

# Confrontation des résultats théoriques et expérimentaux d'un système de détente de MACE.

Mathieu Doubs<sup>1 2\*</sup>, Maxime Mille<sup>2</sup>, Brice Bryon<sup>2</sup>, François Lanzetta<sup>1</sup>, Eric Gavignet<sup>1</sup>, Guillaume Layes<sup>1</sup>, Philippe Nika<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Institut FEMTO-ST, UMR 6174, Département Énergie, Université de Franche-Comté  
Parc technologique, 2 avenue Jean Moulin, 90000 Belfort – France

<sup>2</sup>Assystem Engineering & Operation Services  
4 Rue Becquerel 90 000 Belfort - France

\*(Auteur correspondant : mathieu.doubs@femto-st.fr)

**Résumé** – Le besoin de revaloriser les rejets thermique est universel. Peu de systèmes sont aptes à le faire comme les Machines à Apport de Chaleur Externe. Ces machines de conception presque bicentenaire sont rapidement tombées en désuétude, avant de connaître un regain d'intérêt depuis l'émergence des nouvelles Technologies de Production Avancées.

Dans cet article nous présentons les résultats d'un modèle thermodynamique et d'expérimentations réalisées dans le cadre d'une démarche d'approche par étape de la machine. L'objectif final du montage expérimental est de faire fonctionner l'enceinte de détente suivant deux types de transformations cibles, adiabatique ou isotherme, dans le but de correspondre au fonctionnement en cycle de Joule/Brayton ou en cycle d'Ericsson. Il est possible de réaliser ces évolutions dans les différentes chambres du moteur, en faisant appel à la technique des soufflets à membranes. Cette solution permet un meilleur contrôle des échanges thermiques mais aussi de lever les verrous technologiques des problèmes de perte ou de pollution du fluide de travail et de lubrification d'un piston à haute température. Après une présentation du modèle et du système expérimental, nous effectuons la confrontation des résultats théoriques d'une modélisation par graphe de liaisons avec les premières données mesurées à partir des essais sur le système de détente du moteur. Des relevés des différentes grandeurs physiques (pressions, volumes), ainsi que de température (capteurs rapides), ont été réalisés au niveau du système de détente.

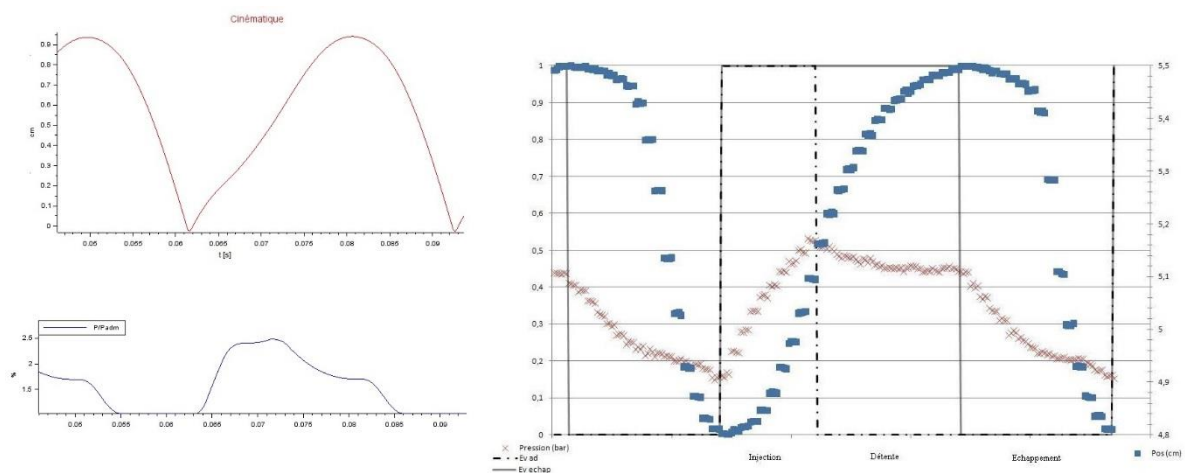


Figure 1 : Evolution de pression et de position dans l'enceinte de détente, entre le modèle et le banc.

## Nomenclature

$C_v$	Capacité calorifique à volume constant du fluide, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	$h_e$	Coefficient d'échange fluide/parois, $W.m^{-2}.K^{-1}$
$C_p$	Capacité calorifique à pression constante du fluide, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	$m$	Masse contenue dans le système, $kg$
$dm$	Ecoulement des masses dans le système, $kg$	$P$	Pression dans le système, $Pa$
$E$	Energie totale système, $J$	$Q$	Energie thermique échangée avec le milieu extérieur, $J$
$E^v_t$	Energie contenue dans le volume de contrôle à l'instant $t$ , $J$	$q_m$	Débit massique du fluide, $kg.s^{-1}$
$e$	Energie du fluide, $J$	$T$	Température dans le système, $K$
$e_i$	Energie interne du fluide, $J$	$U$	Vitesse fluide, $m.s^{-1}$
$h$	Enthalpie sensible du fluide, $J$	$V$	Volume du système, $m^3$
$h_c$	Coefficient d'échange air/fumées, $W.m^{-2}.K^{-1}$	$v$	Vitesse ensemble mobile, $m.s^{-1}$
		$W$	Travail des forces de pression, $J$

## 1. Introduction

Le monde moderne doit faire face au double défi de produire un mode de développement durable, alors même que les hydrocarbures vont se raréfier et que les besoins de la population mondiale continuent d'augmenter. Pour répondre à cet enjeu, l'habitat apparaît comme une « source essentielle d'action efficace » et surtout comme « le premier gisement d'économie » énergétique [1]. Assystem, groupe international d'ingénierie et de conseil en innovation, a choisi de se concentrer sur l'autonomie énergétique de l'habitat, afin d'apporter son savoir-faire en matière d'innovation technologique au service de la recherche d'une consommation énergétique compatible avec les objectifs de développement durable. Le projet IndEHO, pour « **I**ndependent **E**nergy **H**ome », est donc né de la volonté d'Assystem de mettre ses ressources à contribution pour inventer la maison de demain.

L'équipe du projet IndEHO travaille sur le concept du **M**oteur à **A**pport de **C**haleur **E**xterne de type Ericsson, mis au point au milieu du XIX<sup>e</sup> siècle, elle l'a revisité en le développant avec des technologies et des matériaux modernes. Cette nouvelle version de moteur a fait l'objet d'un dépôt de brevet [2]. Comme pour toutes les MACE, en plus des énergies conventionnelles d'autres sources de chaleur sont possibles comme le solaire [3], la biomasse ou des rejets thermiques [4].

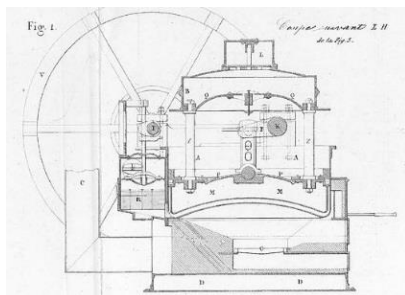


Figure 1 : Représentation du moteur M1851 d'Ericsson[5]



Figure 2 : Représentation du moteur développé par Assystem

Depuis 2012, cette recherche s'articule autour d'une thèse en partenariat avec l'institut FEMTO-ST (Franche-Comté Electronique Mécanique Thermique et Optique - Sciences et Technologies), avec comme objectifs la validation et l'amélioration du modèle thermodynamique et cela via une phase expérimentale composée en une approche par étapes de la machine.

## 2. Présentation du système

Le moteur étudié dans le cadre du projet IndEHO utilise des soufflets métalliques en lieu et place des ensembles piston-cylindre. Ce concept permet de faire varier en ligne les volumes internes (soit la cylindrée du moteur) tout en conservant la possibilité de modifier le cycle thermodynamique.

Dans le cas de l'enceinte de compression non refroidie et celle de détente non chauffée, le cycle cible est celui de Joule-Brayton, avec la compression et la détente qui tendent vers une évolution adiabatique. A l'inverse dans le cas d'une enceinte de compression refroidie et celle de détente chauffée, c'est le cycle d'Ericsson qui est visé avec la compression et la détente qui tendent vers une évolution isotherme.

L'utilisation de soufflets permet donc un meilleur contrôle des échanges thermiques mais aussi de lever les verrous technologiques des problèmes de perte et de pollution du fluide de travail ou de la lubrification de l'ensemble mobile piston/cylindre à haute température. Même si des compresseurs utilisant cette technologie de soufflets existent [6] ou d'autres systèmes plus basiques de pompes [7], dans le domaine des moteurs cette technologie ne semble pas avoir dépassé le stade expérimental par Colgate [8][9] ou O'Hare [10].

### 2.1. Principe de fonctionnement

Au niveau du soufflet de compression, représenté par la partie supérieure entre (1-2) de la figure 3, la descente de l'ensemble mobile crée une dépression et permet au fluide de travail de s'introduire en (1) via l'ouverture d'une première soupape.

Quand l'ensemble mobile atteint le point mort bas, cette première soupape se ferme. Pendant la remontée de l'ensemble, le gaz est comprimé jusqu'à ce qu'une deuxième soupape s'ouvre, permettant ainsi au gaz de s'échapper en (2). Le gaz est ensuite chauffé à travers deux échangeurs thermiques entre (2-3). Ce gaz sous pression et chauffé est ensuite introduit au détenteur en (3).

Au moment où l'ensemble mobile est au point mort haut, la soupape d'admission s'ouvre permettant l'introduction du gaz dans l'enceinte de détente. Lorsqu'une quantité suffisante de gaz est injectée, cette soupape se ferme. Le gaz introduit va alors se détendre et repousser le soufflet jusqu'à son point mort bas, engendrant le temps moteur. Il s'ensuit, lors de la remontée de l'ensemble, l'évacuation du gaz vers l'extérieur (4) en passant par l'intermédiaire de la soupape d'échappement du détenteur, qui reste ouverte durant toute cette étape. Avant d'être réinjecté au compresseur, le gaz passe à travers un récupérateur (R) puis un échangeur froid. Le récupérateur permet de préchauffer le gaz sortant de l'enceinte de compression. On peut noter que la géométrie du moteur impose un déplacement synchrone des deux soufflets.

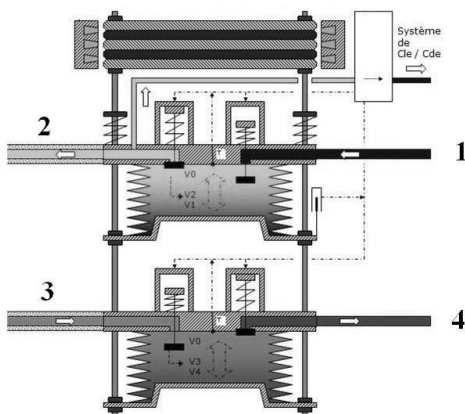


Figure 3 : Représentation schématique

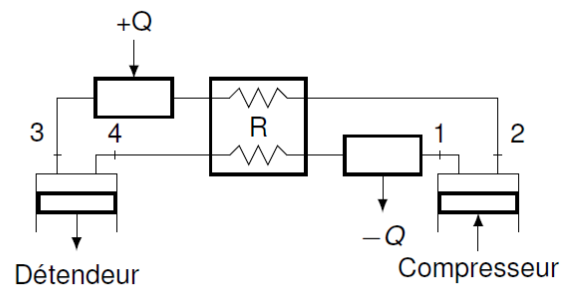


Figure 4 : Schéma de principe

Les séquences de fonctionnement des soupapes s'adaptent à la variation en ligne les volumes internes grâce à leurs actionnements par des vérins pneumatiques pilotés par électrovannes. Cette solution permet un contrôle souple et précis, sans système d'arbre à cames comme utilisé pour le pilotage des soupapes pour d'autres moteurs, comme ceux développés à Pau [11] ou à Lodz [12].

### 3. Modélisation Thermodynamique

#### 3.1. Introduction

L'objectif de ce modèle est de pouvoir observer les performances d'une machine définie par un jeu de paramètres thermodynamiques et dimensionnels. Il est élaboré à partir des équations classiques de conservations de la masse et de l'énergie). Dans un premier temps, il ne nous est pas nécessaire d'obtenir des informations multidimensionnelles sur les différents paramètres physiques (Pression, température ...) et un modèle de type zéro dimension a donc été jugé suffisant.

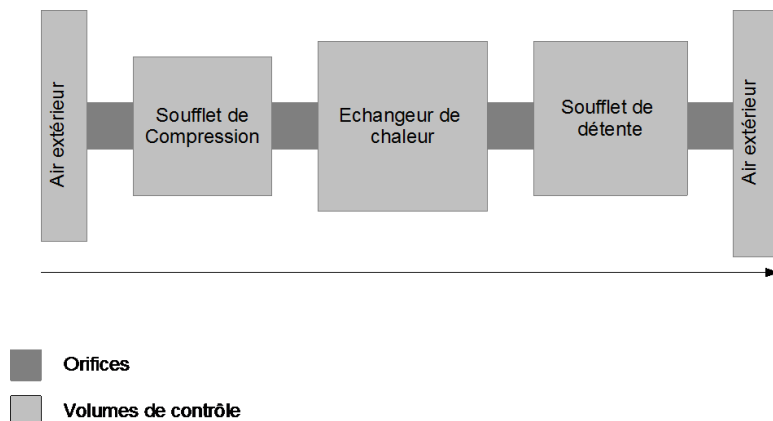


Figure 5 : Représentation de la modélisation pas-à-pas

Le moteur peut être assimilé à un ensemble de systèmes alternativement fermés puis ouverts, subissant des transferts de masse et d'énergie au cours du temps. Ce type de modélisation peut être assimilé aux méthodes de « vidange remplissage », fig. 5, utilisées dans les moteurs à combustion interne [13] qui permettent l'évaluation des performances globales des machines.

#### 3.2. Système d'équations

Le système global est caractérisé par les équations :

- de l'énergie ou premier principe de la thermodynamique pour chaque sous-système ouvert,
- de continuité exprimant la conservation de la masse entre deux sous-systèmes,
- d'état du fluide pour chaque sous système,
- de Barré de Saint Venant au niveau des orifices.

Ce type de modélisation permet de réaliser pour chaque pas de temps, un calcul des valeurs moyennes des paramètres physiques dans chaque sous-système, ainsi que l'évaluation des transferts énergétiques et massiques. Il est donc possible de décrire l'évolution du système lors des régimes transitoires (ouverture/fermeture des orifices). Cela ne permet pas en revanche de prendre en compte les effets dynamiques du gaz (ondes de pression à l'ouverture et à la fermeture des orifices).

#### 3.3. Hypothèses générales du modèle

Les différentes hypothèses considérées pour ce type de modélisation sont les suivantes :

- uniformité de la pression et de la température pour chaque sous-système,
- gaz considéré comme parfait (faible variation de pression au cours du cycle),
- propriétés du gaz (enthalpie, énergie interne) modélisées selon une évolution polynomiale de la température et de la pression,
- pas de transfert de chaleur avec les parois (adiabatique),
- équilibre thermodynamique atteint pour chaque point de calcul,
- les capacités calorifiques à volume et à pression constante du fluide sont constantes.

Concernant la partie mécanique du modèle, le moteur étudié est composé d'une masse mobile incluant un ensemble de brides et d'axes, de ressorts et de soufflets. Cette masse mobile est soumise aux efforts de pression qui règnent dans les enceintes, aux frottements dans les guidages, au rappel des ressorts et des soufflets et à une charge modélisée par un amortisseur hydraulique, permettant d'absorber l'énergie fournie. L'ensemble peut donc être assimilé à un modèle masse-ressort amorti forcé, comme représenté sur la fig. 6

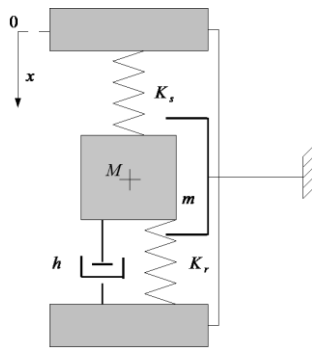


Figure 6 : Schéma de la partie mécanique du moteur

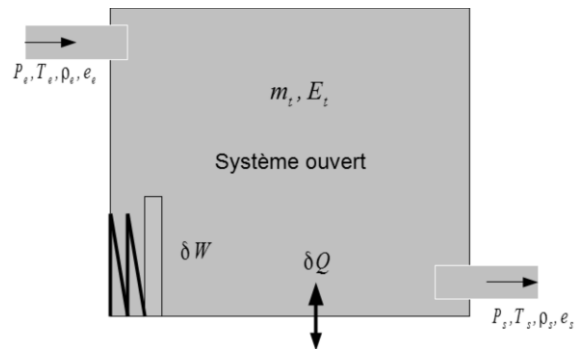


Figure 7 : Représentation d'un système ouvert

### 3.4. Description d'un sous-système

Chaque sous-système étant considéré comme un sous-système ouvert, fig.7, pouvant échanger de la matière et de l'énergie avec l'extérieur, du travail (parois déformables pour les soufflets), il faut définir un ensemble d'équations valable pour un système trivial. Cet ensemble sera ensuite simplifié pour chaque cas considéré.

Le premier principe de la thermodynamique permet de calculer la variation d'énergie totale du système matériel durant un intervalle de temps  $dt$  égale à la somme :

- des travaux des forces extérieures exercées sur le domaine du fluide : ici le travail échangé avec la bride mobile qui se déplace, noté  $\delta W$ , ainsi que le travail des forces de pression associé à l'écoulement des masses en entrée  $dm_e$ , noté  $\delta W_e$  et en sortie  $dm_s$ , noté  $\delta W_s$ .
- de l'énergie thermique échangée avec le milieu extérieur  $\delta q$

$$dE = \delta W + \delta q + \delta W_e + \delta W_s = -PdV + \delta q + \frac{P_e}{\rho_e} dm_e - \frac{P_s}{\rho_s} dm_s \quad (1)$$

Entre les instants  $t$  et  $t + dt$ , la variation d'énergie totale du domaine est :

$$dE = (E^v_{t+dt} + e_s dm_s) - (E^v_t + e_e dm_e) = (E^v_{t+dt} - E^v_t) + (e_s dm_s - e_e dm_e) \quad (2)$$

Le premier terme représente la variation de l'énergie contenue dans le volume de contrôle, le second terme représente le débit d'énergie qui traverse la surface délimitant le volume de

contrôle pendant l'intervalle de temps  $dt$  suite à l'écoulement des masses en entrée  $dm_e$  et en sortie  $dm_s$  à travers cette surface.

La combinaison des deux équations définies précédemment, permet d'établir le bilan énergétique sur le volume de contrôle :

$$\frac{dE^v}{dt} = \left( e_e + \frac{P_e}{\rho_e} \right) \frac{dm_e}{dt} - \left( e_s + \frac{P_s}{\rho_s} \right) \frac{dm_s}{dt} - P \frac{dV}{dt} + \frac{\delta q}{dt} \quad (3)$$

L'énergie contenue dans le volume de contrôle peut être sous la forme :

- d'énergie interne  $E_i = mC_vT$  pour un gaz parfait,
- d'énergie cinétique, négligeable ici, si on considère que la vitesse de la masse d'air est faible dans le volume de contrôle vis-à-vis de la vitesse au travers des orifices,
- d'énergie potentielle, la variation d'altitude étant faible, elle est négligeable ici,
- d'énergie chimique, l'air étant le seul gaz présent, aucune réaction ne peut se produire.

L'énergie de stockage s'écrit donc :

$$\frac{dE}{dt} = \frac{d(mC_vT)}{dt} = C_vT \frac{dm}{dt} + mC_v \frac{dT}{dt} \quad (4)$$

L'énergie à l'entrée et à la sortie du domaine, respectivement  $e_e$  et  $e_s$  peuvent être sous la forme :

- d'énergie interne entre l'entrée  $e_{i_e}$  et la sortie du domaine  $e_{i_s}$ ,
- d'énergie cinétique, les vitesses des gaz qui pénètrent et sortent dans le système sont importantes par rapport aux vitesses dans les volumes de contrôle,
- les énergies potentielle et chimique sont également négligées ici.

Avec la différence de débit entre l'entrée et la sortie du domaine :  $\frac{dm}{dt} = qm_e - qm_s$

Le bilan énergétique peut donc s'écrire :

$$C_vT(qm_e - qm_s) + mC_v \frac{dT}{dt} = \left( C_pT_e + \frac{Ue^2}{2} \right) qm_e - \left( C_pT + \frac{US^2}{2} \right) qm_s - P \frac{dV}{dt} + \frac{\delta q}{dt} \quad (5)$$

Soit encore :

$$\frac{dT}{dt} = \left( \left( C_pT_e - C_vT + \frac{Ue^2}{2} \right) qm_e - \left( (C_p - C_v)T + \frac{US^2}{2} \right) qm_s - P \frac{dV}{dt} + \frac{\delta q}{dt} \right) \frac{1}{m \cdot C_v} \quad (6)$$

Cette équation différentielle permet de calculer l'évolution de la température du gaz à l'intérieur de chaque sous-système, en fonction de la pression (disponible avec l'équation d'état), de la masse de gaz contenue, qui peut être connue par intégration des débits en entrée et en sortie :

$$m = m_0 + \int qm_e dt - \int qm_s dt \quad (7)$$

Les débits en entrée et en sortie peuvent être déterminés à tout instant en utilisant l'équation de Saint-Venant, les clapets et les soupapes pouvant être assimilés à des tuyères de Laval [14].

La masse initiale de gaz contenue dans chaque sous-système peut être définie de la façon suivante :

$$M_0 = \frac{P_0 V_0}{r T_0} \quad (8)$$

Où,  $P_0, V_0, T_0$  sont les conditions initiales dans chaque sous-système. Typiquement au démarrage de la machine,  $P_0 = P_{atm}$  et  $T_0 = T_{atm}$ , les volumes initiaux sont les volumes morts pour les soufflets, celui de l'échangeur est constant.

### 3.5. Caractérisation des échanges de chaleur

Les échanges de chaleur avec l'extérieur sont représentés par une loi de Newton [15] entre le fluide de l'enceinte et les parois, qui sont supposées à  $T_{atm}$  dans ce cas.

La surface d'échange considérée pour chaque enceinte est :

$$S_{echange} = S_{culasse} + S_{bride} + S_{latérale} \quad (9)$$

Par simplification, on considérera que  $S_{culasse} = S_{bride}$ , la surface totale s'écrit donc :

$$S_{echange} = \frac{\pi D^2}{2} + \frac{4V(t)}{D} \quad (10)$$

Concernant le coefficient d'échange  $h_c$ , les lois régissant les calculs de ces coefficients sont complexes et ne seront pas abordées. La méthode la plus appropriée pour cette étude consiste à utiliser une loi empirique dépendant de plusieurs paramètres thermodynamiques [16].

Hohenberg [17] a établi une relation qui prend en compte de nombreux paramètres et donne des résultats satisfaisants dans le domaine des moteurs thermiques actuels. Nous adopterons cette relation dans notre étude :

$$h_c = \frac{130 \cdot (10^{-5} \cdot P(t)^{0.8}) \cdot (V + 1.4)^{0.8}}{T^{0.4} \cdot V^{0.06}} \quad (11)$$

### 3.6. Résultats

Les résultats de la modélisation permettent de tracer la variation de la position de la bride mobile, ainsi que la pression au cours du cycle. Le temps d'injection  $t_i$  dure 80 ms, suivi du temps de détente  $t_d$  de 15ms et l'échappement  $t_e$  de 25ms. Le moteur effectue donc un cycle en 120 ms, soit une fréquence de fonctionnement de 8,3 Hz.

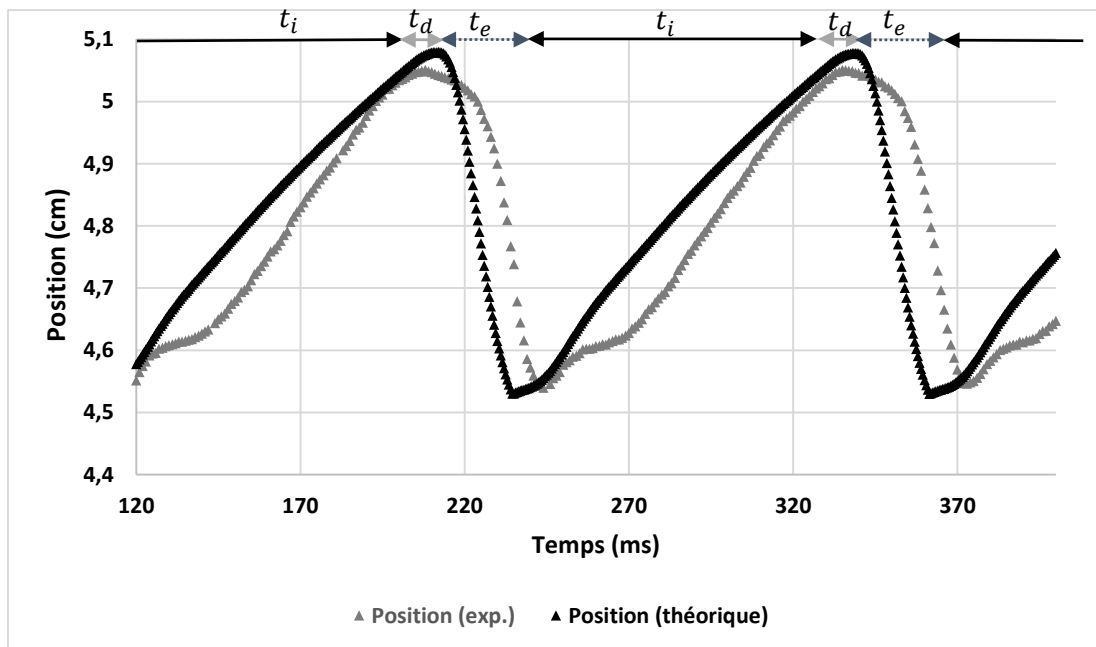


Figure 8 : Résultats de la position pour le banc expérimental (gris) et pour le modèle (noir).

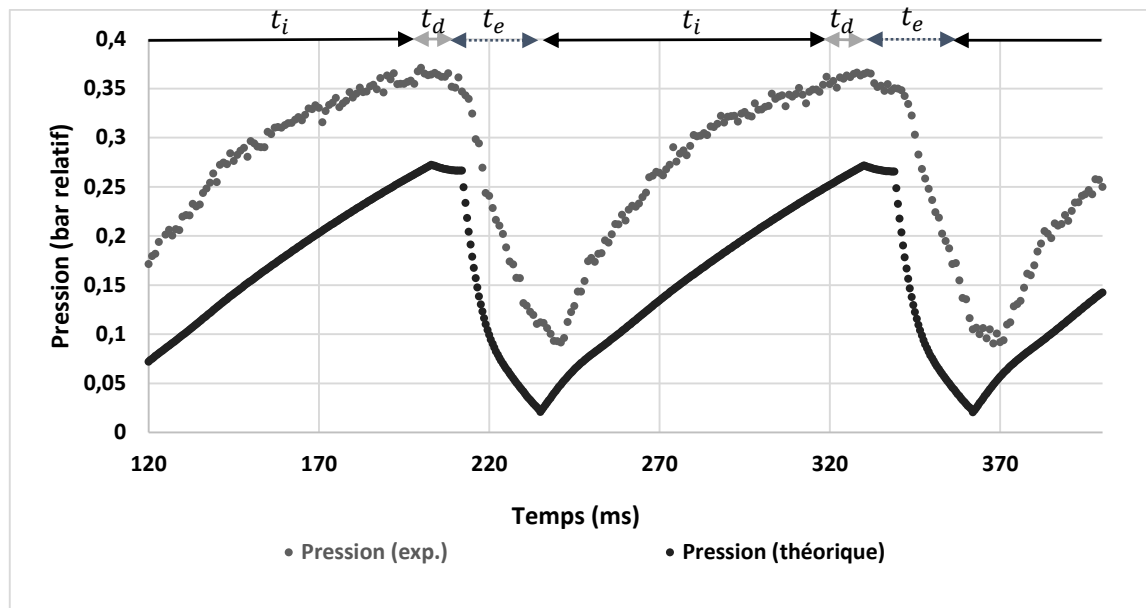


Figure 9 : Résultats de la pression pour le banc expérimental (gris) et pour le modèle (noir).

Nous pouvons voir la même évolution qualitative entre la valeur de l'amplitude de position donnée par le modèle et celle relevée sur notre banc expérimental. Les variations de pression restent en phase mais présentent un offset dû à une différence entre la charge minimale modélisée théoriquement et la charge minimale sur le banc expérimental qui ne permet pas d'échapper le gaz à une valeur proche de la pression atmosphérique.

#### 4. Conclusion

Les premiers résultats théoriques et expérimentaux menés sur le banc moteur permettent de mettre en évidence le décalage provoqués par l'hypothèse d'ouverture instantanée des soupapes. Conscient de l'impact de cette hypothèse, une étude de la soupape avec une instrumentation spécifique est en cours afin d'obtenir une modélisation précise de leurs comportements et ainsi compléter et d'améliorer notre modèle.

#### Références

- [1] « Les perspectives énergétiques de la France à l'horizon 2020-2050 ». [En ligne]. Disponible sur: <http://archives.strategie.gouv.fr/content/les-perspectives-energetiques-de-la-france-1%E2%80%99horizon-2020-2050-0>.
- [2] BRYON BRICE, « MACHINE THERMIQUE A CYLINDREE VARIABLE - FR2972481 - 2012-09-14 (BOPI 2012-37) ». 09-mars-2011.
- [3] M. P.-M. Muriel Alaphilippe, « Étude d'un moteur Ericsson couplé avec un concentrateur solaire cylindro-parabolique », 2013.
- [4] F. Lontsi, O. Hamandjoda, K. Fozao, P. Stouffs, et J. Nganhou, « Dynamic simulation of a small modified Joule cycle reciprocating Ericsson engine for micro-cogeneration systems », *Energy*, vol. 63, p. 309-316, déc. 2013.
- [5] « Annales des Mines (1853, série 5, volume 4) ». .
- [6] « Senior Aerospace Metal Bellows - Products - Compressors/Pumps - Bellows compressor - Hermetic compressor ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.metalbellows.com/Products/CompressorPumps.html>.
- [7] G. D. Hiscox, *1800 Mechanical Movements: Devices and Appliances*, page 143. Courier Corporation, 2007.
- [8] « United States Patent: 2611236 », 2611236, 23-sept-1952.



- [9] S. A. Colgate, « United States Patent: 4490974 - Isothermal positive displacement machinery », 4490974, 01-janv-1985.
- [10] L. R. O'Hare, « United States Patent: 4179893 - Solar engine called, bellows solar engine », 4179893, 25-déc-1979.
- [11] A. Touré, « Étude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermodynamique de l'énergie solaire ou pour micro-cogénération. », phdthesis, Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2010.
- [12] Z. Kazimierski et J. Wojewoda, « Comparison of the externally heated air valve engine and the helium Stirling engine », *Energy Convers. Manag.*, vol. 80, p. 357-362, avr. 2014.
- [13] P. Giansetti, « Contrôle moteur à allumage commandé / Estimation / prédiction de la masse et de la composition du mélange enfermé dans le cylindre », phdthesis, Université d'Orléans, 2005.
- [14] M. Bordjane, « Modélisation et caractérisation dynamique des circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne », phdthesis, Université des Sciences et de la Technologie Mohamed Boudiaf d'Oran, 2013.
- [15] *Scala Graduum Caloris. Calorum Descriptiones & Figna*. Royal Society of London, 1753.
- [16] A. Fula, P. Stouffs, et F. Sierra, « In-Cylinder heat Transfer in an ericsson engine Prototype », *Renew Energy Power Qual J*, vol. 11, p. 594, 2013.
- [17] G. F. Hohenberg, « Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations », SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 790825, févr. 1979.