

Article 10. Performances d'un moteur à allumage commandé alimenté en gaz de synthèse enrichi en hydrogène

ANDRIATOAVINA Dolly Armël Sylvain ^{1,2,*}
Pr. ANDRIAMAMPIANAINA José Marie Michel ^{1,2}

¹ Institut Supérieur de Technologie d'Antananarivo

² Laboratoire de Dynamique de l'Atmosphère, du Climat et des Océans (DyACO), Faculté des Sciences, Université d'Antananarivo

* Correspondance : e-mail : andriatoavinadolly@gmail.com, Tel : +261 34 78 091 88

Résumé

Pour améliorer la performance des moteurs à allumage commandé et alimentés en gaz de synthèse, il est proposé dans cet article d'enrichir ce dernier avec de l'hydrogène. Obtenu par électrolyse de l'eau, ce combustible d'appoint est constitué en volume de 2/3 de dihydrogène et de 1/3 d'oxygène, d'où son appellation de gaz HHO.

Un moteur monocylindre à 4 temps alimenté par le mélange gaz de synthèse-HHO est modélisé sur GT-Power, un composant du logiciel GT-Suite.

Les simulations montrent les avantages de l'enrichissement à l'hydrogène du gaz de synthèse. Les améliorations sont perçues au niveau de la puissance fournie par le moteur, de la quantité de carburant nécessaire pour faire fonctionner le moteur et des émissions de polluants plus faibles par rapport à l'essence. L'enrichissement à l'hydrogène du gaz de synthèse permet donc d'améliorer la production d'électricité dans les centrales à biomasse.

Mots-clés : moteur à allumage commandé – gaz de synthèse – hydrogène – puissance – polluants – simulation

Nomenclature

ρ	Densité
η_{comb}	Rendement de combustion
$[x]$	Concentration de l'élément x en mol/cm ³
A	Surface entre deux sections
AA	Angle d'ancrage
A _s	Surface de transfert thermique
avgrpm	Vitesse de rotation moyenne (par cycle) du moteur
BE	Pourcentage de carburant brûlée à la fin de la durée de combustion
BEC	Constante de fin de combustion
b _{eff}	Rendement du moteur
bkw	Puissance mécanique disponible à l'arbre
BM	Pourcentage de carburant brûlée à l'angle d'ancrage
BMC	Constante de milieu de combustion
BS	Pourcentage de carburant brûlée au début de la durée de combustion
BSC	Constante de début de combustion
bsfc	Consommation de carburant
CE	Fraction de carburant brûlé
CH ₄	Méthane
C _f	Facteur de friction de ventilation
CO	Monoxyde de carbone
CO ₂	Dioxyde de carbone
D	Diamètre équivalent
D	Durée de combustion
dp	Différentielle de pression à travers dx
dx	Longueur de l'élément de masse dans la direction du flux
e	Energie interne spécifique totale
E	Exposant de Wiebe
engfen	Puissance du carburant entrant dans les cylindres
e _u	Energie de la zone imbrûlée
f	Fréquence
GT	Gamma Technologies
H	Enthalpie spécifique totale
h	Coefficient de transfert thermique
H	Hydrogène
h _a	Enthalpie de la masse d'air
h _f	Enthalpie de la masse de carburant
h _{f,i}	Enthalpie de la masse de carburant injecté
HVAP _f	Chaleur de vaporisation du carburant en J/kg

I_{ct}	Inertie du vilebrequin en kg.m ²
k_{CO^+}	Constante de taux de réaction de la formation de CO
k_{r^+}	Constante de taux de réaction de la formation de NO _x
K_p	Coefficient de perte de pression
LHV_f	Pouvoir calorifique inférieur du carburant en J/kg
m	Masse volumique
m_a	Masse de l'air
m_f	Masse du carburant
$m_{f,i}$	Masse du carburant injecté
min	Minute
m_u	Masse de la zone imbrûlée
\dot{m}	Flux massique à la frontière du volume
\dot{m}_f	Débit de carburant consommé
$\dot{m}_{f,i,liq}$	Taux de flux massique instantané du carburant entrant dans le volume contrôlé du cylindre i à l'état liquide, en kg/s
$\dot{m}_{f,i,gas}$	Taux de flux massique instantané du carburant entrant dans le volume contrôlé du cylindre i à l'état gazeux, en kg/s
N	Azote
N	Vitesse de rotation instantanée en tr/min
N_2	Diazote
NO	Monoxyde d'azote
NO_x	Oxydes d'azote
n_r	Rotations par cycle (1 si moteur 2 temps, 2 si moteur 4 temps)
O	Oxygène
O_2	Dioxygène
OH	Hydroxyde
P	Pression
p	Pression dans le cylindre
p	Nombre de pair de pôles
$Perte_{comb}$	Perte de combustion
Q_b	Taux de transfert thermique de la zone brûlée
Q_u	Taux de transfert thermique de la zone imbrûlée
SOC	Début de la combustion
$T_b(t)$	Couple disponible instantané
T_{fluid}	Température du fluide
tr	Nombre de tours
T_{wall}	Température à la paroi
u	Vitesse à la frontière
V	Volume
V_u	Volume de la zone imbrûlée
W	Energie-travail fournie par la combustion
WC	Constante de Wiebe
$\dot{\omega}_{ct}$	Accélération instantanée du vilebrequin en rad/s ²

1- Introduction

La gazéification de la biomasse est une des solutions utilisées actuellement pour la substitution partielle des carburants fossiles dans les projets d'électrification rurale. Elle permet d'obtenir, à partir de résidu agricole, un gaz combustible appelé gaz de synthèse, constitué entre autres de monoxyde de carbone et de dihydrogène. Ce gaz de synthèse peut être utilisé directement comme carburant de moteur à allumage commandé ou comme combustible d'appoint dans un moteur Diesel Dual-fuel [1] - [2].

Toutefois, comme la densité énergétique du gaz de synthèse est relativement faible par rapport celle de l'essence [1] - [2], il est proposé dans ce travail de l'enrichir avec de l'hydrogène. Cet hydrogène permettra d'obtenir, à partir d'une même quantité de gaz de synthèse, une énergie électrique plus importante.

L'objectif de ce travail est donc d'améliorer les performances des moteurs à allumage commandé et alimentés en gaz de synthèse en mélangeant ce dernier avec de l'hydrogène. Les paramètres de mesure de ces performances sont la puissance, le rendement, la consommation de carburant et les émissions d'oxydes d'azote (NO_x) et de monoxyde de carbone (CO).

La problématique de l'étude peut être exprimée par les quatre questions suivantes :

- Quelle est le rapport stœchiométrique du gaz de synthèse ?

- Quelles sont les effets de la substitution de l'essence par du gaz de synthèse sur les performances du moteur ?
- Quelle est la quantité d'hydrogène (HHO) à mélanger avec le gaz de synthèse pour améliorer les performances du moteur ?
- Quelle est le rapport stœchiométrique du mélange gaz de synthèse et HHO ?

Pour répondre à ces questions le moteur alimenté par gaz de synthèse enrichi en hydrogène est modélisé sur l'outil GT-Power. Les performances du moteur fonctionnant sous différentes conditions sont alors calculées et discutées suivant les objectifs énoncés.

2- Méthodologie

Pour pouvoir étudier les performances du moteur à allumage commandé alimenté en gaz de synthèse enrichi en hydrogène, il est proposé dans ce travail de le modéliser sur GT-Power afin de simuler son fonctionnement. La simulation permet d'étudier sous différentes conditions le fonctionnement d'un moteur tout en contournant les différents obstacles rencontrés lors des essais expérimentaux comme le coût et la disponibilité de banc d'essai, la difficulté dans la mesure de certains paramètres sans compromettre le phénomène à mesurer (exemple : température et pression dans la chambre de combustion) [3].

1.1 L'outil GT-Power

L'outil GT-POWER est un composant du logiciel GT-SUITE version 2016 développé par Gamma Technologies spécialement conçu pour la simulation de moteurs à combustion interne et de véhicules. Il est basé sur la simulation à une dimension de la dynamique des fluides, c'est-à-dire des flux de matière et des transferts de chaleurs, dans les différentes tubulures et autres composants du système. La modélisation est basée sur des composants prédéfinis dans la bibliothèque de GT-POWER qui seront paramétrés suivant les caractéristiques du système à simuler puis relier entre eux pour constituer le modèle [4].

1.1.1 Modélisation de la dynamique des fluides [5]

Pour modéliser la dynamique des fluides circulant dans le moteur, les différentes tubulures qui composent ce dernier sont discrétisés en plusieurs volumes (Cf. Figure 9). Ces volumes sont connectés entre eux par des frontières. Les variables caractérisant le fluide circulant dans les tubulures sont classées en deux types : les variables scalaires (pression, température, densité, énergie interne, enthalpie, concentration de chaque espèce, etc.) considérées uniformes dans chaque volume discret, et les variables vectorielles (flux massique, vitesse, etc.) calculées au niveau des frontières.

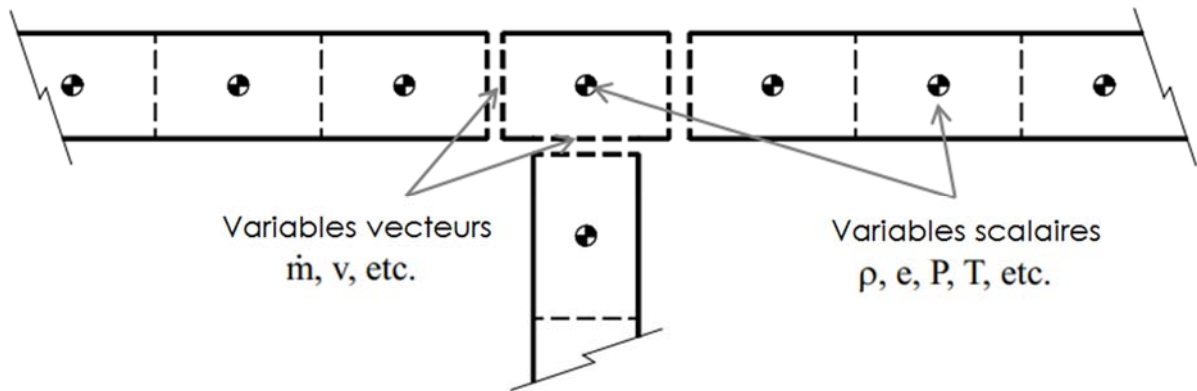


Figure 9 : Discrétisation du système [5]

Le calcul de la valeur de ces variables est basé sur les équations de conservations (1), (2), (3) et (4) dont la conservation de la continuité, de l'énergie, de l'enthalpie et de la quantité de mouvement :

Continuité :

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{\text{boundaries}} \dot{m} \quad (1)$$

Energie :

$$\frac{d(me)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum_{\text{boundaries}} (\dot{m}H) - hA_s (T_{\text{fluid}} - T_{\text{wall}}) \quad (2)$$

Enthalpie :

$$\frac{d(\rho HV)}{dt} = \sum_{\text{boundaries}} (\dot{m}H) + V \frac{dp}{dt} - hA_s (T_{\text{fluid}} - T_{\text{wall}}) \quad (3)$$

Quantité de mouvement :

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_{\text{boundaries}} (\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u| dx A}{2D} - K_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u| \right) A}{dx} \quad (4)$$

1.1.2 Modélisation de la combustion [4]

La méthode utilisée pour la modélisation de la combustion est la méthode deux zones. Le volume de la chambre de combustion est divisé en deux parties :

- la zone « imbrûlée » qui comprend la masse d'air et de carburant frais,
- et la zone « brûlée » (Cf. Figure 10).

La combustion correspond alors au transfert d'une quantité définie de masses de carburant et d'air avec l'enthalpie correspondant de la zone « imbrûlée » vers la zone « brûlée » ; avec dégagement de l'énergie chimique du mélange air-carburant. Les produits résultants et de leurs concentrations sont ensuite évalués suivant ce transfert.

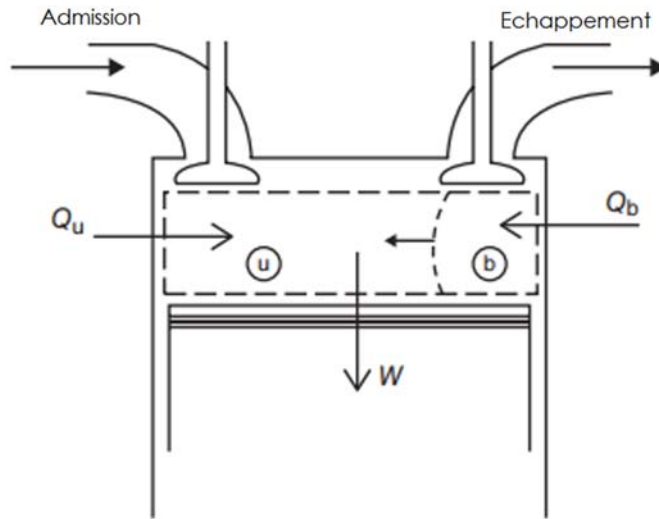


Figure 10 : Méthode de combustion deux zones [3]

Les variations de l'énergie contenue dans chacune de ces deux zones sont données par les équations (5) et (6).

Zone « imbrûlée » :

$$\frac{d(m_u e_u)}{dt} = -p \frac{dV_u}{dt} - Q_u + \left(\frac{dm_f}{dt} h_f + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) + \frac{dm_{f,i}}{dt} h_{f,i} \quad (5)$$

Zone « brûlée » :

$$\frac{d(m_b e_b)}{dt} = -p \frac{dV_b}{dt} - Q_b - \left(\frac{dm_f}{dt} h_f + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) \quad (6)$$

Le taux de combustion, c'est-à-dire l'évolution du transfert de la zone imbrûlée vers la zone brûlée, est donné par le modèle de Wiebe (eq. (7), (8), (9), (10), (11), (12)) qui impose le taux de combustion dans les moteurs à allumage commandé en absence de mesures expérimentales de la pression dans les cylindres [6], [7].

Modèle de Wiebe :

$$Combustion(\theta) = (CE) \left[1 - e^{-(WC)(\theta - SOC)^{(E+1)}} \right] \quad (7)$$

Constante de Wiebe :

$$WC = \left[\frac{D}{BEC^{1/(E+1)} - BSC^{1/(E+1)}} \right]^{-(E+1)} \quad (8)$$

Début de la combustion :

$$SOC = AA - \frac{(D)(BMC)^{1/(E+1)}}{BEC^{1/(E+1)} - BSC^{1/(E+1)}} \quad (9)$$

Constante de milieu de combustion :

$$BMC = -\ln(1 - BM) \quad (10)$$

Constante de début de combustion :

$$BSC = -\ln(1 - BS) \quad (11)$$

Constante de fin de combustion :

$$BEC = -\ln(1 - BE) \quad (12)$$

1.1.3 Modélisation de la formation de NOx [8]

Le modèle utilisé pour le calcul de la formation de NOx lors de la combustion est basé sur le mécanisme de Zeldovich étendu, représenté par les trois réactions chimiques (13), (14) et (15).



L'évolution de la concentration de NO et de N est alors donnée par les équations (16) et (17), où les valeurs des constantes de taux de réaction k_1^+ , k_2^+ , k_3^+ suivant la température T dans le cylindre sont données dans le Tableau 5.

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = k_1^+ [\text{O}][\text{N}_2] + k_2^+ [\text{N}][\text{O}_2] + k_3^+ [\text{N}][\text{OH}] \quad (16)$$

$$\frac{d[\text{N}]}{dt} = k_1^+ [\text{O}][\text{N}_2] - k_2^+ [\text{N}][\text{O}_2] - k_3^+ [\text{N}][\text{OH}] \quad (17)$$

Tableau 5 : Constantes de taux de réaction en fonction de la température

Réaction	Constante de taux de réaction en cm ³ /mol.s	Température en K
(1) $\text{O} + \text{N}_2 \rightarrow \text{NO} + \text{N}$ (-1) $\text{N} + \text{NO} \rightarrow \text{N}_2 + \text{O}$	$7.6 \times 10^{13} \exp [-38,000/T]$ 1.6×10^{13}	2000–5000 300–5000
(2) $\text{N} + \text{O}_2 \rightarrow \text{NO} + \text{O}$ (-2) $\text{O} + \text{NO} \rightarrow \text{O}_2 + \text{N}$	$6.4 \times 10^9 T \exp [-3150/T]$ $1.5 \times 10^9 T \exp [-19,500/T]$	300–3000 1000–3000
(3) $\text{N} + \text{OH} \rightarrow \text{NO} + \text{H}$ (-3) $\text{H} + \text{NO} \rightarrow \text{OH} + \text{N}$	4.1×10^{13} $2.0 \times 10^{14} \exp [-23,650/T]$	300–2500 2200–4500

1.1.4 Modélisation de la formation de CO [8]

Pour la formation de CO, le calcul est basé sur la principale réaction d'oxydation du CO représenté par la réaction (18).



La relation entre la valeur de la constante de taux de réaction k_{CO^+} et la température T dans le cylindre est donnée par l'équation (19)

$$k_{\text{CO}^+} = 6.76 \times 10^{10} \exp \left(\frac{T}{1102} \right) \quad \text{cm}^3/\text{gmol} \quad (19)$$

1.2 Les paramètres de performances [4]

Avec les émissions de NOx et de CO évaluées par les modèles décrites dans les paragraphes 1.1.3 et 1.1.4, les performances du moteur sont aussi exprimées par la puissance mécanique disponible à l'arbre (bk_w), la consommation de carburant ($bsfc$), le rendement de combustion (η_{comb}), et le rendement du moteur (b_{eff}).

La puissance disponible à l'arbre est la puissance mécanique reçue par l'arbre de l'alternateur qui va après être convertie en puissance électrique. Elle correspond à la puissance obtenue par la combustion du mélange carburant diminuée de la puissance utilisée pour le pompage, c'est-à-dire de la puissance relative aux phases d'admission et d'échappement, et de la puissance perdue sous forme de frottements (eq. (20), (21)).

$$bk_w = \frac{\oint T_b(t) N dt}{\oint dt} \left[\frac{2\pi}{60000} \right] \quad (20)$$

$$T_b(t) = T_s(t) - I_{ct} \dot{\omega}_{ct}(t) \quad (21)$$

La consommation de carburant ($bsfc$) est le rapport entre le débit de carburant consommé (\dot{m}_f) et la puissance fournie par le moteur (bk_w) (eq. (22)).

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{bk_w} \quad (22)$$

Le rendement de combustion est donné par l'équation (23) où la perte de combustion ($Perte_{comb}$) représente le rapport entre l'énergie chimique contenue dans le gaz d'échappement et l'énergie totale du carburant entrant dans les cylindres

$$\eta_{comb} = 1 - Perte_{comb} \quad (23)$$

Enfin, le rendement du moteur (b_{eff}) est le rapport entre la puissance disponible à l'arbre (bkw) et la puissance du carburant entrant dans les cylindres ($engfen$) (eq. (24), (25))

$$b_{eff} = 400 \frac{bkw}{engfen} \quad (24)$$

$$engfen = \left[\frac{avgrpm}{60000n_r} \right] \sum_{i=1}^{\#Cylinders} \left[LHV_f \int \dot{m}_{f,i,gas} dt + (LHV_f - HVAP_f) \int \dot{m}_{f,i,liq} dt \right] \quad (25)$$

1.3 Modélisation sur GT-Power du moteur monocylindre à allumage commandé et alimenté en gaz de synthèse enrichi en hydrogène

Pour étudier les influences de l'enrichissement à l'hydrogène sur les performances des moteurs alimentés en hydrogène, un moteur à allumage commandé monocylindre à 4 temps représenté sur la Photo 1 a été modélisé sur GT-Power.



Photo 1 : Le moteur à allumage commandé étudié

Les caractéristiques du moteur données par le constructeur ou mesurées sont présentées dans le Tableau 6.

Tableau 6 : Caractéristiques du moteur

Caractéristiques	Spécifications
Temps	4
Nombre de cylindre	1
Alésage	67,97 mm
Course	53,54 mm
Longueur de la bielle	84 mm
Taux de compression	11,4
Longueur de la tubulure d'admission	138 mm
Diamètre intérieur de la tubulure d'admission	19 mm
Longueur de la tubulure d'échappement	122mm
Diamètre intérieur de la tubulure d'échappement	25 mm
Diamètre de la soupape d'admission	24,98 mm
Diamètre de la soupape d'échappement	24,02 mm

Comme le moteur sera utilisé pour faire tourner un alternateur comprenant 2 pôles ($p = 1$) et qui doit fournir une tension alternative de $f = 50$ Hz, la vitesse de rotation de l'arbre doit être de 3000 tr/min selon l'équation (26).

$$N = \frac{60 f}{p} \quad (26)$$

Plusieurs hypothèses ont été prises dans le paramétrage des différents éléments du modèle. Pour l'environnement extérieur, il a été considéré une atmosphère formée d'air à 76,7% d'azote et 23,3% d'oxygène, avec une pression de 1 bar et une température de 300 K. Concernant le régime du moteur, la valve papillon réglant le débit d'air à mélanger avec le carburant est toujours considérée comme grande ouverte.

Pour le modèle de combustion, les valeurs des paramètres caractérisant le modèle de Wiebe sont données dans le Tableau 7 [4].

Tableau 7 : Paramètres du modèle de Wiebe

Paramètre	Valeur
Angle d'ancrage (AA)	8°
Durée de la combustion (D)	25°
Exposant de Wiebe (E)	2
Fraction de carburant brûlée (CE)	1
Pourcentage de carburant brûlé à l'angle d'ancrage (BM)	50%
Pourcentage de carburant brûlé au début de la durée de combustion (BS)	10%
Pourcentage de carburant brûlé à la fin de la durée de combustion (BE)	90%

Le gaz de synthèse utilisé pour alimenter le moteur est un gaz purifié, issu de résidu forestier, composé de 15% de CO, 17% de H₂, 4% de CH₄, 15% de CO₂, 0,14% de O₂ et de 48,86% de N₂ et a un pouvoir calorifique supérieur de 6 MJ/Nm³ [9].

Enfin, le modèle du moteur sur GT-Power est présenté sur la

Figure 11.

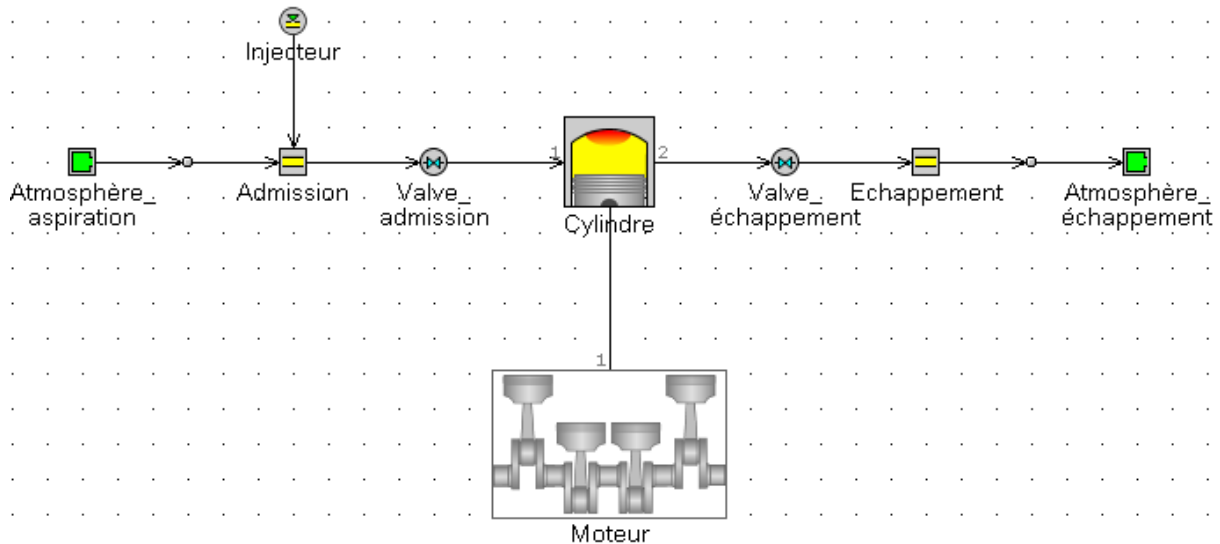


Figure 11 : Modèle sur GT-Power du moteur

3- Résultats

1.4 Rapport stœchiométrique du gaz de synthèse

Avant de faire la comparaison entre les performances du moteur alimenté en essence et en gaz de synthèse, il est d'abord nécessaire de déterminer le rapport stœchiométrique du gaz de synthèse. Ce rapport correspond à la proportion idéale d'air et de gaz de synthèse à mélanger pour récupérer de la combustion le maximum d'énergie.

Pour déterminer ce rapport, la puissance et le rendement du moteur alimenté par du gaz de synthèse est calculé suivant la variation du rapport Air/carburant. Il est à remarquer que dans cet article, le terme « carburant » désigne la partie combustible du mélange carburé ; il peut s'agir de l'essence, du gaz de synthèse, du HHO ou de leur mélange.

Sur la Figure 12 est représentée en ordonnée la variation de la puissance suivant le rapport Air/Carburant et en contour les valeurs de rendement correspondant. La puissance est maximale pour un rapport Air/Carburant égale à 4, c'est-à-dire que pour récupérer le maximum d'énergie, on aura de besoin de 4 volumes d'air pour un volume de gaz de synthèse. Au-delà de cette valeur, la puissance diminue à cause de la pauvreté du mélange. On constate aussi que le rendement du moteur est le plus élevé au voisinage de ce rapport A/C égale à 4 et on retiendra donc cette valeur pour la comparaison entre l'utilisation de l'essence et celle du gaz de synthèse.

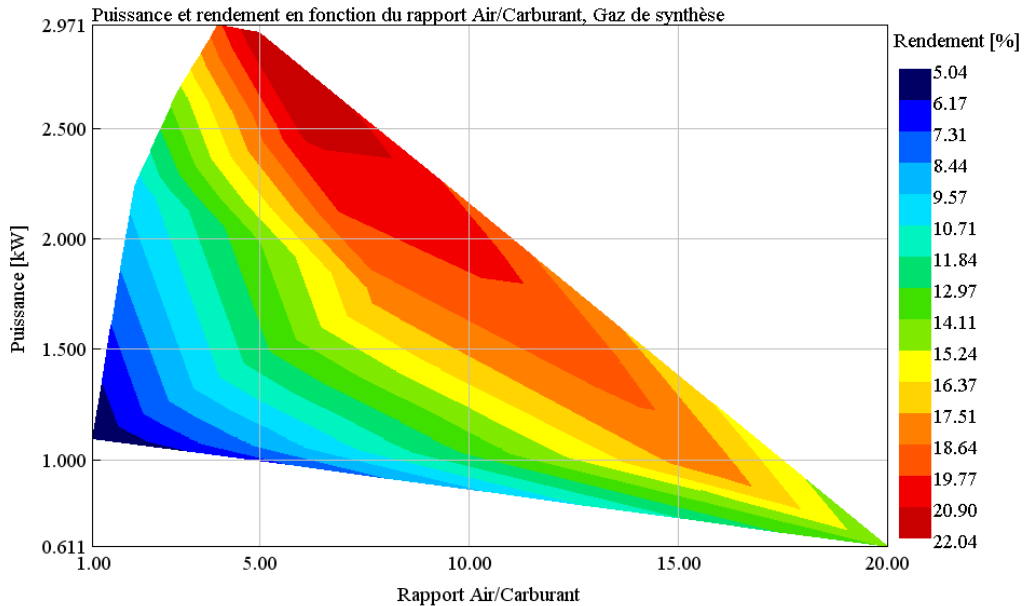


Figure 12 : Puissance et rendement du moteur alimenté en gaz de synthèse en fonction du rapport Air/Carburant
1.5 Effets de l'utilisation du gaz de synthèse à la place de l'essence sur les performances du moteur

Les performances du moteur alimenté à l'essence avec un rapport Air/Carburant de 14,5 et celles du moteur alimenté au gaz de synthèse avec un rapport Air/Carburant égale à 4 sont comparées dans ce paragraphe.

Sur la Figure 13, on peut constater la diminution de la puissance causée par la substitution de l'essence par du gaz de synthèse. Cette puissance est proportionnelle à la vitesse de rotation quand le moteur est alimenté à l'essence car le couple disponible à l'arbre est plus ou moins constant en régime permanent. Mais avec du gaz de synthèse, le couple varie légèrement et à la vitesse de 3000 tr/min nécessaire pour fournir une tension de 50Hz, la puissance mécanique délivrée est de 28,85% plus faible.

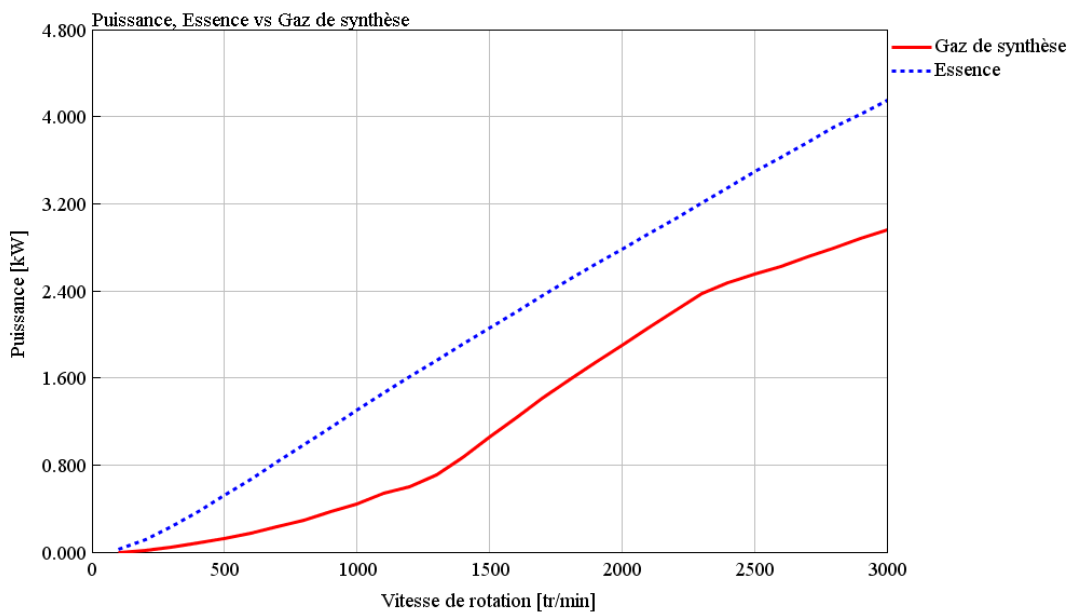


Figure 13 : Puissances du moteur alimenté à l'essence et au gaz de synthèse.

La diminution de la puissance fournie par le moteur est surtout causée par le faible pouvoir calorifique du gaz de synthèse par rapport à l'essence. Comme montré sur la Figure 14, cette différence est plus importante au démarrage mais à la vitesse de synchronisme de 3000 tr/min, elle est réduite à 9,61% car comme le temps nécessaire au moteur pour effectuer un cycle est plus court, le débit d'injection de gaz de synthèse est plus important.

Quand le moteur est alimenté en gaz de synthèse à la place de l'essence, la combustion dégage moins d'énergie dont une partie sera encore dépensé pour des fonctions auxiliaires comme la mise en rotation de l'arbre à came. D'autres fractions de cette énergie seront aussi perdues sous forme de chaleur dans les frottements mécaniques. Comme ces pertes varient peu dans l'utilisation des deux types de combustibles, le rendement du moteur se voit donc réduite avec le gaz de synthèse (Cf. Figure 15). A la vitesse de 3000 tr/min, le rendement est ainsi de 41,58% plus faible avec le gaz de synthèse qu'avec l'essence.

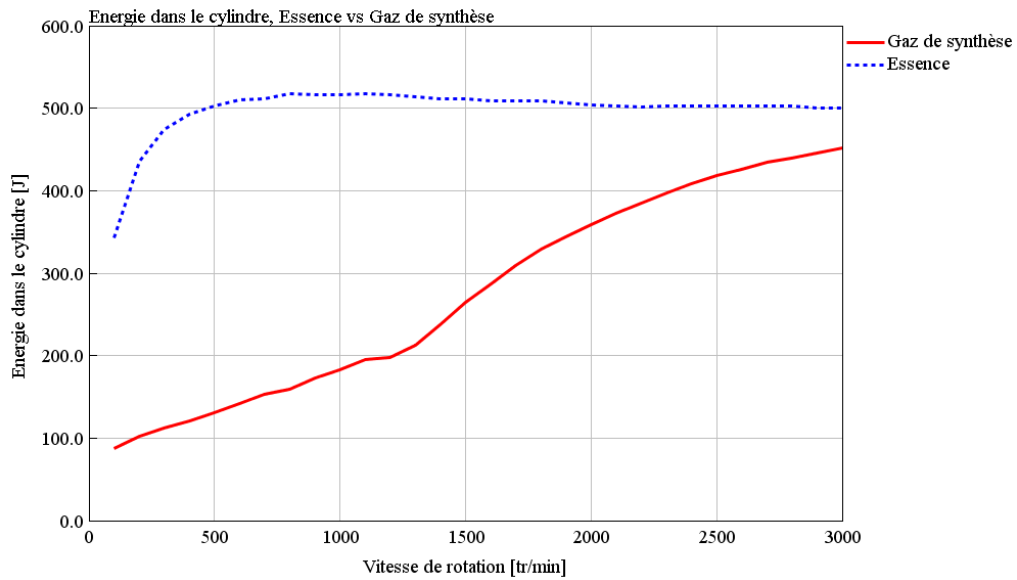


Figure 14 : Energie dans le cylindre du moteur alimenté à l'essence et au gaz de synthèse.

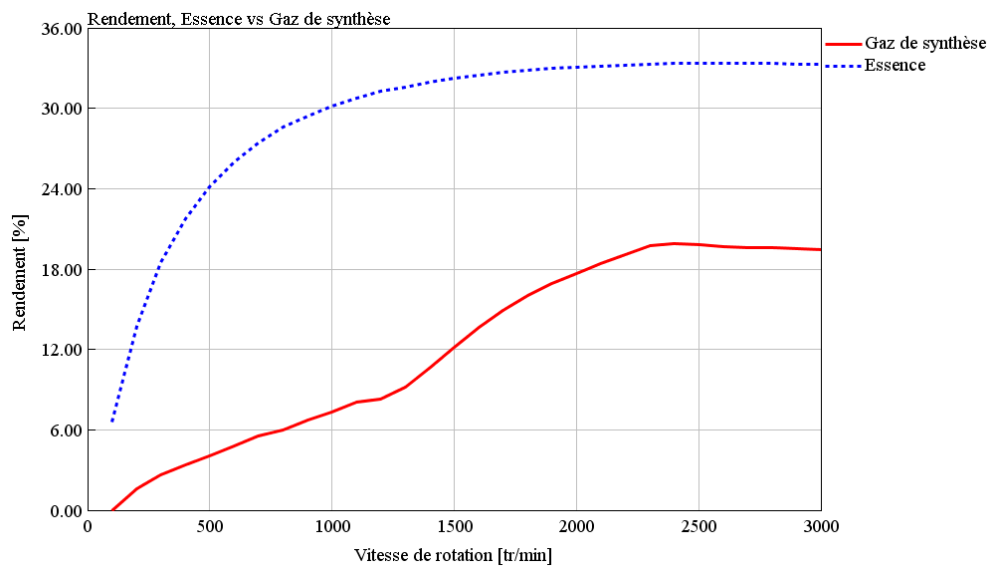


Figure 15 : Rendements du moteur alimenté à l'essence et au gaz de synthèse.

Concernant les émissions de polluants, la substitution de l'essence par du gaz de synthèse permet de réduire considérablement les émissions de NOx. Comme on peut voir sur la Figure 16, la concentration de NOx dans les gaz d'échappement est de 84,58% plus faible avec le gaz de synthèse qu'avec l'essence. Cette amélioration est due en partie à la diminution de la température dans la chambre de combustion lors de la combustion du gaz de synthèse car la formation de NOx est surtout dépendante de la température (Cf. Tableau 5).

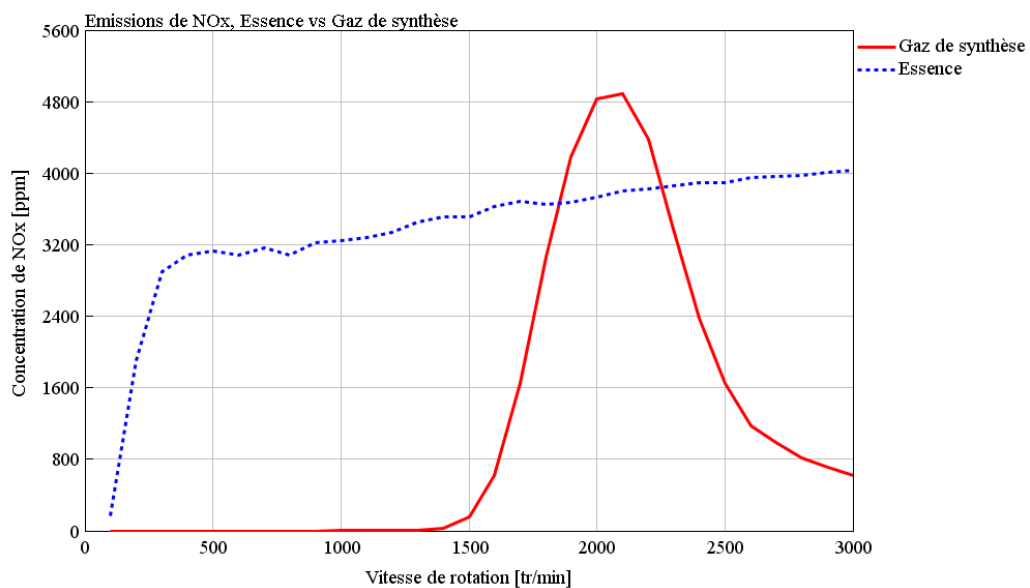


Figure 16 : Emissions de NOx du moteur alimenté à l'essence et au gaz de synthèse.

Cependant, on constate une élévation de la concentration de CO quand la vitesse approche les 2500 tr/min, et arrivé à 3000 tr/min, cette concentration est de 2,47 fois plus importante avec le gaz de synthèse. Ceci vient entre autres de la grande quantité de CO que le gaz de synthèse contient par rapport à l'essence.

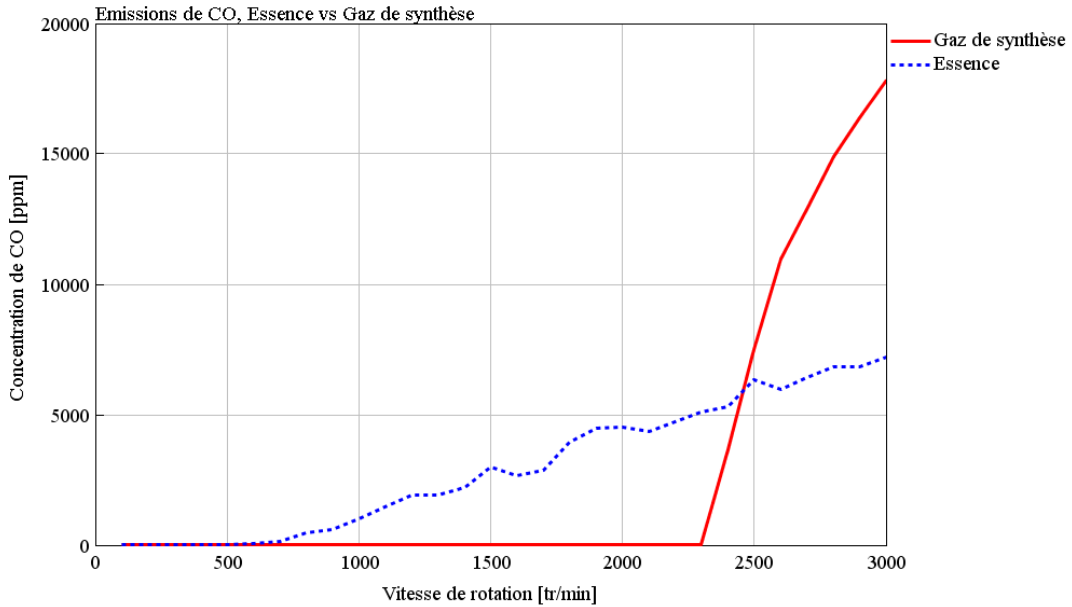


Figure 17 : Emissions de CO du moteur alimenté à l'essence et au gaz de synthèse.

1.6 Effets de l'enrichissement du gaz de synthèse avec de l'hydrogène (HHO)

Pour améliorer les performances du moteur fonctionnant au gaz de synthèse, ce dernier est mélangé avec de l'hydrogène qui a un pouvoir calorifique de 33 kWh/kg [10].

L'hydrogène est produit par électrolyse de l'eau qui est un procédé électrochimique consistant à décomposer l'eau à l'aide d'un courant électrique pour obtenir du dihydrogène et du dioxygène gazeux. D'après la loi d'Avogadro, le gaz obtenu contient deux fois plus de volume de dihydrogène que de dioxygène, c'est pourquoi il est appelé HHO. L'ajout du HHO dans le gaz de synthèse, pour alimenter le moteur, agit donc à la fois sur le combustible par l'enrichissement en hydrogène, que sur le comburant, par l'apport d'oxygène [11]. Dans cette étude, le mélange de gaz de synthèse et de HHO injecté dans les cylindres du moteur est supposé homogène.

La Figure 18 montre la variation de la puissance (en ordonnée) et du rendement (en contour) du moteur en fonction de la teneur en HHO dans le mélange de gaz de synthèse + HHO. L'ajout de HHO permet d'augmenter la puissance délivrée par le moteur mais au-delà du teneur de 10%, correspondant à la puissance maximale (augmentation de 9,56%), la puissance diminue, et à partir de 35% de HHO, elle descend même au-dessous de celle délivrée avec du gaz de synthèse pur.

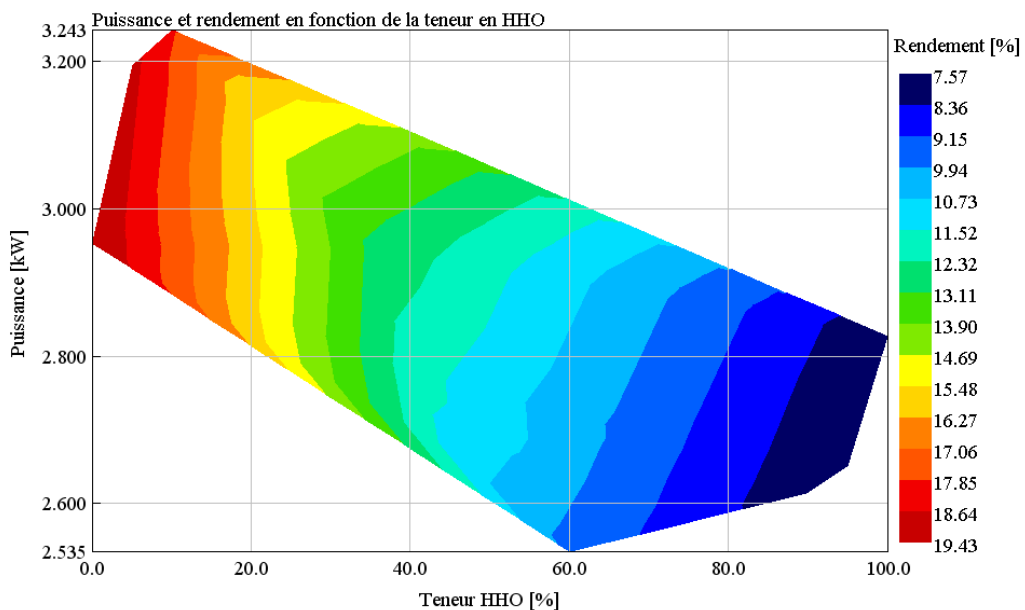


Figure 18 : Puissance et rendement du moteur en fonction de la teneur en HHO

Comme le surplus d'énergie apportée par la HHO n'est pas complètement récupéré lors de la combustion du mélange, le rendement du moteur diminue avec l'ajout de HHO. Cette perte en combustion est illustrée par la courbe du rendement de combustion de la Figure 19 où on constate une augmentation de la fraction restée imbrûlée avec la teneur en HHO. L'apport de HHO dans le gaz de synthèse augmente donc l'énergie entrant dans le cylindre jusqu'à une élévation de 11,96% à 10% de HHO. Mais avec la diminution de la fraction brûlée, l'énergie réellement exploitée décroît.

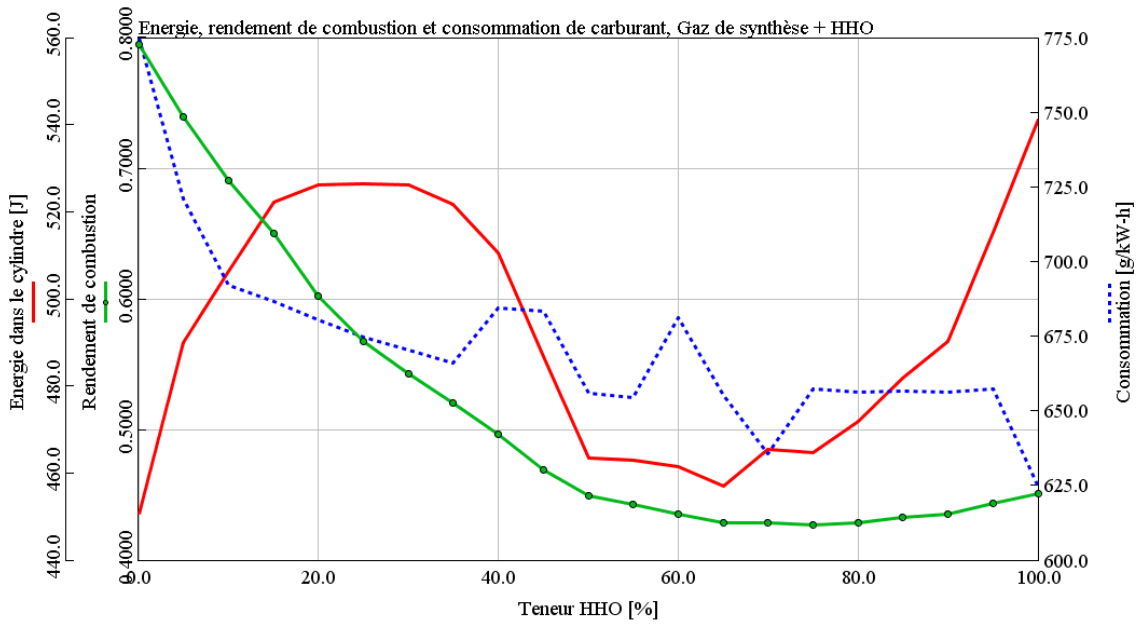


Figure 19 : Energie, rendement de combustion et consommation de carburant en fonction de la teneur en HHO

Grâce à son apport d'énergie, l'enrichissement du gaz de synthèse par du HHO permet aussi de réduire la consommation de carburant. Pour un ajout de 10% de HHO, on bénéficie d'une réduction de 10,76% du carburant consommé.

Concernant les émissions de polluants, la Figure 20 montre que l'ajout de HHO dans le gaz de synthèse permet de réduire la concentration de NOx dans le gaz d'échappement. En effet, l'augmentation de la teneur en HHO réduit la quantité d'azote apporté par le gaz de synthèse et ainsi inhibe la formation de NOx. A 10% de HHO, la concentration de NOx est ainsi réduite de 89,95%. La concentration de CO augmente légèrement jusqu'à 9,43% à 10% de HHO puis diminue au fur et à mesure que le mélange contient plus de HHO. En effet, d'une part, l'ajout de HHO augmente la température dans la chambre de combustion et favorise ainsi la formation de CO, mais d'autre part, la quantité de CO contenue dans le gaz de synthèse diminue au profit du HHO.

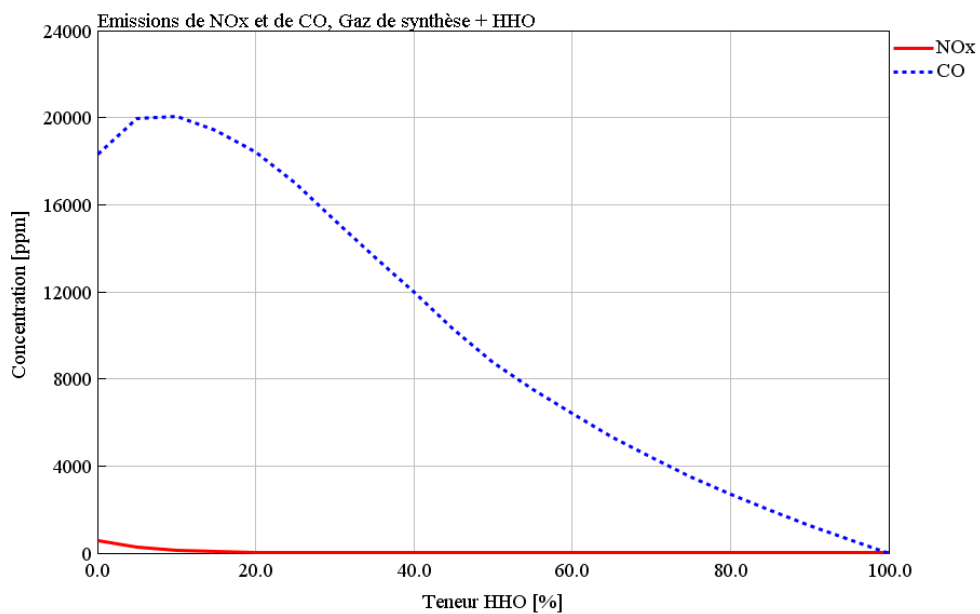


Figure 20 : Emissions de NOx et de CO en fonction de la teneur en HHO

1.7 Rapport stœchiométrique du mélange gaz de synthèse + HHO

Comme le gaz HHO mélangé avec le gaz de synthèse contient à la fois du dihydrogène et du dioxygène, son ajout dans le gaz de synthèse pourra modifier le rapport stœchiométrique du mélange. En effet, si le dihydrogène accroît l'énergie

du combustible, le dioxygène augmente la quantité de comburant. Le rapport stœchiométrique du mélange pourra ainsi être différent de celui du gaz de synthèse pur.

Sur la Figure 21, il est mis en évidence que la puissance et le rendement du moteur sont maximaux pour un rapport Air/Carburant égale à 5. Pour ce rapport, la puissance est augmentée de 7,64% par rapport à un A/C égal à 4 et le rendement est amélioré de 21,84%. Le rapport A/C égale à 5 permet donc une meilleure combustion du carburant constitué de 10% de HHO et de 90% de gaz de synthèse et représente le rapport stœchiométrique de ce mélange.

La Figure 22 montre la variation de l'énergie, du rendement de combustion et de consommation de carburant suivant les valeurs du rapport Air/Carburant. L'énergie qui entre dans le cylindre diminue quand le mélange carburé contient plus d'air car la proportion de combustible est réduite au profit du comburant. Mais au-dessous du rapport Air/Carburant égale à 5, le rendement de combustion est nettement inférieur à 1 car il n'y a pas assez de comburant pour brûler tout le carburant. Toutefois, la bonne proportion d'air et de carburant permet une réduction de la consommation de carburant et à la stœchiométrie (A/C = 5), on bénéficie d'une économie de 17,89% de carburant.

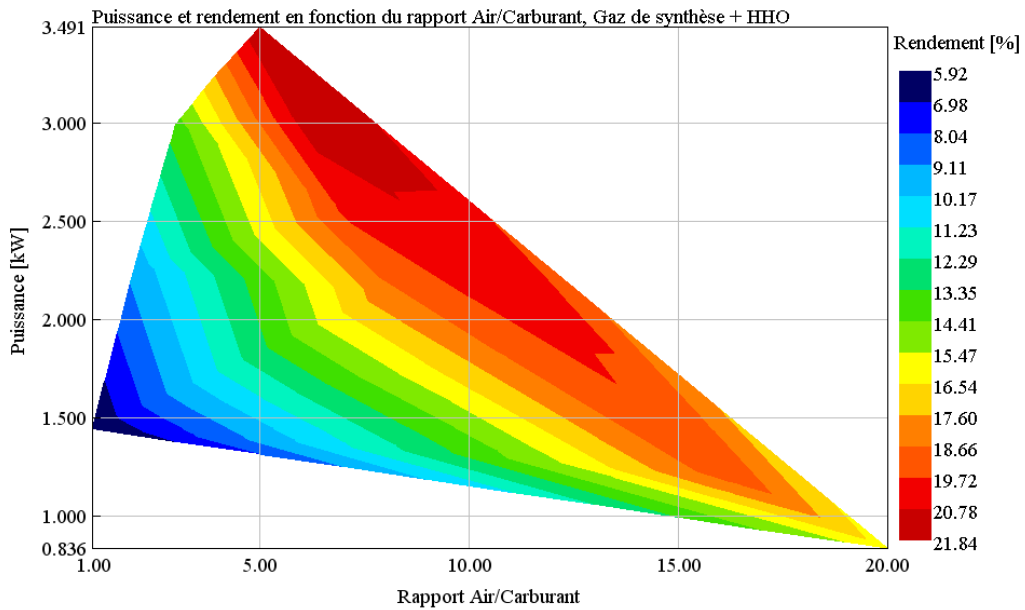


Figure 21 : Puissance et rendement du moteur alimenté en gaz de synthèse + HHO en fonction du rapport Air/Carburant
 Concernant les émissions de polluants, trouver le rapport stœchiométrique du mélange permet de réduire considérablement les émissions de CO car comme on peut voir sur la Figure 23, faire un mélange de 5 volumes d'air pour un volume de carburant permet de réduire de 9 fois la concentration de CO par rapport celle obtenue avec un rapport Air/Carburant égale à 4. Pour les émissions de NOx, la concentration est de 16,56 fois plus élevée mais cette valeur reste encore plus faible par rapport aux pollutions causées par l'utilisation de l'essence ou du gaz de synthèse pur.

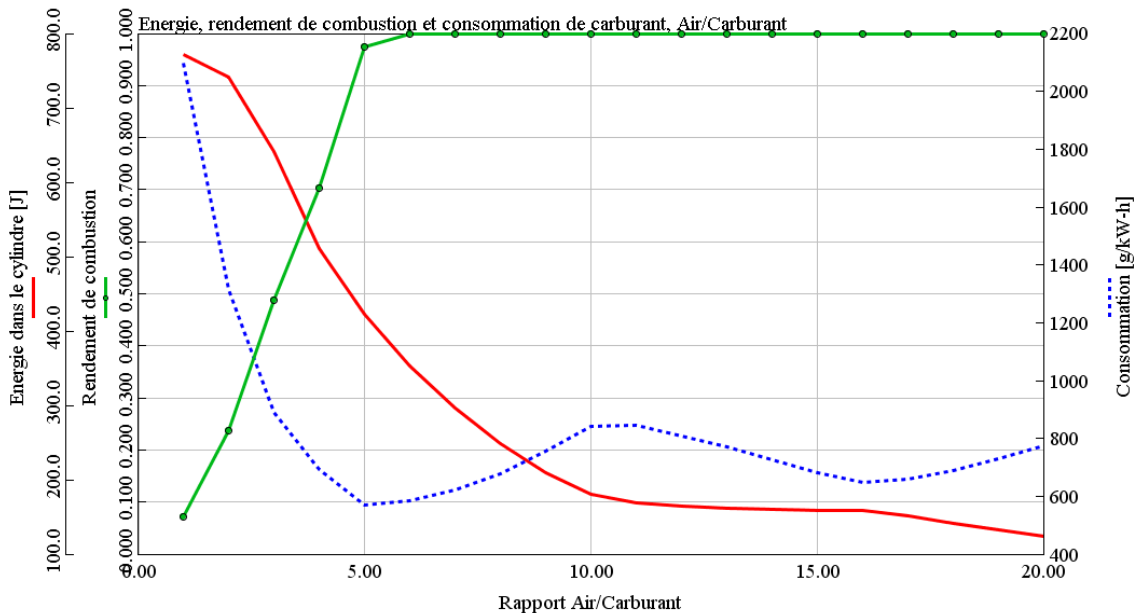


Figure 22 : Energie, rendement de combustion et consommation de carburant en fonction du rapport Air/Carburant

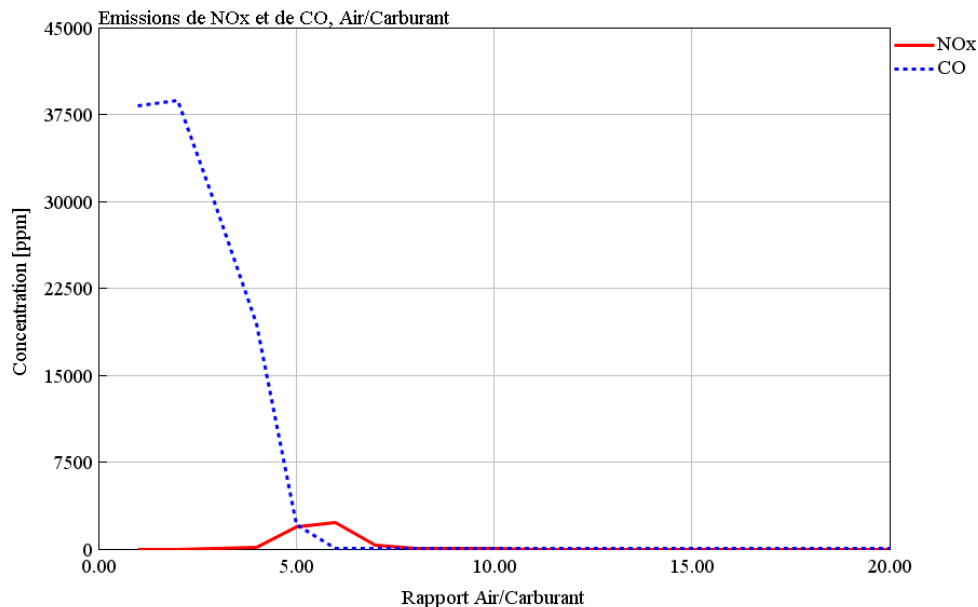


Figure 23 : Emissions de NOx et de CO en fonction du rapport Air/Carburant

4- Discussion et Conclusion

Les performances d'un moteur à allumage commandé alimenté en gaz de synthèse enrichi en hydrogène ont été étudiées dans cet article. Le moteur a été modélisé et simulé sur l'outil GT-Power du logiciel GT-Suite version 2016. Le gaz de synthèse est obtenu par gazéification de résidu forestier et l'hydrogène, sous forme de gaz HHO, par électrolyse de l'eau. Les meilleures performances du moteur sont obtenues pour un mélange de 90% de gaz de synthèse et de 10% de HHO, avec un rapport Air/Carburant égale à 5 qu'on peut considérer comme l'air stœchiométrique du mélange. Ce mélange permet d'avoir 17,94% plus de puissance qu'avec le mélange de départ (100% de gaz de synthèse et un rapport Air/Carburant égale à 4). Le rendement se voit aussi améliorer de 12,4% et le moteur consomme 26,67% moins de carburant. Par rapport à l'alimentation à l'essence, l'utilisation de gaz de synthèse enrichi en hydrogène permet aussi de réduire les émissions de polluants. Les émissions de NOx sont ainsi diminuées de 53,11% tandis que les émissions de CO sont abaissées de 70,69%.

Toutefois les valeurs trouvées dans cette étude peuvent varier suivant la fluctuation des composants du gaz de synthèse en fonction de la qualité du substrat utilisé et des paramètres de gazéification. De même, la proportion optimale de HHO à mélanger avec le gaz de synthèse ainsi que le volume d'air nécessaire pourront aussi changer suivant le type et les caractéristiques du moteur utilisé. Dans la perspective d'implanter le système d'enrichissement à l'hydrogène dans les centrales à biomasse de Madagascar, cette étude montre donc l'importance de la simulation afin de déterminer la quantité optimale de HHO à produire et ainsi bien dimensionner le générateur d'hydrogène.

Face aux objectifs posés, les résultats des simulations ont démontré les avantages de l'enrichissement à l'hydrogène du gaz de synthèse. Cette étude pourra ainsi contribuer à la réduction de la dépendance à l'énergie fossile des communes rurales de Madagascar et aidera à accomplir l'objectif de développement durable du pays.

Bibliographie

- [1] R. P. Bates et K. Dölle, « Syngas Use in Internal Combustion Engines - A Review », *Adv. Res.*, n° AIR.32896, p. 1-8, juin 2017.
- [2] A. Pradhan, P. Bareda, et A. Kumar, « Syngas as An Alternative Fuel Used in Internal Combustion Engines: A Review », *Journal of Pure and Applied Science & Technology*, p. 16, juill-2015.
- [3] J. A. Caton, *An Introduction to Thermodynamic Cycle Simulations for Internal Combustion Engines*. John Wiley & Sons Ltd, 2016.
- [4] « GT-SUITE Engine Performance Application Manual ». Gamma Technologies LLC, 2016.
- [5] « GT-SUITE Flow Theory Manual ». Gamma Technologies LLC, 2016.
- [6] C. R. Ferguson et A. T. Kirkpatrick, *Internal Combustion Engines. Applied Thermosciences*, Third Edition. John Wiley & Sons Ltd, 2016.
- [7] A. J. Chaudhari, N. Sahoo, et V. Kulkarni, « Simulation Models for Spark Ignition Engine: A Comparative Performance Study », *Energy Procedia*, p. 12, 4th International Conference on Advances in Energy Research, ICAER-2013.
- [8] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamental*. McGraw-Hill, Inc, 1988.
- [9] X. Kan, D. Zhou, W. Yang, X. Zhai, et C.-H. Wang, « An investigation on utilization of biogas and syngas produced from biomass waste in premixed spark ignition engine », *Applied Energy*, p. 210-222, 2018.
- [10] J. M. M. Andriamampianina, L. Ratsimamanga Razanamparany, et D. A. S. Andriatoavina, « Optimal Conception of an Embarked Hydrogen Generator for Injection of an Auxiliary Additional Combustible into Gasoline Engines », *Journal of Systems and Industrial Project Engineering*, p. 148-163, janv-2017.
- [11] L. Borel et D. Favrat, *Thermodynamique et énergétique. De l'énergie à l'exergie*. Presses polytechniques et universitaires romandes, 2011.