

Contribution théorique à l'étude d'un moteur à apport de chaleur externe de type Ericsson.

Theoretical contribution to an Ericsson Externally Heated Engine Valve study.

Pierre RANC^{1,2*}, Guillaume LAYES¹, François LANZETTA¹, Eric GAVIGNET¹

¹FEMTO-ST Institute, Univ. Bourgogne Franche-Comté, CNRS
Parc technologique, 2 avenue Jean Moulin, 90000 Belfort, France

² ANANKÉ

14, rue des entrepreneurs, Parc Technologique - 90000 Belfort, France

*(auteur correspondant : pierre.ranc@ananke.systems)

Résumé - Cet article présente la modélisation numérique d'un moteur Ericsson linéaire à soufflets métalliques. Après avoir présenté le système d'équations régissant le moteur, des résultats types ainsi qu'une comparaison avec un essai expérimental seront présentés. Ces travaux s'inscrivent dans le cadre d'un projet entre la société ANANKÉ et le département Energie du laboratoire FEMTO-ST pour le développement dudit moteur.

Mots-clés : moteur Ericsson ; Moteur à Apport de Chaleur Externe ; simulation numérique.

Abstract - This paper deals with the numerical model of a linear Ericsson engine using metallic bellows. First, we describe the engine principle and its equations system. We then present typical simulation results as well as a comparison with experimental data from our engine. This work has been conducted jointly by FEMTO-ST Energy department and ANANKÉ company in order to build the studied engine.

Keywords: Ericsson engine; Externally Heated Valve Engine; numerical simulation.

Nomenclature

a	accélération, $m \cdot s^{-2}$
C	course, m
C_D	coefficient de décharge,
c	position, m
g_0	accélération pesanteur, $9,81m \cdot s^{-2}$
K	raideur, $N \cdot m^{-1}$
k	coefficient polytropique,
L	longueur de bras, m
M	masse, kg
\dot{m}	débit massique, $kg \cdot s^{-1}$
p	pression, Pa
R	force résultante, N
r	constante spécifique du gaz, $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
S	section, m^2
T	température, K
U	énergie interne, J
V	volume, m^3
v	vitesse, $m \cdot s^{-1}$

Symboles grecs

γ coefficient isentropique du gaz

Indices et exposants

atm atmosphère

c compresseur

$charge$ charge mécanique

d détenteur

e entrant

f fermé

g global

m massique

o ouvert

r raideur

s sortant

v vérin

$vinf$ partie inférieure du vérin

$vsup$ partie inférieure du vérin

1. Introduction

Dans un contexte de réduction de la consommation énergétique et des effets polluants des machines thermiques, l'optimisation et la valorisation de l'énergie perdue (chaleur fatale), sont cruciales. Dans cette optique, le département Energie du laboratoire FEMTO-ST collabore depuis 2012 au développement d'un moteur Ericsson linéaire à soufflets métalliques en collaboration avec la société ANANKÉ. Le soufflet métallique a l'avantage de ne pas présenter de frottements mécaniques ni de fuite de fluide et ne nécessite pas de lubrification. Après une première étude de l'enceinte de compression [1], cet article présente la modélisation d'une machine complète. Le programme obtenu permet de simuler le comportement dynamique du moteur tout en prenant en compte les aspects thermodynamiques, mécaniques et fluidiques. Ce modèle rend possible l'étude paramétrique du moteur en fonctionnement, cela de manière plus rapide et dans des conditions parfois difficiles à obtenir au cours d'expériences.

2. Principe de fonctionnement d'un MACE volumétrique à soufflets

La figure 1 illustre le fonctionnement le plus simple d'un moteur Ericsson en cycle ouvert qui est l'objet de la présente étude. Si l'on suit le cycle du fluide de travail de ce dernier, l'air ambiant à la pression et à température atmosphériques est aspiré en 1 dans une enceinte volumétrique à soufflet au travers de clapets d'admission. Il est ensuite comprimé jusqu'à la pression du réseau aval, pression à laquelle les clapets d'échappement s'ouvrent laissant ainsi échapper le fluide de l'enceinte en 2. Il voit sa température augmenter lors de son passage par l'échangeur de chaleur. Pour terminer le cycle, un volume de fluide est admis en 3 du point mort haut jusqu'à une fraction de la course correspondante au profil de levée de la soupape d'admission. Cette dernière s'ouvre en dehors de l'enceinte, elle est disposée de manière inversée. Le fluide est ensuite détendu jusqu'au point mort bas puis est échappé à l'atmosphère via une soupape d'échappement en 4.

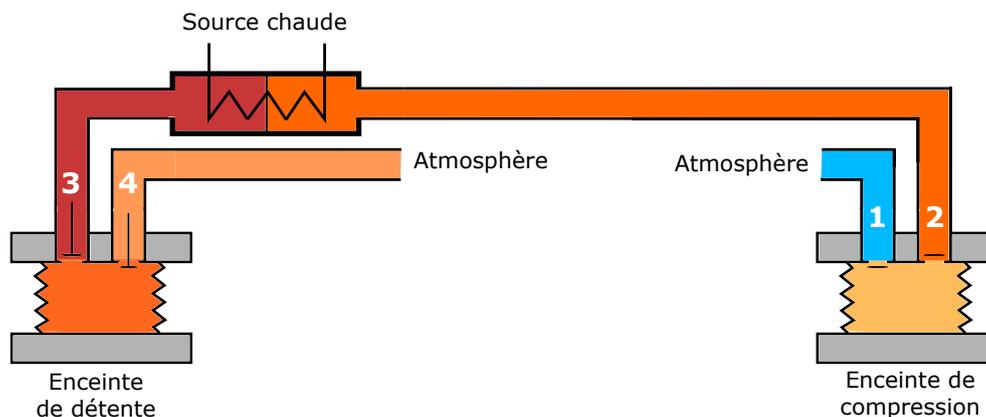


Figure 1 : Schéma de principe d'un moteur Ericsson en cycle ouvert sans régénérateur.

3. Mise en équation du moteur

Le moteur que nous développons est basé sur l'utilisation de soufflets métalliques pour les enceintes volumétriques et sur un fonctionnement linéaire. Ce dernier point constitue l'originalité principale de notre étude car la littérature ne fait état, à ce jour, que de modèles numériques pour un moteur Ericsson volumétrique rotatif [2], [3]. Nous allons donc présenter toutes les équations physiques (thermodynamique, mécanique, fluidique) propres à notre moteur. Celui-ci ne sera composé que des constituants élémentaires que sont le compresseur, l'échangeur récupérateur, l'échangeur chaud et le détenteur.

3.1. Bilan mécanique

La figure 2 permet d'illustrer le fonctionnement linéaire de notre moteur. En effet, un levier à rapport variable relie les deux enceintes de travail générant un mouvement oscillant. Il autorise une course variable au niveau des deux enceintes en fonction des réglages géométriques et des conditions de fonctionnement du moteur. Il permet en outre de modifier le point d'équilibre entre le compresseur et le détenteur ce qui impacte les évolutions thermodynamiques et mécanique du moteur. En conséquence, le modèle mécanique choisi dispose d'un degré de liberté supplémentaire en translation suivant y . Il intègre également un vérin de rappel pneumatique raccordé à l'arbre pour des questions de modularité. Deux origines de repères sont définies : pour le repère mécanique, l'origine est positionnée au centre du point de pivot du levier ; pour le repère du modèle thermodynamique, elle est définie au point mort haut du détenteur.

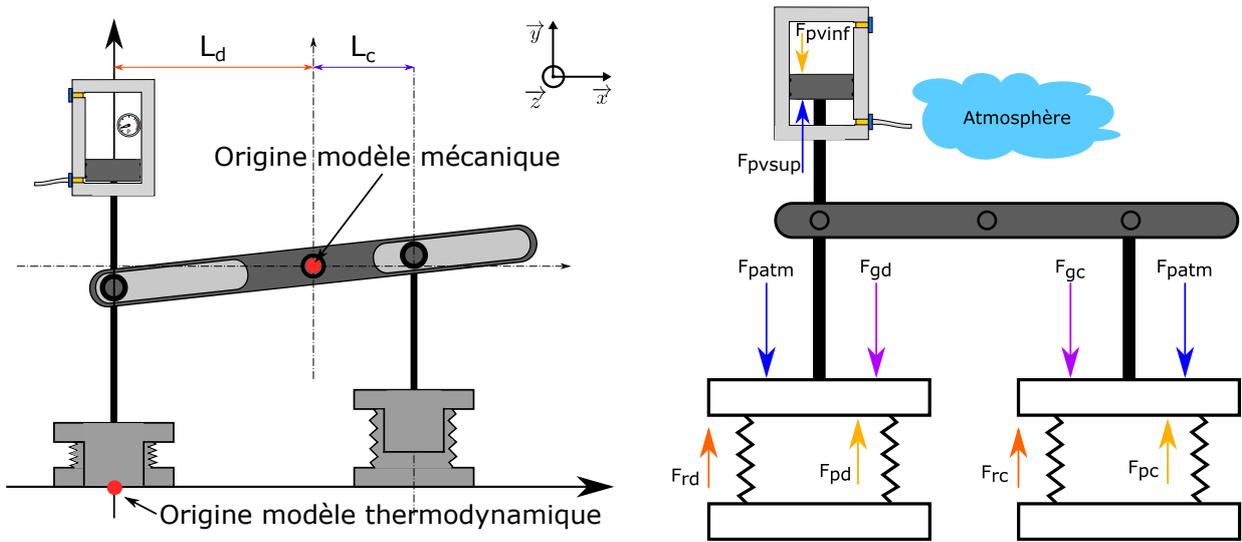


Figure 2 : Positionnement de l'origine du repère de référence pour la cinématique du dispositif et schématisation de l'équilibre des forces du système complet.

Les forces en jeu dans le moteur présentées sur la figure 2 sont la pression atmosphérique, la pression dans les enceintes (détendeur, compresseur, vérin), la raideur des soufflets et la gravité. Le principe fondamental de la statique est appliqué au levier de type première classe puis est projeté sur Oy . Le calcul des moments est finalement projeté sur z . Toutes les forces identifiées sont alors intégrées dans l'équation (1) qui s'écrit [4] :

$$\sum F_g = K_d \cdot x_d + (p_d - p_{atm}) \cdot S_d - \left[K_c \cdot \frac{L_c}{L_d} \cdot (C_d - x_d) + (p_c - p_{atm}) \cdot S_c \right] \cdot \frac{L_c}{L_d} \quad (1)$$

$$+ p_{vinf} \cdot S_{vinf} - p_{vsup} \cdot S_{vsup} + F_{charge} \cdot \frac{L_c}{L_d} - M_d \cdot g_0 + M_c \cdot g_0 \cdot \frac{L_c}{L_d}$$

Le principe fondamental de la dynamique en translation (P.F.D.) est retenu pour la modélisation du système. Un tel modèle simplifie grandement le système d'équations à résoudre et ne présente qu'un écart relatif faible (0,5%) avec un modèle PFD en rotation plus réaliste. Il est écrit en ramenant tous les sous-ensembles au niveau du détenteur et mis sous forme différentielle.

Afin de simplifier l'intégration numérique, on transforme l'équation différentielle du second ordre vers un système à deux équations différentielles du premier ordre $\frac{dx_d}{dt} = v_d$ et $\frac{dv_d}{dt} = a$.

$$\frac{dv_d}{dt} = \frac{1}{M} \cdot \left[x_d \cdot \left[K_d + K_c \cdot \left(\frac{L_c}{L_d} \right)^2 \right] - K_c \cdot C_d \cdot \left(\frac{L_c}{L_d} \right)^2 - p_{atm} \cdot \left(S_d - S_c \cdot \frac{L_c}{L_d} \right) \right. \\ \left. + p_d \cdot S_d - p_c \cdot S_c \cdot \frac{L_c}{L_d} + F_{charge} \cdot \frac{L_c}{L_d} + p_{vinf} \cdot S_{vinf} - p_{vsup} \cdot S_{vsup} \right. \\ \left. - M_d \cdot g_0 + M_c \cdot g_0 \cdot \frac{L_c}{L_d} \right] \quad (2)$$

3.2. Bilan thermodynamique

Afin d'établir le modèle thermodynamique, différentes hypothèses ont été faites. Tout d'abord, aucune réaction chimique ne se produisant dans la machine, trois variables, (p, V, T) ou (p, T, ρ) , suffisent à décrire l'état thermodynamique du système. Ensuite, compte tenu des plages de température ($-20\text{ °C} / 450\text{ °C}$) et de pression absolue ($50\ 000\text{ Pa} / 800\ 000\text{ Pa}$) au sein du moteur, un modèle de gaz parfait est approprié. De plus, en assumant des vitesses relativement proches en entrée et sortie des différents organes et au regard de la faible masse de gaz circulant dans la machine, les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle du fluide de travail seront négligées par rapport aux variations d'énergies échangées au cours des phases de compression et de détente [5]. Enfin, la loi de Laplace [6] est utilisée pour calculer la variation des variables d'état au cours des transformations isentropiques (adiabatiques réversibles). Pour une transformation réelle avec échange potentiel de chaleur à la paroi, un coefficient polytropique noté k remplace le coefficient isentropique du gaz noté γ . Après paramétrage de la machine, la valeur déterminée pour k_c et k_d est de 1,1 [4].

Sous ces hypothèses, l'équation de conservation de la masse (3) appliquée au volume V s'écrit :

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \quad (3)$$

Les expressions des débits massiques seront développées dans la partie 3.3. De même, le principe de conservation de l'énergie pour le volume de contrôle pour les enceintes de compression et de détente s'écrit :

$$\frac{dT}{dt} = \frac{r \cdot T}{p \cdot V} \cdot (k \cdot T_e - T_s) \cdot \dot{m}_e - \frac{r \cdot T^2}{p \cdot V} \cdot (k - 1) \cdot \dot{m}_s - \\ (k - 1) \frac{T}{V} \cdot \frac{dV}{dt} \quad (4)$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{p \cdot k}{V} \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{T_s \cdot r \cdot k}{V} \cdot (\dot{m}_e - \dot{m}_s) \quad (5)$$

Le vérin de rappel est constitué de deux chambres. Une de ces chambres, en vase clos, est le siège d'une succession de cycles de compression permettant d'emmagasiner de l'énergie sous forme de pression et de détente restituant cette énergie sous forme mécanique. Elle peut donc se modéliser comme un système thermodynamique fermé régi par l'équation :

$$\frac{dp_{vf}}{dt} = \frac{-p_{vf} \cdot k_{vf}}{V_{vf}} \cdot \frac{dV_{vf}}{dt} \quad (6)$$

La seconde chambre, directement reliée à l'atmosphère se présente comme un dispositif de balayage modélisé par un système thermodynamique ouvert dont les équations sont identiques à celles des enceintes de détente et de compression.

3.3. Bilan fluïdique

Les équations précédentes font toutes appel au débit massique comme variable. Il est donc nécessaire de pouvoir le déterminer sachant qu'il dépend lui même des pressions dans les différentes enceintes. Les phénomènes fluïdiques dans le moteur sont très complexes. Nous avons donc choisi de nous focaliser sur le comportement des orifices de fermeture. Ils sont modélisés par un modèle 0D de type Barré de Saint-Venant [7], [8]. Pour l'enceinte de détente à l'admission ou à l'échappement, la commande est de type "tout ou rien". Le déplacement de soupape qui en résulte est implémenté à partir d'une loi de levée obtenue expérimentalement sur un système d'actionnement complet. Concernant l'admission et l'échappement au compresseur, en raison de la masse extrêmement faible des clapets, leur ouverture est considérée comme instantanée. Les équations pour le calcul des écoulements sont les suivantes :

$$\dot{m}_e = C_{Dadm} \cdot S_{adm} \cdot \left(\frac{P_e}{\sqrt{r \cdot T_e}} \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \left(\frac{P_e}{P} \frac{-2}{\gamma} - \frac{P_e}{P} \frac{(\gamma + 1)}{-\gamma} \right)} \quad (7)$$

$$\dot{m}_s = C_{Dsch} \cdot S_{sch} \cdot \left(\frac{P}{\sqrt{r \cdot T}} \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \left(\frac{P}{P_a} \frac{-2}{\gamma} - \frac{P}{P_a} \frac{(\gamma + 1)}{-\gamma} \right)} \quad (8)$$

Les sections de passage du fluïde S_{adm} et S_{sch} sont calculées en fonction des cinématiques de levée considérées de chaque organe.

4. Résolution du modèle

4.1. Séquençage de la résolution

Le système à résoudre est composé des équations différentielles mécaniques (2), des équations différentielles thermodynamiques (4), (5) et (6) appliquées aux enceintes de détente, de compression et du vérin auxquelles s'ajoutent les équations des débits dans les enceintes de compression et de détente (8) [4]. Le système d'équations différentielles couplées du premier ordre est résolu à l'aide d'un programme basé sur une intégration numérique de Runge-Kutta [9]. Le schéma de la figure 3 présente le séquençage de résolution du programme, établi afin de tenir compte des discontinuités liées aux lois de contrôle et de commande. A partir des conditions initiales fournies, au temps $t = 0$, le code détermine la phase de fonctionnement du compresseur et du détenteur respectivement. Le système d'équations complet est alors résolu. Les résultats ainsi obtenus sont utilisés comme conditions d'entrées de l'itération temporelle suivante. Le code de calcul s'arrête lorsque la durée de simulation programmée est atteinte.

Les conditions initiales et les nombreux paramètres conditionnent les résultats de simulation obtenus ainsi que le temps de calcul qui oscille autour de quatre minutes par cycle avec un ordinateur de bureau standard. A partir de trois cycles la stabilisation est toujours observée.

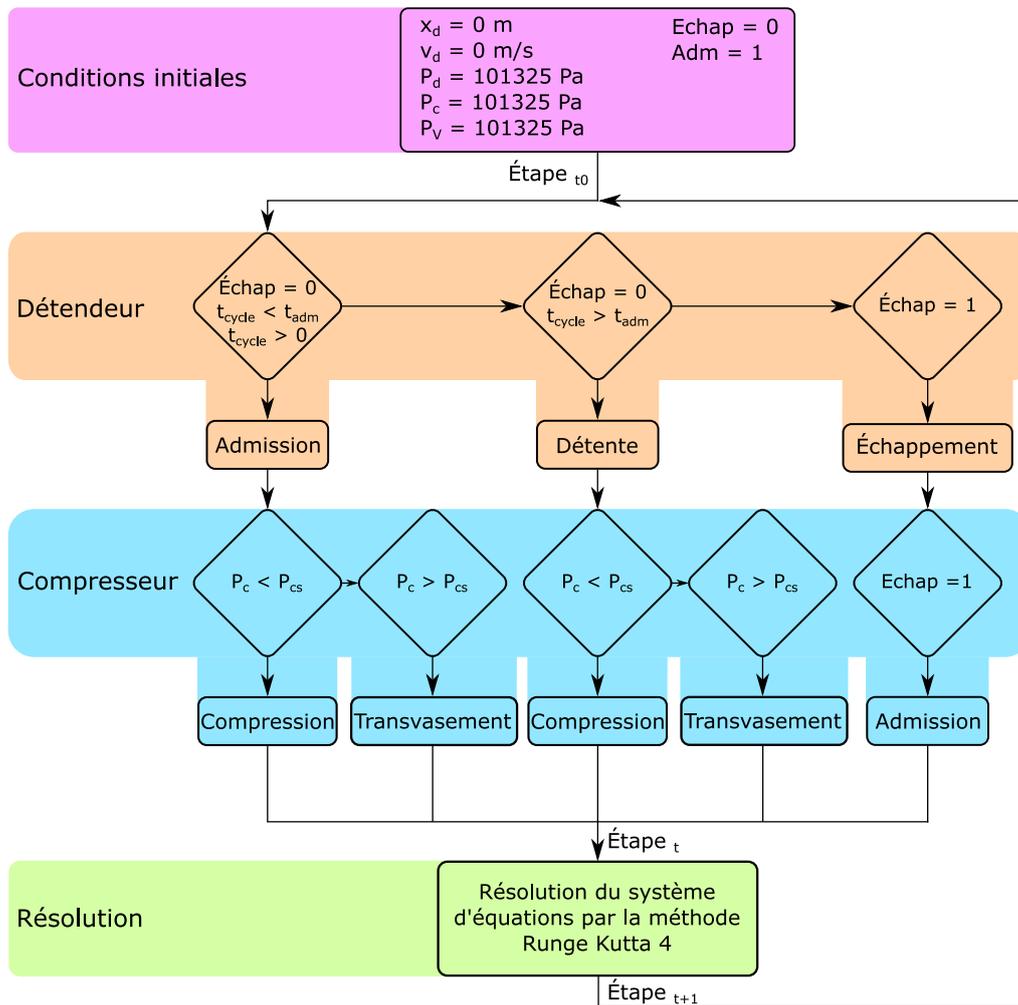


Figure 3 : Séquences simplifiées du programme de simulation.

4.2. Cycles simulés

La figure 4 présente les premiers cycles de pression et de position obtenus par notre modèle. On constate que quelques périodes sont nécessaires pour simuler un fonctionnement stabilisé et réel de la machine. Cela est lié d'une part aux conditions initiales qui ne sont pas identiques aux conditions d'équilibre de la machine et d'autre part à la conception intrinsèque du modèle qui, rappelons-le, n'a pas de bridage physique en position. Ainsi les deux premières périodes ne sont pas réalistes. Le déplacement y est supérieur aux butées hautes et basses (en traits pointillés verts). Le troisième cycle est très proche d'un fonctionnement en régime établi, mais constitue un garde-fou et c'est bien le quatrième cycle qui sera exploité. Ce schéma apparaît répétable et vérifiable pour tous les essais avec différentes conditions.

4.3. Comparaison d'un cycle réel et simulé

Les résultats présentés correspondent à un fonctionnement sans charge additionnelle afin de se conformer à la configuration réelle du moteur. De même, les conditions initiales et les paramètres de commandes du moteur intégrés dans le modèle se basent sur les conditions expérimentales de fonctionnement.

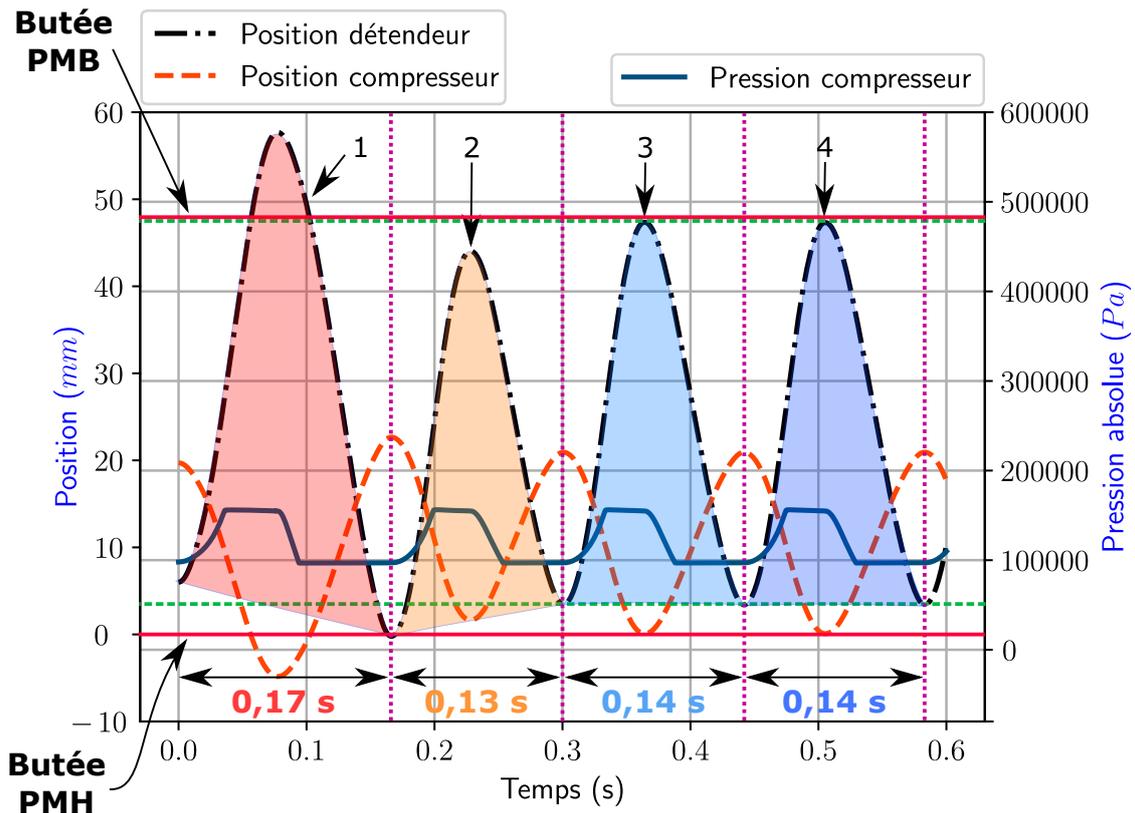


Figure 4 : Résultats de la simulation à partir du pas de temps initial jusqu'à $t = 0,6s$.

Les résultats obtenus pour un cycle simulé sont comparés avec l'expérience et présentés sur la figure 5. Différentes zones caractéristiques au cours d'un cycle moteur peuvent être identifiées. Une phase de remplissage du cylindre de détente (en gris), une phase de détente (en bleu) et une phase combinée de recompression et d'échappement (en orange). Globalement, la simulation présente un très bon accord pour l'ensemble des phases. Toutefois, on remarque une oscillation de pression au cours de la phase de déplacement du piston pendant le remplissage. Ces oscillations expérimentales sont liées à la présence d'ondes acoustiques lors de la phase de remplissage. La modélisation des écoulements à partir du modèle de Barré de Saint Venant OD ne permet pas l'apparition de ces phénomènes acoustiques. De plus, le système de résolution est identique pour toutes les phases de cycle. Il modélise plus ou moins finement les phénomènes physiques de celles-ci. Ces premiers résultats semblent indiquer que la partie perfectible du modèle est donc l'aspect fluide.

5. Conclusion

L'originalité de ces travaux se situe dans la modélisation d'une machine Ericsson volumétrique dont le fonctionnement est linéaire et dont les enceintes déformables sont constituées de soufflets métalliques. La modélisation prend en compte les aspects thermodynamiques, mécaniques et fluidiques de la machine ce qui permet de tester un grand nombre de paramètres. Le modèle converge rapidement vers le mode de fonctionnement stabilisé et admissible du moteur. Pour différents paramétrages testés, il présente un très bon accord avec les données expérimentales. Il ressort des comparaisons que la modélisation des écoulements est à perfectionner. Cependant, ce modèle est suffisant pour déterminer les paramétrages les plus pertinents pour le développement du banc d'essais.

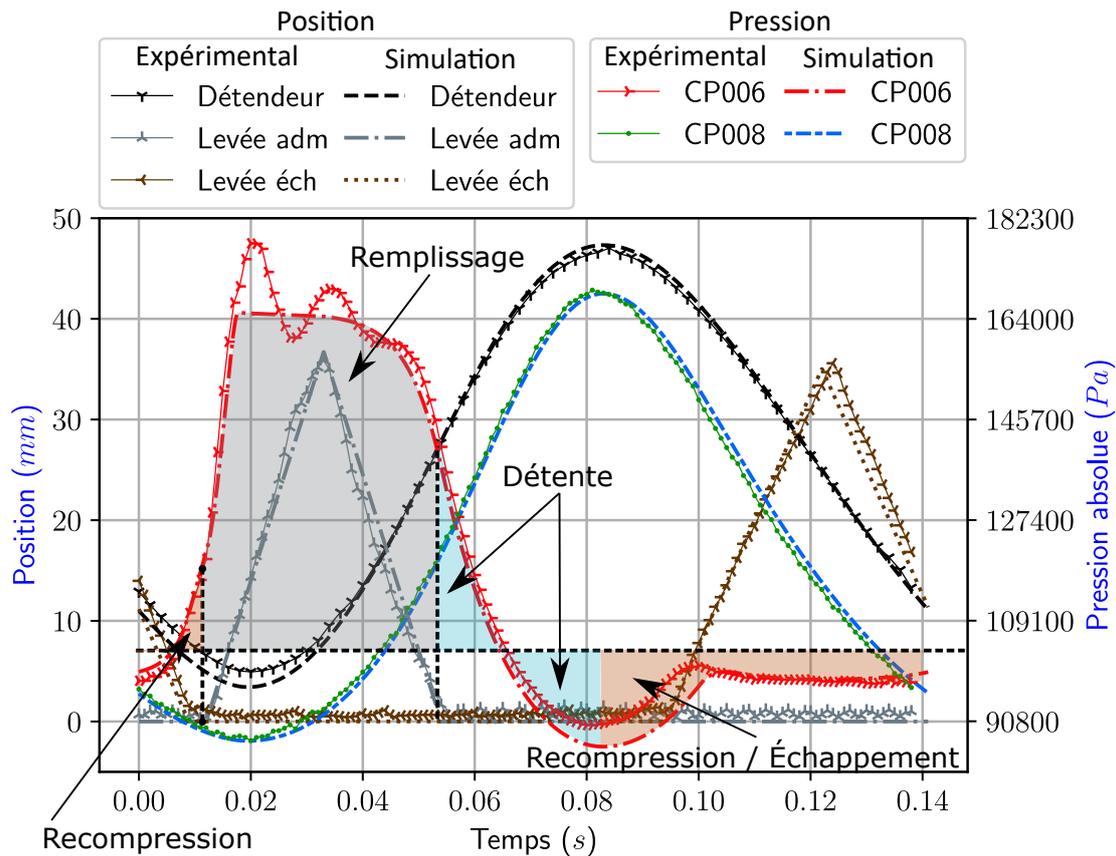


Figure 5 : Evolutions temporelles théoriques et expérimentales de la pression et de la position du détendeur et des levées de soupapes X 5 pour un cycle à 7,2 Hz.

Références

- [1] P. Ranc, Contribution expérimentale à l'amélioration de l'efficacité d'un compresseur à soufflet métallique de machine thermique à apport de chaleur externe, *Société Française de Thermique* (Nantes, 03-06 juin 2019).
- [2] F. Lontsi, Modélisation Dynamique Des Moteurs Thermiques Alternatifs à Apport de Chaleur Externe à Cycle de Joule, Moteurs Ericsson, Thèse de l'université de Pau et des pays de l'Adour, Pau, France, 2010.
- [3] Z. Kazimierski, J. Wojewoda, *Externally Heated Valve Engine : A New Approach to Piston Engines*, Springer Tracts in Mechanical Engineering, Springer International Publishing (2016).
- [4] P. Ranc, Contribution au développement d'un Moteur à Apport de Chaleur Externe à soufflets métalliques. Étude théorique, conception, réalisation et caractérisation expérimentale, *Thèse de doctorat de l'Université Bourgogne Franche-Comté, Belfort, France, 2019*.
- [5] A. Lallemand, Compression et détente des gaz ou des vapeurs, *Techniques de l'ingénieur* (2003), BE8013.
- [6] R. Taillet, R. Villain, P. Febvre *Dictionnaire de physique*, De Boeck Supérieur (2018).
- [7] Barré de Saint-Venant, Des mouvements que prennent les diverses parties d'un liquide dans l'intérieur d'un vase ou réservoir d'où il s'écoule par un orifice, *Comptes Rendus des Séances de l'Académie des Sciences. Paris.*, 48 (1882) pages 94, 904–909, 1004–1008, 1139–1144.
- [8] A. Piton, Contribution à la modélisation unidimensionnelle des soupapes de moteurs à combustion interne. Etudes expérimentale et numérique., Thèse de l'École Centrale de Nantes, 2011.
- [9] W. Kutta, Beitrag zur näherungsweise Integration totaler Differentialgleichungen, B.G Teubner, Leipzig, OCLC : 493965375, 1901.