

## GÉNÉRATEUR ÉOLIEN-DIESEL AVEC STOCKAGE D'AIR COMPRIMÉ : ASPECTS THERMIQUES

Hussein **IBRAHIM**<sup>a,\*</sup>, Drishty **SING RAMDENE**<sup>b</sup>, Daniel **ROUSSE**<sup>c</sup>, Adrian **ILINCA**<sup>b</sup>,  
Mariya **DIMITROVA**<sup>a</sup>, Jean **PERRON**<sup>d</sup>

<sup>a</sup> Wind Energy TechnoCentre, 51 ch. De la mine, Murdochville, QC, G0E 1W0, Canada

<sup>b</sup> Laboratoire de recherche en énergie éolienne (LREE), Université du Québec à Rimouski, Rimouski, Canada

<sup>c</sup> Chaire de recherche industrielle en technologies de l'énergie et en efficacité énergétique (T3E), ÉTS, Montréal, Canada

<sup>d</sup> Laboratoire International des Matériaux Antigivre (LIMA), Université du Québec à Chicoutimi, Chicoutimi, QC, Canada

---

### RÉSUMÉ

Dans l'objectif d'optimiser le fonctionnement du système hybride éolien-diesel destiné pour l'électrification des régions isolées (Alaska, Zones rurales, Îles, Nord Canadien, Mines, etc.), une solution inspirée de la réussite du système hybride éolien-stockage d'air comprimé à grande échelle avec turbines à gaz (CAES) et ses avantages techniques, économiques et énergétiques, a été explorée. Il s'agit du système hybride éolien-diesel avec stockage d'air comprimé. Cette hybridation qui, combinée avec une suralimentation des moteurs diesel aura comme effet l'augmentation de la puissance du diesel ou la diminution de la consommation pour la même puissance appelée par la charge. Plusieurs techniques pour refroidir l'air comprimé (pendant le stockage) et le chauffer (pendant le déstockage) existent et elles sont basées sur le stockage thermique ou sur les échangeurs thermiques ou sur une technologie mixte. Les différentes configurations possibles de stockeur-échangeur de chaleur sont analysées dans cet article. Ainsi, l'impact de la suralimentation par turbocompresseur et par air comprimé stocké sur les contraintes thermiques du moteur sera analysé à partir des résultats obtenus de la validation expérimentale sur le banc d'essais réalisés à l'UQAC.

**Mots Clés :** éolien-diesel, stockage d'énergie, air comprimé, suralimentation, rapport air-fuel, aspects thermiques

---

### 1. INTRODUCTION

Au Québec, en parallèle avec un essor de l'énergie éolienne, principalement sous forme de grands parcs reliés aux réseaux centraux de distribution, l'alimentation électrique des sites isolés, par des diesels, pose toujours d'immenses défis techniques et financiers. En effet, cette production d'électricité est relativement inefficace, très onéreuse (le prix du combustible augmente radicalement avec l'isolement) et responsable de l'émission de grandes quantités de gaz à effet de serre (GES). Avec l'explosion des prix du carburant et les coûts élevés de transport, les pertes financières sont ainsi colossales. Ces déficits, 133 millions de dollars par année selon Hydro-Québec, reflètent l'écart entre les coûts élevés de production locale d'électricité dans ces régions et le prix uniforme de l'électricité [1]. Paradoxalement, la plupart de ces communautés sont situées dans des régions possédant une ressource

éolienne suffisante pour une exploitation commerciale. L'utilisation du jumelage éolien-diesel (JED) dans ces réseaux autonomes pourrait donc réduire les déficits d'exploitation. Cependant, la rentabilité du JED est atteinte à la condition d'obtenir un taux de pénétration élevé de l'énergie éolienne (TPE)<sup>1</sup> ce qui est possible uniquement en utilisant des systèmes de stockage [1]. Après une étude approfondie [1] basée sur une analyse critique de toutes les caractéristiques des technologies de stockage d'énergie possible, il a été proposé une solution qui répond à toutes les exigences techniques et financières tout en assurant une fiabilité de l'électrification de ces sites. Il s'agit du système hybride éolien-diesel avec stockage d'air comprimé (SHEDAC).

---

<sup>1</sup> TPP – taux de pénétration en puissance : rapport entre la puissance éolienne et la puissance totale de la charge à un instant donné.

TPE – taux de pénétration en énergie : rapport entre l'énergie éolienne annuelle et l'énergie annuelle totale consommée par la charge.

\* auteur correspondant

Adresse électronique : [hibrahim@eolien.qc.ca](mailto:hibrahim@eolien.qc.ca)

## 2. PRINCIPE DU FONCTIONNEMENT DU SHEDAC

L'utilisation de l'air comprimé comme agent de stockage d'énergie s'adapte parfaitement autant à la production éolienne qu'aux systèmes diesel. Le SHEDAC (figure 1), combiné avec une suralimentation des moteurs diesel aura comme effet l'augmentation du TPE, de la puissance du diesel ou la diminution de la consommation pour la même puissance appelée par la charge. La suralimentation est un procédé qui consiste, par une compression préalable, à élever la masse volumique de l'air à l'admission des moteurs pour en augmenter leur puissance spécifique. Ainsi, durant les périodes de fort vent ( $TPP > 1$ ), l'air comprimé, produit à partir d'un compresseur alimenté par le surplus de l'énergie éolienne, sera refroidi et stocké dans un réservoir conçu pour cette raison. Durant les périodes de faible production éolienne ( $TPP < 1$ ), l'air comprimé relâché du réservoir traverse un détendeur afin d'adapter sa pression au niveau du système d'admission du moteur. La chute de température due à la détente de l'air comprimé à la sortie du détendeur nécessitera un préchauffage afin d'éviter la formation du givre. L'air comprimé préchauffé sert ensuite à suralimenter le moteur diesel, artificiellement, en complément ou en substitution à sa suralimentation initiale par le turbocompresseur [1].

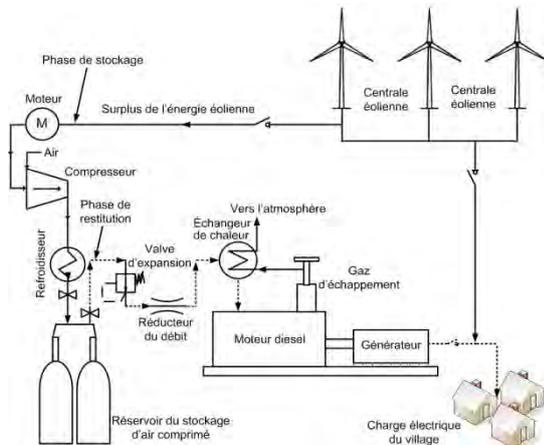


Figure 1. Schéma de principe du SHEDAC [1]

Plusieurs scénarios ou techniques, permettant d'utiliser l'air comprimé stocké, peuvent être envisagés pour améliorer le remplissage du moteur diesel par une suralimentation supplémentaire associée au turbocompresseur existant déjà. Sept systèmes ont été explorés et étudiés, soit : (1) l'utilisation d'une turbine à air en série sur l'axe du turbocompresseur (Figure 2), (2) le double étage de suralimentation, (3) l'admission en amont du compresseur, (4) l'admission directe dans le moteur via la soupape d'admission (Figure 3), (5) la suralimentation hyperbar, (6) la suralimentation avec le cycle de LENOIR pressurisé et (7) la suralimentation avec downsizing [1].

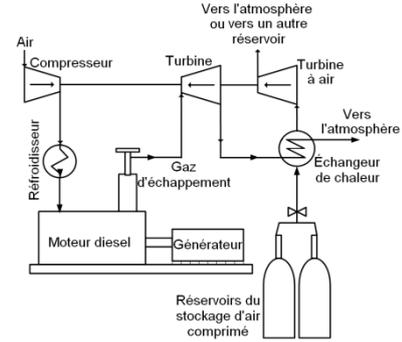


Figure 2. Schéma de principe de la suralimentation par une turbine en série sur l'axe du turbocompresseur [1]

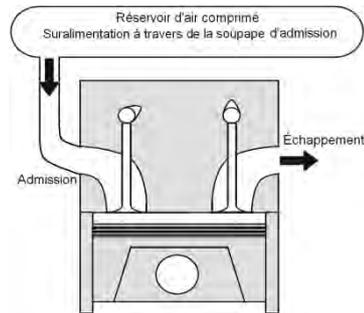


Figure 3. Schéma de principe de l'admission direct dans le moteur [1]

## 3. STOCKAGE ET DÉSTOCKAGE DE L'AIR COMPRIMÉ : ASPECTS THERMIQUES

L'énergie thermique dégagée lors de la compression d'air peut être dissipée dans l'environnement ou emmagasinée pour la restituer dans le système lors de la décompression de l'air. Plusieurs techniques pour refroidir l'air comprimé (pendant le stockage) et le chauffer (pendant le déstockage) existent et elles sont basées sur le stockage thermique (sensible, latente avec changement de phase), sur les échangeurs thermiques ou sur une technologie qui combine les deux et jouent le rôle d'un échangeur-stockeur thermique.

Ils existent plusieurs systèmes soit direct en série, en parallèle, avec récupération de la chaleur des gaz d'échappement (quand la génératrice diesel fonctionne), avec matériaux à changement de phase (MCP) inclus dans le réservoir d'air comprimé; ou indirect avec circuit caloporteur ou pompe à chaleur. Les combinaisons les plus prometteuses pour être associées au SHEDAC sont présentées dans le tableau 1.

Pour un meilleur choix de configuration bien spécifiée pour le SHEDAC, une liste des critères a été établie tels que : la simplicité, l'efficacité, les contraintes opérationnelles, le temps de réponse, le coût et l'encombrement. L'ensemble de ces critères permet d'évaluer «un indice de performance» et élaborer un diagramme des rendements des configurations mixtes proposées. L'indice de performance, défini comme l'applicabilité d'une configuration d'un système mixte à

\* auteur correspondant  
Adresse électronique : [hibrahim@eolien.qc.ca](mailto:hibrahim@eolien.qc.ca)

une application spécifiée de SHEDAC en tenant compte des caractéristiques techniques présentées auparavant, permet de comparer les performances en fonction de la nature d'application du projet [1].

Tableau 1 : Différentes configurations mixtes possibles

Nom	Principe du système
Mixte 1	Direct et série (figure 4)
Mixte 2	Direct et parallèle (figure 5)
Mixte 3	Direct avec récupération des gaz dans le réservoir de stockage de chaleur
Mixte 4	Réservoir d'air comprimé et de MCP
Mixte 5	Indirecte et série à 2 circuits caloporteurs
Mixte 6	Indirecte et série avec un circuit caloporteur
Mixte 7	Indirecte et parallèle à deux circuits caloporteurs
Mixte 8	Indirecte et parallèle à un circuit caloporteur
Mixte 9	Pompe à chaleur
Mixte 10	Pompe à chaleur avec déchargement direct
Mixte 11	Dissipation de la chaleur (figure 6)

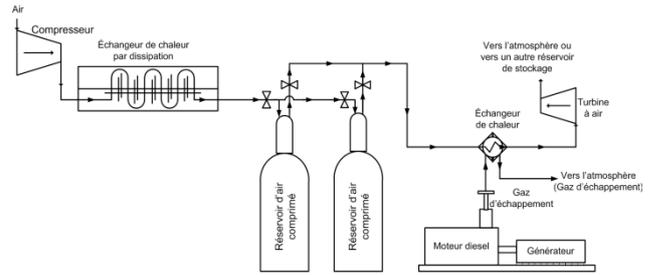


Figure 6 : Mixte 11 – Dissipation de la chaleur [1]

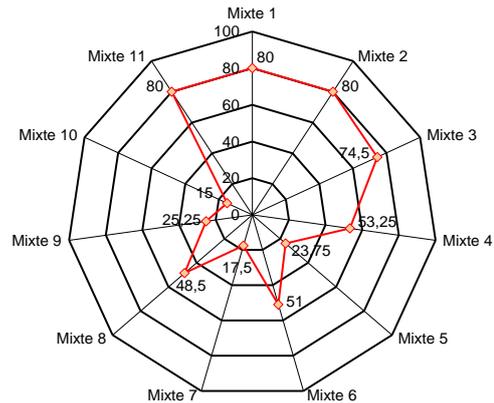


Figure 7 : Indice de performance des configurations [1]

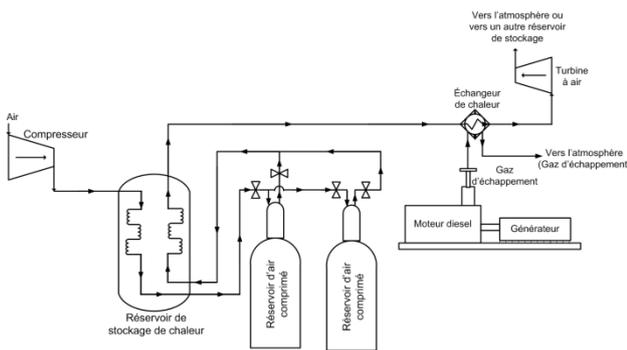


Figure 4 : Mixte 1 – Direct et série [1]

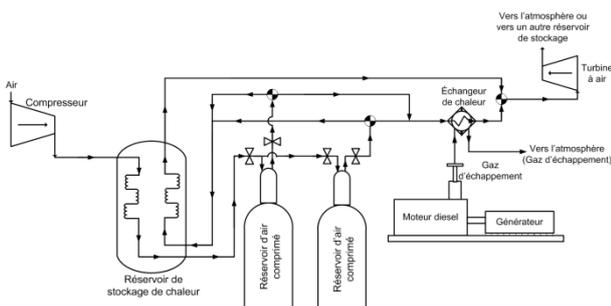


Figure 5 : Mixte 2 – Direct et parallèle [1]

Avec ces critères, les solutions mixtes ont été comparées (figure 7), où les solutions 1, 2 et 11 sont les plus appropriées. Pour des raisons de simplicité et de la taille du projet, c'est la solution 11 qui sera adoptée. Elle consiste à dissiper la chaleur dégagée lors de compression dans l'environnement et à absorber la chaleur fournie par les gaz d'échappement dégagés par la génératrice diesel à l'aide d'un échangeur à ailettes.

## 4. VALIDATION EXPERIMENTALE DE LA SURALIMENTATION SUPPLÉMENTAIRE DU MOTEUR DIESEL : ASPECTS THERMIQUES

### 4.1. Description globale du banc d'essais

Afin de pouvoir valider les résultats théoriques obtenus dans la modélisation et simulation du système de suralimentation supplémentaire du moteur diesel, un banc d'essais (figure 8) a été monté à l'Université du Québec à Chicoutimi (UQAC) comportant un prototype d'un moteur diesel atmosphérique (non suralimenté) de 5 kW de puissance. Ce moteur a été modifié où un turbocompresseur a été installé là-dessus ainsi qu'un système de suralimentation relié directement au collecteur d'admission du moteur en utilisant le circuit d'air comprimé de l'UQAC. Un échangeur de chaleur basé sur le principe de dissipation thermique par ailettes (système 11 dans le tableau 1), une charge électrique, des chaînes de mesure des paramètres moteur et un système d'acquisition rapide des données ont été également ajoutés au banc d'essais. Plusieurs tests ont été réalisés en fonction de la charge appliquée et du mode de fonctionnement du moteur (atmosphérique, suralimentation par turbocompresseur et suralimentation par l'air comprimé de l'UQAC). Les aspects thermiques liés à la validation expérimentale peuvent se manifester par la consommation de carburant, la température des gaz d'échappement, le rendement des compresseur, turbine et échangeur de chaleur.

\* auteur correspondant

Adresse électronique : [hibrahim@eolien.qc.ca](mailto:hibrahim@eolien.qc.ca)

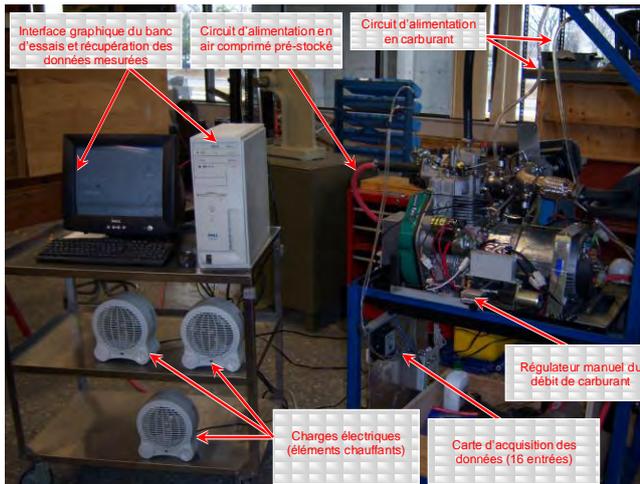


Figure 8 : Banc d'essais

#### 4.2. Consommation de carburant

La figure 9 montre que, quelque soit le mode de fonctionnement du moteur, la consommation du fuel augmente avec l'augmentation de la charge et ceci pour le même niveau de pression à l'admission du moteur. Ainsi, la suralimentation par turbocompresseur provoque, sur toute la plage du fonctionnement du moteur (0 kW à 4,5 kW), une augmentation moyenne du fuel d'environ 11% comparativement à la quantité consommée par le moteur atmosphérique. Ceci est dû au fait que le turbocompresseur augmente le débit d'air aspiré par le moteur tout en poussant ce dernier à fonctionner avec un rapport air/fuel constant et proche du stochéométrique.

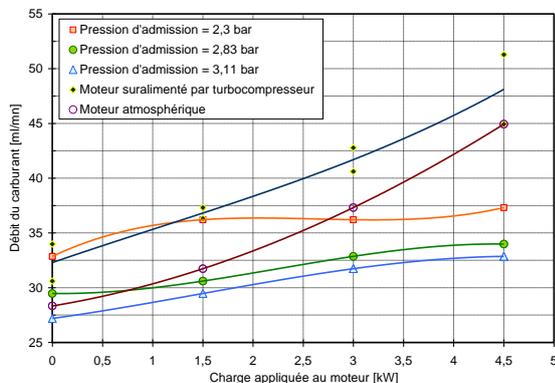


Figure 9 : Variation du débit du carburant en fonction de la charge

Par ailleurs, le moteur suralimenté par l'air comprimé du réseau consomme moins de carburant au fur et à mesure que la pression de suralimentation augmente. Le taux de cette diminution s'affaiblit avec la croissance de la pression d'admission du fait qu'il est limité par les contraintes liées à la stabilité et l'homogénéité de la combustion. En suralimentant le moteur diesel par l'air comprimé ayant 2.83 bars comme pression d'admission au lieu de 2.3 bars, le moteur consomme en moyenne 10% moins de carburant. Par contre, si la suralimentation du moteur se

fait à 3.11 bars de pression, le moteur consomme 3.7% moins de carburant s'il suralimenté à 2.83 bars de pression. Par conclusion, en suralimentant le moteur à 3.11 bars de pression au lieu de 2.3 bars, une économie de carburant d'environ 12% peut être réalisée.

#### 4.3. Température des gaz d'échappement et pression maximale dans le cylindre

La pression maximale dans le cylindre et la température des gaz d'échappement représentent respectivement l'indice des contraintes mécaniques dues aux forces de pression sur les pièces mobiles du bloc moteur et l'indice des contraintes thermiques dues aux échanges de chaleur entre les gaz de combustion et les parois du cylindre. Leur analyse est indispensable pour déterminer les limites du fonctionnement de moteur.

La variation de la pression maximale des gaz dans le cylindre est représentée sur la figure 10. D'abord, cette figure dégage une conclusion évidente que la croissance de la puissance demandée au moteur fait en sorte d'augmenter davantage la pression dans le cylindre et ceci pour tous les modes du fonctionnement. Par conséquence de l'augmentation de la consommation du fuel en mode turbo, il est évident que la pression à la fin de la combustion durant ce mode d'opération soit supérieure à celle obtenue dans le mode atmosphérique. Une augmentation moyenne d'environ 30% (figure 10).

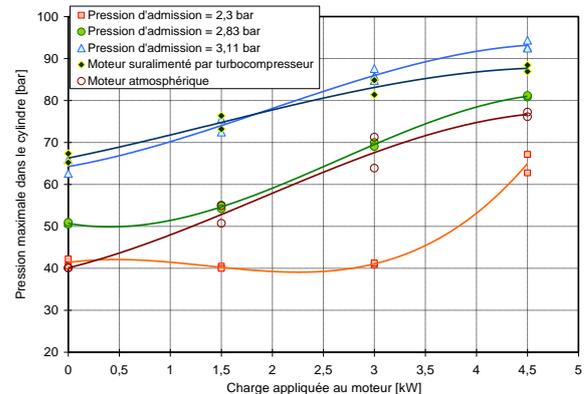


Figure 10 : Variation de la pression maximale dans le cylindre en fonction de la charge

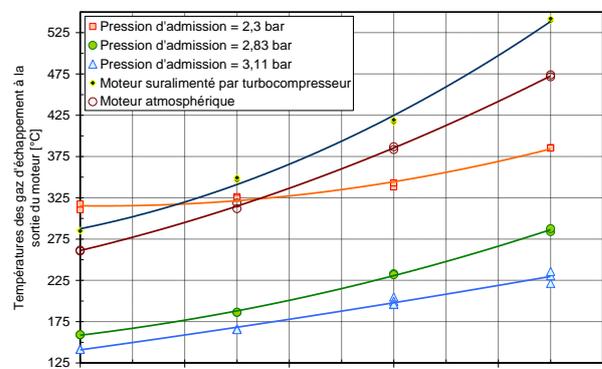


Figure 11 : Variation de la température des gaz d'échappement en fonction de la charge

\* auteur correspondant  
Adresse électronique : [hibrahim@eolien.qc.ca](mailto:hibrahim@eolien.qc.ca)

Cependant, la pression maximale dans le cylindre reste quasiment constante (41 bars en moyenne) sur la plage du fonctionnement située entre 0 kW et 3 kW pour une pression de suralimentation de 2.3 bars et augmente d'environ 58% quand le moteur opère dans la zone située entre 3-4.5 kW. Par contre, la pression maximale dans le cylindre augmente, sur toute la plage d'opération du moteur, avec un taux moyen d'environ 22% quand la suralimentation se fait à 2.83 bars au lieu de 2.3 bars ou quand le moteur est suralimenté à 3.11 bars plutôt qu'à 2.83 bars de pression.

Il est à remarquer d'après la figure 10 que même avec une forte suralimentation faite à 3.11 bars, pression 2 fois plus grande que celle fournie par le turbocompresseur, la pression maximale dans le cylindre reste toujours dans les limites acceptables pour le moteur surtout dans la zone critique du fonctionnement (fortes charges). Cependant, en fonctionnant à vide, la pression maximale dans le cylindre due à la suralimentation à 3.11 bars est la même que celle due à la suralimentation par le turbocompresseur mais elle reste toujours supérieure à celle du moteur atmosphérique. Ceci permet de conclure que les risques et les contraintes mécaniques et thermiques qui pourraient limiter le fonctionnement du moteur ou même l'endommager n'ont plus d'importance du fait que le choix du turbocompresseur a tenu compte de toutes ces contraintes et que la suralimentation supplémentaire n'a pas dépassé les limites du fonctionnement du moteur avec un turbocompresseur. En effet, la pression maximale à forte charge est autour de 90 bars pour les deux cas, tandis que la température des gaz d'échappement est beaucoup plus basse quand le moteur est suralimenté à 3.11 bars de pression (225 °C) plutôt qu'avec le turbocompresseur (550°C) (figure 11). Les contraintes thermiques et mécaniques peuvent être alors négligées vu que la pression maximale dans le cylindre est encore loin de la valeur limite admissible pour ce moteur (120 bars). Ainsi, il est illustré à la figure 11 que le taux de la diminution de la température des gaz d'échappement diminue avec la croissance de la pression de suralimentation externe du fait qu'il est limité par la dégradation des conditions de combustion (figure 11). Ce taux est beaucoup plus grand (32%) si la suralimentation se fait à 2.83 de pression au lieu de 2.3 bars. Quand le moteur est suralimenté à 3.11 bars au lieu de 2.83 bars, la baisse de température des gaz d'échappement est de 13 %. La température à la sortie du moteur décroît d'environ 43% avec une pression à l'admission égale 3.11 bars plutôt que 2.3 bars.

#### 4.4. Rendement du compresseur-Mode turbo

La figure 12 montre que le rendement isentropique du compresseur se dégrade avec l'augmentation de la charge appliquée au moteur, ou du taux de compression. Il est environ 72% pour une charge nulle, 57% quand la

charge égale à 3 kW et 52% quand le moteur alimente la charge maximale de 4.5 kW.

L'augmentation de la charge conduit à l'augmentation de la pression, de la température et du débit des gaz d'échappements traversant la turbine et, en conséquence, du taux de compression du compresseur. Ceci signifie, selon la loi des gaz parfaits appliquée à l'air aspiré par le compresseur, que la température de l'air augmente davantage au cours de la compression quand le moteur fonctionne à pleine charge. Par contre, cette augmentation de température fait croître la résistance à la compression de l'air et dégrade le rendement thermique du compresseur. Ainsi, le rendement mécanique du compresseur se dégrade avec l'augmentation de son régime de rotation, ce qui provoque la dégradation de son rendement isentropique.

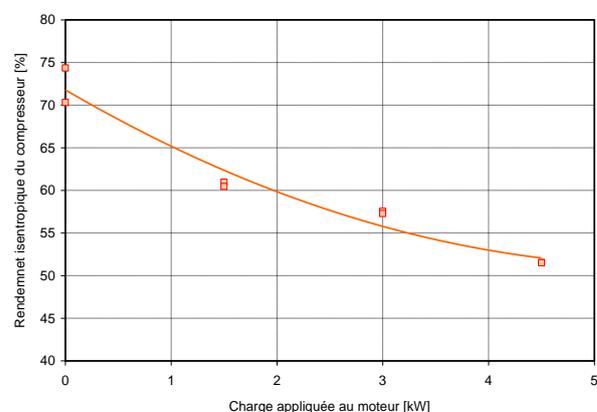


Figure 12: Variation du rendement isentropique du compresseur en fonction de la charge

#### 4.5. Rendement de la turbine-Mode turbo

En ce qui concerne les variations du rendement de la turbine en fonction de la charge, la figure 13 confirme que pour pouvoir atteindre les meilleures performances de la turbine, le moteur devrait fonctionner à pleine charge. Aussi, cette figure démontre que le rendement de la turbine tend asymptotiquement à sa valeur maximale avec l'augmentation de la charge. Ceci s'explique par le fait qu'à partir d'une certaine puissance du moteur, la turbine atteint ses limites et elle ne peut plus bénéficier des énergies cinétique, potentielle et thermique supplémentaires disponibles dans les gaz d'échappement. D'où, la nécessité de la valve « Westgate » qui dérive une partie des gaz de combustion vers l'extérieur pour éviter d'endommager la turbine quand cette dernière arrive aux limites de saturation.

#### 4.6. Rendement de l'échangeur de chaleur-Mode turbo

L'air délivré par le turbocompresseur subit un réchauffement (figure 15) dû à sa compression et son passage de la pression atmosphérique à la pression maximale délivrée par le turbo. Ceci provoque une diminution de la densité de l'air et du remplissage de la

\* auteur correspondant  
Adresse électronique : [hibrahim@eolien.qc.ca](mailto:hibrahim@eolien.qc.ca)

cylindrée et par conséquent une détérioration du gain en puissance apporté par la suralimentation du moteur diesel. Ceci impose l'utilisation d'un échangeur thermique qui refroidit l'air, à pression quasi-constante, à une température permettant le gain en travail dû à l'apport de l'air comprimé à l'admission du moteur.

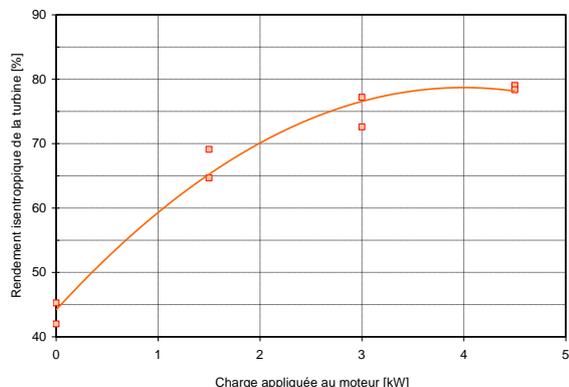


Figure 13: Variation du rendement isentropique de la turbine en fonction de la charge

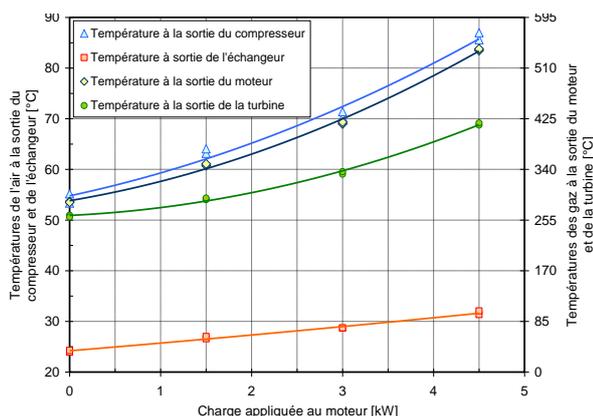


Figure 14: Variation des températures de l'air et des gaz d'échappement en fonction de la charge

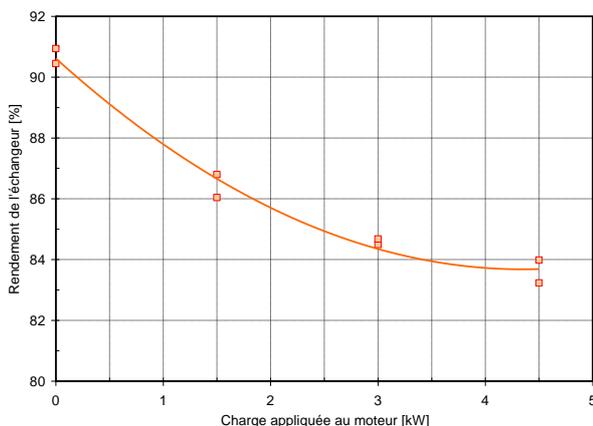


Figure 15 : Variation du rendement de l'échangeur thermique en fonction de la charge

La figure 14 montre les variations des températures de l'air à la sortie du compresseur et de l'échangeur de chaleur. La température maximale atteinte par l'air à la

fin de sa compression, environ (87 °C) correspond à la charge maximale appliquée sur le moteur (4.5 kW). Ceci s'explique par le fait que le compresseur atteint son taux maximal de compression à forte charge. Cependant, la température de l'air sortant de l'échangeur varie de 24 °C, quand le moteur tourne à vide, à 32°C quand le moteur opère à pleine charge. L'efficacité de l'échangeur (figure 15) passe de 91% en fonctionnant à très faible charge à 83% pour le cas d'opération à charge maximale. Ceci est dû aux conditions d'entrée qui influencent sur l'échange de chaleur par convection entre les ailettes de l'échangeur (dissipant la chaleur) et l'air refroidisseur (ambiant) traversant la surface de l'échangeur.

Ainsi, l'augmentation de la charge est accompagnée d'un débit massique élevé d'air comprimé délivré par le turbocompresseur. Elle exige une augmentation de la quantité du carburant injectée dans le moteur pour pouvoir garder constant le rapport (air/fuel) et permettre une stabilité de fréquence et tension du courant électrique fourni par la machine synchrone. Ceci conduit à l'élévation de la température des gaz d'échappement au fur et à mesure que la charge augmente comme le montre la figure 14. Elle passe de 285°C, quand le moteur tourne à vide, à 542°C quand ce dernier fonctionne à pleine charge; une augmentation d'environ 90%. Cependant, en traversant la turbine, les gaz d'échappements subissent une détente due à la libération des énergies cinétique et potentielle sous forme d'un travail mécanique de rotation. Ceci provoque une chute de température des gaz et la différence entre la température à la sortie du moteur et celle à la sortie de la turbine augmente avec la charge et atteint sa valeur maximale (124 °C) quand le moteur fonctionne en pleine charge (figure 14).

## 5. CONCLUSION

Le système hybride éolien-diesel-air comprimé (SHEDAC) représente un concept très innovateur, écologique et très prometteur. La suralimentation supplémentaire du moteur diesel par l'air comprimé produit à partir de l'excès de l'énergie éolienne permet de diminuer la consommation en carburant et d'augmenter le rendement du moteur diesel. De plus, les contraintes mécaniques et thermiques dues à la suralimentation supplémentaire du moteur diesel sont minimales par rapport à celles dues à la suralimentation par turbocompresseur. Ceci conduira, par conséquent, à prolonger la durée de vie des génératrices diesels et diminuer ensuite les frais d'entretien, de maintenance et de remplacement des génératrices.

## RÉFÉRENCES

- [1] IBRAHIM, H., Étude et conception d'un générateur hybride d'électricité de type éolien-diesel avec un élément de stockage d'air comprimé, Thèse de doctorat, Université du Québec à Chicoutimi, Juin (2010).

\* auteur correspondant  
Adresse électronique : [hibrahim@eolien.qc.ca](mailto:hibrahim@eolien.qc.ca)