur une période de 8 heures la capacité de la banque de batteries, de type AGM, doit être d'au moins 650 A-h. Pour recharger les batteries en absence de vent, la génératrice devra au minimum fonctionner à pleine puissance pour une durée de 1,6 heure. La masse d'air nécessaire pour alimenter la génératrice au cours d'un rechargement des batteries est de 137.6 kg. Un réservoir de 19 m³ est alors nécessaire si l'air est stocké à 100 PSI et à température pièce. Un compresseur de 2 HP est nécessaire pour comprimer l'air à un débit de 10 CFM et, pour un tel compresseur, environ 150 minutes seront nécessaires pour remplir le réservoir. Pour le site considérée, la méthode de sélection de l'éolienne a permis de conclure qu'une éolienne d'au moins 10 kW est nécessaire. Celle-ci est en mesure de supporter la charge de la tour de mesure à partir d'un vent de 5 m/s et d'alimenter le compresseur à partir d'un vent de 8 m/s. Si la fréquence des vents respecte la loi de Rayleigh, l'éolienne serait en mesure de supporter la charge de la tour de mesure sur 53% de l'année. Selon ces informations, une stratégie de contrôle a été suggérée en fonction de trois priorités; soutenir la charge, recharger les batteries et comprimer l'air. La stratégie vise à optimiser l'utilisation de l'énergie éolienne. Pour de faible vent, il faut supporter la charge ou réduire le taux de déchargement des batteries. Lorsque le vent est suffisamment fort pour recharger les batteries, il devient possible de comprimer de l'air lorsque les batteries sont à 80% de leur état de charge. On compresse en permettant un état de déchargement de 70% aux batteries, après quoi la recharge des batteries peut reprendre. Pour de fort vents, il est possible de recharger les batteries tout en compressant de l'air jusqu'à ce qu'il est impossible de recharger d'avantage ou de comprimer d'avantage, après quoi on doit dissiper toute excédant d'énergie.

Par contre, les résultats présentés ne sont pas immuables en ce sens que certains paramètres restant inconnus nous ont causés des problèmes. Au départ, nous étions dans la certitude que la simple injection d'air comprimé dans un moteur diesel permettait une réduction de la consommation d'essence. Suite à la reprise de certaines expérimentations et à des recherches littéraires, cette conclusion s'est avérée être une erreur. L'injection d'air comprimé permet d'augmenter la puissance maximale produite par la génératrice pour une légère augmentation du débit de carburant. Puisque la génératrice est utilisée à une puissance dont elle a été conçue, nous n'exploitons pas ce phénomène. La conséquence est que nous n'avons pas cerné une pression de suralimentation précise, essentielle pour le dimensionnement du réseau d'air comprimé. À partir de ce point, tout devait être fait à partir d'une pression de suralimentation qui risque de changer suite à l'identification de la meilleure pression de suralimentation. Pour compenser, tous les calculs de dimensionnement ont été intégrés à une feuille de calcul réalisée avec Matcad permettant de facilement modifier les résultats obtenus.

La pression de suralimentation n'est pas le seul paramètre sujet au changement. Nombre des calculs réalisés considérait une température ambiante de 25°C. Par contre, si l'emplacement du banc d'essais est sujet à de forts écarts de température par rapport à la température ambiante standard, le dimensionnement des batteries, du compresseur et du réservoir d'air comprimé pourrait être affecté. Autre aspect qui pourrait aussi s'avérer problématique est la négligence des effets thermiques reliés au remplissage et à la vidange du réservoir d'air comprimé. En raison de la compression, la température de l'air lors du remplissage sera assurément plus chaude que la température standard et la décompression du réservoir causera un refroidissement de l'air qui sera admise dans la génératrice. Ceci peut avoir comme effet que la masse d'air contenue dans le réservoir suite au remplissage soit insuffisante pour une autonomie complète de 1,6 heures de la génératrice. De plus, le refroidissement de l'air causé par la décompression peut nécessiter l'installation d'un échangeur de chaleur pour réchauffer l'air avant son admission dans la génératrice.

L'assemblage du banc d'essais nécessitera aux prochains étudiants d'effectuer certains choix. Premièrement au niveau de la puissance du compresseur et secondement sur le volume final du réservoir d'air comprimé. La puissance du compresseur affecte le temps nécessaire au remplissage du réservoir et donc la stratégie de contrôle du système. Pour ce qui est du réservoir, un énorme volume a été identifié, et ce pour une simple utilisation de 1,6 heure. Dépendamment de l'énergie supplémentaire produite par l'éolienne et du temps de remplissage du réservoir, est-ce que la fréquence de compression nécessitera d'avoir plus d'un réservoir pour limiter les instants de pertes énergétiques importants ? C'est une question qui reste sans réponse suite à ce projet.

Somme toute, ce projet est une belle réalisation en considérant qu'il a été échelonné sur seulement 3 mois. La force de ce projet se situe au niveau de sa globalité et du fait qu'il suit un ordre logique et que le tout est bien vulgarisé. Le projet a même élaboré les bases nécessaires pour la simulation de la puissance éolienne pour différents sites de vent. Nous croyons que malgré certaines faiblesses, le travail réalisé sera d'une grande utilité pour les étudiants qui poursuivront le travail.

VII CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Les travaux réalisés dans le cadre du projet de dimensionnement d'un système hybride éolien diesel avec stockage d'air comprimé ont permis d'atteindre ou d'approcher de près les objectifs principaux. Effectivement, l'identification de la charge de la tour de mesure à 15 kWh a permis de déterminer le type de batterie et la capacité de stockage d'énergie requise pour un cycle de déchargement de 8 heures, soit 650 A-h à l'aide de batterie de type AGM. Ces travaux ont ensuite ouvert la voie pour une estimation du temps d'utilisation minimal de la génératrice pour un rechargement complet de la banque de batterie, soit 1.6 heures. Cette information cruciale a ensuite permis l'identification de la masse d'air requise, en fonction de la pression de suralimentation, afin d'alimenter la génératrice en air comprimé pour un rechargement complet des batteries. À une pression de suralimentation de 10 PSI, la masse d'air nécessaire pour un fonctionnement correspondant à la recharge complète des batteries est de 138 kg. Ces résultats ont conduit à l'identification du volume du réservoir de stockage d'air comprimé pour différentes pressions de stockage. En considérant une pression de stockage de 100 PSI et une autonomie de 1,6 heure de suralimentation directe d'air comprimé, un réservoir de 19 m³ est nécessaire. Cela a conduit au dimensionnement possible du compresseur d'air et à la détermination de son temps d'opération nécessaire, un compresseur de 2 HP fournissant 10 CFM d'air à 100 PSI prendra 150 minutes à remplir le réservoir si son rendement est de 60%. À ce point, l'énergie éolienne entrant dans le système n'avait pas encore été considérée. Puisque ce projet vise à étudier la viabilité et la

faisabilité du SHEDAC pour différentes situations de vents, la théorie permettant de simuler l'énergie éolienne a été abordée. Précisément, différents profils de vents ont été obtenus à l'aide d'une distribution de Rayleigh et une méthode d'approximation de la puissance éolienne en fonction de la vitesse du vent a été démontrée. Pour un site dont la vitesse du vent est de 5 m/s, l'installation d'une éolienne de 10 kW est suggérée. La courbe de puissance consistera en la base pour la simulation de la pénétration d'énergie éolienne dans le système. Finalement, en considérant la globalité du projet, une stratégie de contrôle a été élaborée sans toute fois être immuable. La stratégie vise à optimiser l'utilisation de l'énergie éolienne. Pour de faible vent, il faut supporter la charge ou réduire le taux de déchargement des batteries. Lorsque le vent est suffisamment fort pour recharger les batteries, il devient possible de compresser de l'air lorsque les batteries sont à 80% de leur état de charge. On compresse en permettant un état de déchargement de 70% aux batteries, après quoi la recharge des batteries peut reprendre. Pour de fort vents, il est possible de recharger les batteries toute en compressant de l'air jusqu'à ce qu'il est impossible de recharger d'avantage ou de comprimer d'avantage, après quoi on doit dissiper toute excédant d'énergie. Finalement, afin de faciliter la poursuite des travaux une feuille de calcul Matcad contenant tous les calculs de dimensionnement utilisés a été conçue.

Les objectifs ont donc été atteints pour le dimensionnement du banc d'essais, mais certaines recommandations s'imposent pour la suite des travaux. En effet, une pression de suralimentation optimale n'a pas été identifiée. La pression de suralimentation idéale permettra de maximiser la puissance produite par la génératrice toute en limitant la consommation d'essence et, par conséquent, le temps d'utilisation de la génératrice sera donc réduit. Ceci affectera la masse d'air à stocker pour une autonomie correspondant à l'utilisation de la génératrice pour un rechargement complet de la banque de batterie. Pour y arriver, le montage de la génératrice doit être modifié afin de surpasser sa limite de production de 4 500 W. Ensuite, lors de l'achat des composantes, il sera important de revalider les paramètres (températures, pressions, etc.) utilisés pour les dimensionnements en fonction de l'endroit où sera installé le banc d'essais du SHEDAC. Un choix devra aussi être fait sur la capacité totale de stockage d'air comprimé. Les calculs sont faits pour une autonomie correspondant à un rechargement complet des batteries. Si la fréquence de compression d'air (déterminer par l'énergie éolienne excédentaire) est importante ou si la fréquence d'utilisation de la génératrice est haute, il sera nécessaire d'augmenter la capacité de stockage pour optimiser le système. On recommande d'utiliser les distributions de probabilité de vents afin d'étudier l'énergie éolienne annuelle disponible, l'énergie annuelle consommée par la charge et l'énergie libre pour la compression. En étudiant la possibilité d'absence prolongée de vents, il serait possible de déterminer si une réserve d'air pour une semaine ou plusieurs semaines est nécessaire. Il faut aussi considérée d'utiliser plus d'un compresseur afin de pouvoir augmenter ou diminuer la puissance nécessaire pour la compression d'air pour mieux utiliser l'énergie éolienne produite. De plus, il faut envisager de stocker l'air à des pressions plus élevées afin de réduire la taille des réservoirs. Ceci pourrait être atteint par l'utilisation d'un compresseur à étages multiples. Également, avec l'augmentation de la pression de stockage, il deviendra nécessaire de considérer l'ajout d'un échangeur de chaleur pour réchauffer l'air décompressé avant sont admission dans la cylindrée de la génératrice. De plus, afin de mieux exploiter l'énergie éolienne en surplus dans une situation à faible vent, l'ajout d'un second compresseur de plus faible puissance serait recommandé. Finalement, il est évident qu'en cas d'absence de vent prolongé, il est probable que les réserves d'air comprimé soient insuffisantes. C'est pourquoi on doit envisager d'instaurer un système permettant à la génératrice de permuter de façon indépendante entre le mode d'opération par alimentation directe d'air comprimé et celui d'opération en mode turbocompressé.

Suite à ces travaux, on peut affirmer que la table est mise pour les phases ultérieures du projet. Le défi sera de taille, de même que l'optimisation du système. À ce point, on peut déjà affirmer que les coûts d'installation d'un système de stockage d'air comprimé ne seront pas négligeables. Il ne reste donc qu'à déterminer si les économies en carburant réalisées par l'utilisation d'air comprimé pour l'opération de la génératrice peuvent justifier l'investissement.

BIBLIOGRAPHIE

1. Burton, T., Sharpe, D., Jenkins, N., Bossanyi, E., (2001). Wind Energy Handbook. 1^{ière} ed. Chichester, England: John Wiley & Sons, 608 p.
2. *Reducing diesel fuel consumption and climate change emissions in off grid applications using VRB Energy Storage Systems*. Prudent Energy. Document pdf. consulté le 6 juin 2010. « www.pdenenergy.com »
3. *Projet de pac éolien Matzendorfer-Stierenberg*. Hydro Electra. 23 aout 2007. 31 mai 2010. « www.hydroelectra.ch »
4. Liu, X. and Islam, S., (2006). Reliability Evaluation of a Wind-Diesel Hybrid Power System with Battery Bank Using Discrete Wind Speed Frame Analysis. 9th International Conference on Probabilistic Methods Applied to Power Systems KTH, Stockholm, Sweden. June 11-15, 2006
5. Oprisan, M., (2007). Introduction of Hydrogen Technologies to Ramea Island. IEA Wind – KWEA Joint Workshop, Natural Resources Canada. April 2007.
6. Vader, R., (2007). L'électricité à bord et l'électricité autonome en générale. 9^{ième} ed. Almere-Haven, Pays Bas : Victron Energy B.V., 72 p.
7. *Understanding Amp Hours*. Windpower Unlimited, LLC. 17 janvier 2009. 25 mai 2010. « http://www.windpowerunlimited.com/batteries/Amp_Hours.htm »
8. *Deep Cycle Battery FAQ*. Northern Arizona Wind & Sun. 29 mars 2010. 25 mai 2010. « http://www.windsun.com/Batteries/Battery_FAQ.htm#Major Battery Types »
9. *Deep cycle battery guide*. EM Energy Matters. 2009. 26 mai 2010. « <http://www.energymatters.com.au/renewable-energy/batteries/> »
10. *Batterie et énergie solaire*. AlterAfrica.com. 10 juin 2010. 11 juin 2010. « <http://www.batterie-solaire.com/PBCPPlayer.asp?ID=433113> »
11. *Deep cycle battery guide*. Crown Battery. 22 mai 2010. 26 mai 2010. « <http://www.crownbattery.com/?page=deepcycle> »
12. *VRB Flow Battery Demonstration*. Dennis Witmer. Octobre 2007. 26 Mai 2010. « https://www.confmanager.com/.../Ren-19_VRB_Flow_Battery.pdf »
13. *Wind measurement*. Enisolar. 25 mai 2009. 25 mai 2009. « <http://www.enisolar.com> »
14. *Wind measurement sensors*. NRG systems. 28 mai 2009. 28 mai 2009. « <http://www.nrgsystems.com> »
15. Manwell, J.F., McGowan, J.G., Rogers, A.L., (2002). Wind energy explained – Theory, Design and Application. Chichester, England: John Wiley & Sons
16. *Principe de base du compresseur à piston*. 2 octobre 2008. 14 juillet 2010. « <http://hlbmatos.free.fr/Compresseurs/Principes/Principes.htm#Unetage> »
17. *Air – Altitude, Density and Specifique Volume*. The Engineering Tool Box. 9 decembre 2009. 6 juillet 2010. « http://www.engineeringtoolbox.com/air-altitude-density-volume-d_195.html »
18. White, F.M. (2006). Fluid Mechanics. 6^{ième} ed. McGraw-Hill. 896 p.
19. Ibrahim, H. (2009). Étude et conception d'un générateur hybride d'électricité de type éolien-diesel avec élément de stockage d'air comprimé. Université du Québec à Chicoutimi. 443 p.
20. *Duty cycle of a common compressor*. About air compressors. 4 Août 2010. 5 Août 2010. « <http://www.about-air-compressors.com/dutycycle.html> »
21. Harvey, D. (2010). Remise en marche du banc d'essais de la génératrice diesel. Laboratoire International des Matériaux Anti-Givres.

ANNEXE 1 : FEUILLE DE CALCULS

**Feuille de calcul Matcad pour le
dimensionnement d'un système
hybride éolien diesel air comprimé****1. Paramètres d'entrés****Charge**Charge moyenne (W.h) : $C_{charge} := 15000$ Courant de la charge (A) : $I_{charge} := 26$ **Génératrice**Puissance génératrice (W) : $P_{gen} := 4500$ Régime du moteur (RPM) : $N_{gen} := 3600$ Cylindrée du moteur (m³) : $V_{cyl} := 0.0004$ Température (°C) : $T_a := 25$ Constante spécifique de l'air (J/kg*K) : $R_{air} := 287$ Pression atmosphérique (Pa) : $P_{atm} := 101325$ Pression de suralimentation (Pa) : $P_a := P_{atm} + 68947.57 = 1.703 \times 10^5$

Pression de suralimentation (Pa) :

BatterieCoefficient d'ajustement par rapport au : $\alpha_{bat} := 1$ taux standard de décharge de 20 heure
de la batterieCoefficient d'ajustement de la capacité : $\beta_{bat} := 1$ en fonction de la capacité
d'opération de la batterieCoefficient d'ajustement de la capacité : $\gamma_{bat} := 0.32$ Fraction utile par rapport à la capacité
totale de la batterie $\Delta t_{décharge} := 8$

Temps de décharge des batterie (h) :

2. Calculs de dimensionnement stockage électrique (batterie)

Capacité requise de la banque de batterie :

$$C_{\text{Bat}} := \frac{\Delta t_{\text{décharge}} \cdot I_{\text{charge}}}{\alpha_{\text{bat}} \cdot \beta_{\text{bat}} \cdot \gamma_{\text{bat}}} = 650 \text{ Ampère-heures}$$

Vérification du courant de décharge par rapport au taux de 20 heure standard

$$I_{\text{max}} := \frac{C_{\text{Bat}}}{20} = 32.5 \text{ A}$$

Appliqué coefficient d'ajustement selon les courbes du fournisseur si I_{max} est plus grand que le courant tiré par la charge

Courant de recharge admissible pour le rechargement principale (40 à 80% de la capacité de la batterie)

$$I_{\text{recharge}} := C_{\text{Bat}} \cdot 20\% = 130 \text{ ampères}$$

Temps de fonctionnement de la génératrice par rapport au chargement principale

$$\Delta t_{\text{recharge}} := \frac{\Delta t_{\text{décharge}} \cdot I_{\text{charge}}}{I_{\text{recharge}}} = 1.6 \text{ Heures}$$

3. Consommation d'air de la génératrice

Débit volumique théorique de l'air requis par le moteur

$$v_{\text{air}} := \frac{V_{\text{cyl}} \cdot N_{\text{gen}}}{2 \cdot 60} = 0.012 \text{ m}^3/\text{s}$$

*Attention, ne pas diviser par 2 si le moteur de la génératrice fonctionne selon un cycle de 2 temps

Débit massique de l'air en fonction de la pression de suralimentation

$$m_{\text{air}} := 1$$

Given

$$P := 0,25 \dots 10$$

$$m_{\text{air}} = \frac{v_{\text{air}} \cdot (P \cdot 6894.757 + 101325)}{R_{\text{air}} \cdot (T_{\text{a}} + 273)} \quad \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{debit}(P) := \text{Find}(m_{\text{air}})$$

$$\text{debit}(P) =$$

0.014
0.017
0.019
0.021
0.024

$$\text{masse}(P) := \text{debit}(P) \cdot (\Delta t_{\text{recharge}} \cdot 3600)$$

4.1 Dimensionnement du réservoir Principal en fonction de la pression d'alimentation

Pression de stockage (réservoir plein) -> Masse d'air

$$P_{\text{stock}} := 790800.7 \quad 100 \text{ PSI} + P_{\text{atm}}$$

Masse d'air à stocker en fonction de la pression d'alimentation

P =	masse(P) =	
0	81.888	kg d'air
2.5	95.819	
5	109.749	
7.5	123.68	
10	137.61	

Calcul du volume du réservoir et de la masse d'air résiduelle en fonction de la pression d'alimentation

$$x := 1 \quad V_{\text{Res}} := 1$$

Given

$$\frac{(\text{masse}(P) + x) \cdot R_{\text{air}} \cdot (T_{\text{a}} + 273.16)}{P_{\text{stock}}} - V_{\text{Res}} = 0$$

$$\frac{(x) \cdot R_{\text{air}} \cdot (T_{\text{a}} + 273.16)}{(P \cdot 6894.757 + 101325)} - V_{\text{Res}} = 0$$

où x est la masse d'air résiduelle dans le réservoir

$$f(P) := \text{Find}(x, V_{\text{Res}})$$

P =	f(P) ₀ =	f(P) ₁ =
0	12.034	10.163
2.5	16.899	12.197
5	22.754	14.338
7.5	29.678	16.595
10	37.76	18.977

4.2 Section minimale de la conduite reliant le réservoir principal au reservoir tampon

a : Vitesse du son dans l'air (m/s)

R_{air} : Constante des gaz parfait spécifique de l'air 287.5 J/kg*K

T_a : Température ambiante de l'air 298 K

γ_{air} : Coefficient adiabatique de l'air (1.4)

$$\gamma_{\text{air}} := 1.4$$

$$a := \left[\gamma_{\text{air}} (T_a + 273) \cdot R_{\text{air}} \right]^{\frac{1}{2}} = 346.029$$

Ma : Nombre de Mach maximale

$$Ma := 0.3$$

d_{min} : Diamètre minimal de la conduite (mm)

V_{max} : Vitesse maximale de l'air dans la conduite

v_{air} : Débit volumique de l'air (m³/s)

$$V_{\text{max}} := Ma \cdot a = 103.809$$

$$d_{\text{min}} := \left(\frac{4 \cdot \frac{v_{\text{air}}}{2}}{V_{\text{max}} \cdot \pi} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot 1000 = 8.579$$

5.0 Temps de remplissage d'un reservoir en fonction de la puissance du compresseur

Δt_{comp} : temps de fonctionnement du compresseur (minutes)

$$V_{\text{res}} := 18.98$$

V_{res} : Volume du reservoir (18.98 m³)

$$P_i := 170272$$

P_i : Pression dans le réservoir avant la mise en marche du compresseur (Pa)

$$P_f := P_{\text{stock}} = 7.908 \times 10^5$$

P_f : Pression final dans le reservoir (Pa)

$$T_1 := T_a + 273 = 298$$

T_2 : Température de sortie du compresseur (K)

$$C_{\text{comp}} := 8$$

T_1 : Température d'entrée du compresseur (K)

C_{comp} : Taux de compression du compresseur

$$P_{\text{atm}} = 1.013 \times 10^5$$

P_{atm} : Pression atmosphérique (Pa)

$$Q := 0.0117$$

Q : Débit Volumique du compresseur (m³/s)

η : Rendement du compresseur

$$\eta := 1$$

γ_{air} : Coefficient adiabatique de l'air (1.4)

$$T_2 := T_1 \cdot C_{\text{comp}} \left(\frac{\gamma_{\text{air}} - 1}{\gamma_{\text{air}}} \right) = 539.811$$

$$\Delta t_{\text{comp}} := \frac{T_2 \cdot V_{\text{res}} \cdot (P_f - P_i)}{T_1 \cdot C_{\text{comp}} \cdot P_{\text{atm}} \cdot Q \cdot \eta} \cdot \frac{1}{60} = 37.492$$