



Contribution au développement d'un Moteur à Apport de Chaleur Externe à soufflets métalliques. Étude théorique, conception, réalisation et caractérisation expérimentale.

Pierre Ranc

► To cite this version:

Pierre Ranc. Contribution au développement d'un Moteur à Apport de Chaleur Externe à soufflets métalliques. Étude théorique, conception, réalisation et caractérisation expérimentale.. Thermique [physics.class-ph]. Université Bourgogne Franche-Comté, 2019. Français. NNT : 2019UBFCD045 . tel-02732949

HAL Id: tel-02732949

<https://theses.hal.science/tel-02732949v1>

Submitted on 2 Jun 2020

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

**THÈSE DE DOCTORAT DE L'ÉTABLISSEMENT UNIVERSITÉ BOURGOGNE FRANCHE-COMTÉ
PRÉPARÉE À L'UNIVERSITÉ DE FRANCHE-COMTÉ**

École doctorale n°37

Sciences Pour l'Ingénieur et Microtechniques

Spécialité : Énergétique

par

PIERRE RANC

Contribution au développement d'un Moteur à Apport de Chaleur Externe à soufflets métalliques. Étude théorique, conception, réalisation et caractérisation expérimentale.

Thèse soutenue le : 12.07.2019

Composition du Jury :

GROSU LAVINIA	Maître de Conférences HDR à l'Université de Paris Nanterre, LEME	Rapporteur
STOUFFS PASCAL	Professeur à l'Université Pau et des Pays de l'Adour, LaTEP	Rapporteur
LEMORT VINCENT	Professeur à l'Université de Liège, Laboratoire de Thermodynamique, B49	Examinateur
DELACOURT ÉRIC	Maître de Conférences à l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, ENSIAME	Examinateur
LANZETTA FRANÇOIS	Professeur à l'Université de Franche-Comté, FEMTO-ST	Directeur de thèse
NIKA PHILIPPE	Professeur à l'Université de Franche-Comté, FEMTO-ST	Codirecteur de thèse
GAVIGNET ÉRIC	Maître de Conférences à l'Université de Franche-Comté	Encadrant
LAYES GUILLAUME	Maître de Conférences à l'Université de Franche-Comté, FEMTO-ST	Encadrant
CARTIGNY THIBAUT	Directeur général société Ananké	Invité

Titre : Contribution au développement d'un Moteur à Apport de Chaleur Externe à soufflets métalliques. Étude théorique, conception, réalisation et caractérisation expérimentale.

Mots-clés : Moteur à Apport de Chaleur Externe, Cycle Ericsson, Cycle Brayton externe, Moteur linéaire, Soufflet, Cogénération, Cycle thermodynamique, Modèle numérique

Résumé :

Ces travaux concernent l'étude d'un Moteur à Apport de Chaleur Externe (M.A.C.E.) de type Ericsson. Un état de l'art des études théoriques et expérimentales antérieures est présenté. Nous avons développé un modèle numérique basé sur le couplage des équations de la thermodynamique et de la mécanique. La modélisation des écoulements au travers des soupapes et des clapets repose sur l'équation de Barré-de-Saint-Venant. Ce modèle permet de simuler le comportement dynamique du moteur pour une large gamme de fonctionnement. La variation des paramètres de simulation comme le taux de compression, la charge mécanique, la température ou le coefficient polytropique permet d'analyser leur influence sur les performances du moteur. Nous avons construit un banc d'essais de M.A.C.E. à enceintes déformables constitué par des soufflets métalliques. Le compresseur, relié au détendeur par l'intermédiaire d'un bras de levier permet de diminuer l'effort de compression lors de la phase de détente. Ce système autorise également la variation de cylindrée entre les enceintes. Le prototype est instrumenté avec des capteurs de pression, de force, de débit, de déplacement et des microthermocouples afin de

mesurer les variations temporelles des signaux au cours des essais. Le moteur a été testé avec une admission d'air comprimé à température ambiante afin de caractériser son fonctionnement. Des réchauffeurs électriques permettent de tester l'influence de la température à l'admission avec une valeur maximale en entrée de 450 °C. La quantité de chaleur transmise à la culasse réduit alors la température effective dans l'enceinte à seulement 160 °C au mieux. La comparaison des résultats théoriques et expérimentaux présente un très bon accord en termes de dynamique de fonctionnement du moteur (pression, déplacement, volume). Un système de refroidissement de la compression par injection d'eau est ajouté au banc d'essais afin de diminuer l'énergie de compression. La température de compression est alors toujours inférieure au cas sans injection. Enfin, le couplage fluidique des enceintes donne une estimation des pertes de charge de l'ensemble du banc d'essais et des niveaux de température. La technologie étudiée est prometteuse en particulier grâce à la capacité des soufflets à échanger de la chaleur avec le fluide de travail et par l'absence de fuite et de frottement liés à la segmentation.

Title : Contribution to the development of an Externally Heated Valve Engine with metal bellows. Theoretical study, conception, build and experimental characterization.

Keywords: Externally Heated Valve Engine, Ericsson Cycle, Externally Brayton cycle, Linear engine, Metal bellow, Combined Heat and Power, Thermodynamic process, Numerical model

Abstract:

This thesis covers the theoretical and experimental study of the Ericsson Externally Heated Valve Engine (E.H.V.E.). Specifically, it focuses on the development of a dedicated dynamic model in order to predict a wide range of the engine's capabilities. This mathematical model is made up of thermodynamical and mechanical equations. The flow which passes through the compressor valves and expander valves is modelled on the Barré-de-Saint-Venant equation. A parametric analysis of the compressor ratio, mechanical load, temperature or polytropic coefficient is done in order to assess their effects on the engine's kinematics. Furthermore, the conception and the build of a test bench is made. It consists of metal bellows that aim to replace the traditional cylinder and piston. The compressor is linked to the expander from a lever which allows the reduction of the pressure force during the expansion stroke. It also gives the possibility to alter the working volume. Pressure, force, flow and temperature sensors are placed on the engine at strategic points in order to study it. A microthermocouple is used to

monitor the temperature signal in the compression and expansion phase. Initially, the engine is tested at ambient temperature to give a point of reference. Electrical heaters are used to increase the expansion temperature starting point above 450 °C. It appears that a heat flow in the cylinder head, cools down the warm airflow coming from the heater to 160 °C in the best case scenario. The experimental results show a really good agreement with the model, particularly if we consider the engine dynamic in terms of pressure, displacement or volume. A compression cooling system is also added to the test bench in order to reduce energy needs. In all cases, the temperature during the compression is always lower with the injection of water mist. And finally, intake expander pipes and discharge compressor pipes are connected to measure the pressure loose and temperature fluctuations of the airflow between the bellows. The studied technology is promising particularly thanks to the use of bellows that allow a superior exchange of heat, as well as avoiding leaks and friction.

REMERCIEMENTS

Tout d'abord, je souhaite remercier l'ensemble des membres du jury, en commençant par son président **Vincent Lemort**, les rapporteurs **Lavinia Grosu** et **Pascal Stouffs**, les examinateurs, **Eric Delacourt**, **François Lanzetta**, **Eric Gavignet**, **Guillaumes Layes** et, en tant qu'invité, **Thibaut Cartigny**, pour avoir accepté de faire partie de celui-ci et d'avoir examiné mon travail de thèse.

Bien que ma thèse ait commencé en octobre 2015, cette aventure a réellement débuté en 2012 lorsque je suis arrivé pour mes études à Belfort. Grâce à la rencontre de **François Lanzetta**, un professeur passionné, j'ai eu la chance de découvrir le département Énergie du laboratoire FEMTO-ST. En m'apportant sa confiance, François m'a donné l'opportunité d'effectuer un stage avec Mathieu Doubs, un jeune doctorant. Pendant ce stage, j'ai participé au développement du projet qui s'appelait à ce moment « Indeho ». Au cours des nombreuses réunions d'avancement de projet, j'ai pu échanger avec **Brice Bryon** et **Thibaut Cartigny** qui ont tous deux œuvré depuis 2008 à la réussite de ces travaux. Au cours de ma dernière année de Master, j'ai eu la chance de remporter une bourse au mérite du Laboratoire d'excellence ACTION. Je souhaite remercier **Hervé Maillotte**, alors directeur de ce Labex, de m'avoir accordé son soutien à travers cette bourse et par la possibilité qu'il m'a offerte d'effectuer à nouveau mon stage de Master deuxième année au laboratoire FEMTO-ST. C'est après ce stage que j'ai débuté cette aventure de trois années, une thèse Cifre avec le laboratoire FEMTO-ST et la société Assystem dont je remercie les directeurs pour la confiance qu'ils m'ont accordée, en particulier du côté industriel, **Brice Bryon**, **Thibaut Cartigny**, **Philippe Fourets** et **Jean-Pierre Pelle**. Une thèse n'étant pas un travail solitaire, quoique parfois une traversée du désert est nécessaire, l'encadrement est primordial pour tenir bon et garder du discernement dans les nombreuses bifurcations qu'il est possible d'emprunter. Concernant l'encadrement industriel, je souhaite remercier **Maxime Mille** pour sa sympathie et son envie d'apporter son aide, ses idées et ses compétences. Pour l'encadrement du côté recherche, je souhaite remercier **Eric Gavignet**, **Guillaume Layes**, **Philippe Nika** et bien évidemment **François Lanzetta** qui a toujours pris de son temps si précieux durant son mandat de directeur, c'est une vraie chance qu'il ait été mon directeur de thèse durant ces années.

Cette thèse n'aurait pas été possible sans le support de nombreuses personnes qu'elles soient au laboratoire où dans l'entreprise. C'est pourquoi je veux remercier **Philippe Pasteur** avec qui j'ai pu avoir de très longues discussions sur des sujets aussi variés qu'intéressants, pour son impressionnant investissement dans le développement de la partie génératrice électrique. Pour la partie mécanique du moteur, je remercie **David Fleury** pour tous les plans, les études de CAO et les solutions techniques proposées ; **Céline Montchablon** pour ses relances mensuelles à cause des « oublis de pointages récurrents », sans elle je n'aurais probablement pas souvent eu de salaire ; **Amandine Szameïta** et **Laurianne Salmon** avec qui j'ai passé de nombreuses heures pour déterminer lequel des 126 candidats serait l'heureux stagiaire à travailler sur le fameux moteur Ericsson ; **Bruno Sorieul** pour les calculs thermomécaniques m'ayant permis d'avoir l'esprit plus tranquille lors des phases de test à 450 °C même si, je l'avoue, je m'étais caché derrière un mur par peur sécurité.

Bien entendu, je souhaite dire toute mon admiration pour **Yannick Gillet** qui a repris dans son intégralité le modèle CAO du moteur afin d'établir des illustrations d'une grande qualité, mais surtout de créer des plans de montage, des listes de pièces, des plans d'usinage et une arborescence de gestion d'une très grande clarté, il m'a beaucoup appris en seulement quelques mois lorsqu'il était au laboratoire avant de prendre une retraite bien méritée. Je souhaite néanmoins lui avouer ne pas avoir respecté le plan de montage de l'assemblage N°2018 – B001 – G003, j'espère qu'il me pardonnera.

Je veux remercier **Philippe Baucour**, **Philippe Désévaux**, **Dimitri Bonnet** pour leur soutien et leur aide le plus souvent autour d'un bon café, **Bernard Rothlisberger** et **Laurent Callegari** qui ont largement participé à la réussite technique de ce projet grâce aux nombreux usinages, sciages, boulonnages, rectifications... Je remercie plus généralement tous les collègues du laboratoire pour leur bonne humeur qui rendent cet environnement de travail agréable. Je voudrais aussi remercier les cinq étudiants en stage qui m'ont accompagné à tour de rôle au cours de ces 3 années, **Florian, Rokkaia, Sarah** et bien sûr **André et Hamza** qui ont travaillé jusqu'au bout avec force et détermination, c'était un réel plaisir de travailler avec vous et de tenter de faire converger ce satané Fluent avec ces maudits UDF !

Et puis, parce qu'une thèse ce n'est pas que de la « recherche », je souhaite exprimer ma profonde gratitude à l'ensemble des personnes ayant rendu possible la réalisation de ma thèse de doctorat et tout particulièrement **Isabelle Christen** qui a largement participé à insuffler une touche plus humaine et sociale à ce travail et qui a toujours répondu présente pour me dépatouiller des divers tracas administratifs bien connus des doctorants et surtout du terrible ADUM. Je souhaite aussi remercier **Sophie Granon** pour les commandes fastidieuses que j'ai pu lui demander, car oui, un thésard se sent obligé de commander à chaque fois plus de 50 références différentes pour seulement une pièce chacune et dire : Hey salut Sophie, j'ai une « petite » commande à passer ! Et puis, parce que malgré le challenge que cela pourrait représenter, on n'imagine même pas aujourd'hui faire une thèse sans ordinateur, je remercie **Jérôme Rabouille** qui m'a accompagné depuis le début dans les galères informatiques. Je souhaite maintenant remercier tous ceux qui étaient dans le même bateau avec quelques années de décalage, mais avec qui les bons moments furent nombreux et indispensables pour y arriver, **Emna, Anthony, Florian, Kévin, Tianjao, Julien, Nicolas, Fatima, Afef, Steve, Martin, Mathieu**.

Pour finir, je voudrais remercier tous mes amis qui m'ont soutenu et qui m'ont permis de tenir bon dans les moments difficiles, ma compagne **Cécile** qui a enduré mes humeurs et mes nombreuses absences tous ces soirs. Je voudrais aussi la remercier d'avoir préparé et organisé avec tant de bienveillance ce point final qu'est la soutenance de thèse. Je veux, bien sûr, remercier **mes parents** qui m'ont toujours soutenu et encouragé dans ce que j'ai entrepris, je veux remercier **mes grands-parents** qui ont toujours été là pour moi et **Papi Bernard** Alias « **Crazy B** » pour avoir cru en moi et s'être autant intéressé à mes travaux, je remercie aussi toute **ma famille** et ma tante **Betty** qui a toujours pris le temps de m'écouter et m'a soutenu, cette réussite n'aurait pas été possible sans vous, je vous la dédie, merci.

SOMMAIRE

I Contexte et Problématiques	1
1 Introduction	3
1.1 Contexte	3
1.2 Objectifs de la thèse	4
1.3 Plan de la thèse	4
2 État de l'art	5
2.1 Moteur a Apport de Chaleur Externe (M.A.C.E)	5
2.1.1 Catégorisation des technologies de M.A.C.E	7
2.2 Moteurs dits de type Ericsson	9
2.2.1 Moteurs du vivant de John Ericsson	10
2.2.2 Renaissance, du 20 ^e siècle à aujourd'hui	13
2.2.2.1 Moteur de Fryer	14
2.2.2.2 Moteur de Kaziermiski et Wojewoda	16
2.2.2.3 Moteurs de Joseph Hussey	18
2.2.2.4 Moteurs du laboratoire LATEP à Pau	20
2.2.2.5 Moteur du laboratoire TEMPO de Valenciennes	24
2.2.2.6 Moteurs du laboratoire FEMTO-ST et d'Assystem à Belfort	25
2.2.2.7 Synthèse des réalisations contemporaines	28
2.2.3 Études théoriques	31
2.2.3.1 Études théoriques de Fryer [Fryer, 1973]	31
2.2.3.2 Études théoriques de Kazimierski et Wojewoda	32
2.2.3.3 Études théoriques de Joseph Hussey [Hussey, 2000] . . .	40
2.2.3.4 Études théoriques du laboratoire LaTEP de Pau	42
2.2.3.5 Études théoriques du laboratoire TEMPO de Valenciennes	47
2.2.3.6 Études théoriques du laboratoire FEMTO-ST et d'Assys- tem à Belfort	49
2.2.3.7 Synthèse des études théoriques	50
2.3 Conclusion	53

II Contribution	55
3 Modélisation du moteur thermique	57
3.1 Présentation générale	57
3.2 Mise en équation de la partie thermodynamique	57
3.2.1 Hypothèses thermodynamiques	57
3.2.2 Détendeur	61
3.2.3 Compresseur	66
3.2.4 Vérin	66
3.3 Mise en équation de la partie mécanique	67
3.3.0.1 Système à bras de levier	67
3.3.0.2 Soufflets métalliques	68
3.3.0.3 Force de pression	70
3.4 Système d'équations à résoudre	70
3.5 Modélisation des écoulements	73
3.5.1 Enceinte de détente	73
3.5.2 Enceinte de compression	75
3.5.3 Vérin de rappel	76
3.6 Résolution du système	76
3.7 Résultats typiques de prédimensionnement	79
3.7.0.1 Dispositif à l'équilibre (Pression de compression égale à 155 kPa)	80
3.7.1 Impact du temps d'injection	91
3.7.2 Impact du coefficient polytropique	92
3.7.3 Impact de la température d'admission au détendeur	93
3.7.4 Impact du levier	94
3.7.5 Impact du taux de compression	96
3.7.6 Impact de la charge mécanique	97
3.8 Conclusions et perspectives	98
4 Étude expérimentale d'un moteur thermique	99
4.1 Banc d'essais	99
4.1.1 Transmission de puissance	100
4.1.1.1 Étude de la transmission de puissance	100
4.1.1.2 Assemblage	102
4.1.2 Enceinte de détente	102

4.1.2.1	Étude de l'enceinte de détente	102
4.1.2.2	Assemblage de l'ensemble de détente	103
4.1.3	Enceinte de compression	105
4.1.3.1	Étude de l'enceinte de compression	105
4.1.3.2	Assemblage de l'enceinte de compression	107
4.1.4	Vérin de rappel	108
4.1.4.1	Étude du vérin de rappel	108
4.1.5	Puissance thermique de chauffage	108
4.1.5.1	Étude du système de chauffage	108
4.1.5.2	Assemblage du système de chauffage	109
4.1.6	Circuit Fluidique	110
4.1.6.1	Étude du circuit fluidique	110
4.1.7	Géométries retenues et assemblage des sous-ensembles	113
4.1.7.1	Étapes préparatoires à l'intégration des sous-ensembles .	113
4.1.7.2	Caractérisation des fuites de fluide	115
4.1.8	Instrumentation et caractérisation des capteurs	117
4.1.8.1	Capteurs et implantations	117
4.1.8.2	Caractérisations des capteurs	120
4.1.8.3	Calculs d'incertitudes	123
4.1.9	Contrôle commande	124
4.1.9.1	Stratégies de contrôle mises en œuvres	124
4.1.9.2	Contrôles des auxiliaires	127
4.1.10	Acquisition de données	127
4.2	Résultats typiques du moteur	131
4.2.1	Dispositif à l'équilibre	131
4.3	Conclusions et perspectives	139
5	Comparaison des résultats	141
5.1	Moteur complet sans couplage fluidique	141
5.1.1	Coefficients polytropiques et calcul des rendements	141
5.1.1.1	Coefficients polytropiques	141
5.1.1.2	Rendements isentropiques et isothermiques	143
5.1.1.3	Échanges thermiques	144
5.1.2	Dispositif à l'équilibre $\tau_c = 1,55$	147
5.1.3	Dispositif à l'équilibre $\tau_c = 2$	162

5.1.4	Courbes caractéristiques du compresseur et du détendeur	172
5.2	Moteur complet avec optimisation de la compression	174
5.2.1	Système d'injection d'eau	174
5.2.2	Résultats	176
5.3	Moteur complet avec couplage fluidique	180
5.3.1	Essai à la température ambiante	181
5.3.2	Essai à 160°C	186
5.4	Conclusion	189
6	Conclusion générale et perspectives	191
6.1	Conclusion	191
6.2	Perpectives	194
III	Annexes	201
A	Méthodologie de mesure du volume mort	203
B	Calcul des incertitudes de mesure des différents capteurs	205
B.1	Incertitudes de mesure des capteurs de température	205
B.2	Incertitudes de mesure des capteurs de pression	207
B.3	Incertitudes de mesure des capteurs de force	208
B.4	Incertitudes de mesure des capteurs de déplacement	209
B.5	Incertitudes de mesure du capteur de volume	210

TABLE DES FIGURES

2.1	Chemins directs et indirects de conversion d'énergie en fonction de leurs formes [Favrat, 2015].	6
2.2	Catégorisation des technologies de M.A.C.E. dépendamment de leurs fonctionnements. En gris, la catégorisation de notre projet.	8
2.3	Schéma de principe d'un moteur Ericsson avec récupérateur à cycle fermé.	9
2.4	Diagramme indicateur des cycles théoriques (a) de Joule / Brayton (b) d'Ericsson.	10
2.5	(a) Copie d'un moteur Stirling de 1816 à cylindres sectionnés dont l'original est conservé au Royal Museum à Edinburgh [Young, 2019] (b) Cycle théorique d'un moteur Stirling.	11
2.6	Moteur de 1833 dessinée par John Ericsson [Ericsson, 1833]	11
2.7	Chronologie des brevets déposés par John Ericsson [Doubs, 2019].	12
2.8	(a) Moteur à gaz Lenoir original de 1862 (Musée du C.N.A.M. Paris) (b) Moteur Otto atmosphérique (Musée Nicolaus August Otto à Holzhausen, Allemagne).	13
2.9	Illustration et schéma du banc d'essais construit de moteur à soupapes [Fryer, 1973].	15
2.10	Comparaisons de résultats expérimentaux et de simulation du moteur à clapets de [Fryer, 1973].	15
2.11	(a) Prototype « early engine ». (b) Système d'actionnement du moteur « early engine ». [Brzeski et al., 2001]	16
2.12	Schéma de principe du moteur « early engine » [Brzeski et al., 2001].	17
2.13	Moteur « early engine » (a) Géométrie de premier échangeur. (b) Géométrie de second échangeur. [Brzeski et al., 2001]	17
2.14	(a) Banc d'essais moteur. (b) Moteur de tondeuse détourné. [Hussey, 2000]	18
2.15	(a) Schéma de principe du moteur. (b) Brûleur utilisé comme source chaude. [Hussey, 2000]	19
2.16	Résultats expérimentaux du moteur de Hussey [Hussey, 2000].	19
2.17	Banc d'essais du moteur Ericsson du LaTEP de Pau [Fula Rojas, 2015].	20
2.18	Emballage du moteur [Fula Rojas, 2015].	21
2.19	(a) Soupapes du banc d'essais du moteur Ericsson du LaTEP de Pau. (b) Résultats de mesure de pression dans le prototype de [Fula Rojas, 2015].	22
2.20	Banc d'essais de [Ngangue et al., 2019].	22

2.21 Vérins et distributeurs pneumatique du banc d'essais de [Ngangue et al., 2019].	23
2.22 Vérins et distributeurs pneumatique du banc d'essais de [Ngangue et al., 2019].	23
2.23 (a) Enceinte de détente du moteur du TEMPO à Valenciennes. (b) Banc d'essais modulaire du projet Sylwatt. [Creyx, 2014]	24
2.24 (a) Prototype du moteur Indeho. (b) Bague de compensation. [Bryon, 2011]	25
2.25 Évolution des différentes générations du moteur, [Doubs et al., 2015b], [Doubs et al., 2015a].	26
2.26 Enceinte de détente.	27
2.27 Résultats expérimentaux de pression en fonction de la température dans l'échangeur.	28
2.28 Illustration d'un résultat de simulation de [Fryer, 1973].	32
2.29 Schéma du moteur théorique à enceintes colinéaires et piston double effet [Kazimierski et al., 2011].	33
2.30 Décomposition de la simulation de l'échangeur en « n » volumes élémentaires [Kazimierski et al., 2011].	34
2.31 (a) Nouveau procédé de chauffage permettant d'augmenter l'échange thermique. (b) Diagramme temporel d'actionnement des soupapes rotatives. [Kazimierski et al., 2011]	35
2.32 Schéma de principe du moteur à enceintes séparées [Kazimierski et al., 1995].	36
2.33 Résultats de simulation pour la version à enceintes séparées [Kazimierski et al., 1995].	37
2.34 Schéma de la version améliorée de moteur deux-temps à enceintes séparées avec l'utilisation de chambres de stabilisation [Kazimierski et al., 2016b].	38
2.35 Comparaison des deux températures de sortie avec et sans les turbines B_1 et B_2 [Kazimierski et al., 2016b].	39
2.36 Schéma du système à quatre temps et une seule enceinte [Kazimierski et al., 2016a].	40
2.37 Schéma de principe de la simulation numérique établie.	40
2.38 (a) Table de paramètres de simulation. (b) Table de performances. [Hussey, 2000]	41
2.39 Comparaisons expérimentale et théorique [Hussey, 2000].	41
2.40 Schématisation du fonctionnement des quatre enceintes à piston double effet [Bonnet, 2005].	43
2.41 Courbes de rendement pour deux cas, l'un avec recompresseion du volume mort et l'autre sans [Touré, 2010].	45

2.42 (a) Lois d'ouverture et de fermeture des soupapes au compresseur en fonction du rapport de pression. (b) Lois d'ouverture et de fermeture des soupapes au détendeur en fonction du rapport de pression. [Touré, 2010]	45
2.43 Courbes de rendement pour les différentes corrélations utilisées [Fula Rojas, 2015].	46
2.44 Configuration théorique du moteur à pistons liquides étudié [Ngangue et al., 2019].	46
2.45 Cycle théorique avec les différentes phases du détendeur.	47
2.46 Cycle théorique avec les différentes phases du détendeur.	48
2.47 Comparaison des deux modèles numériques.	48
2.48 (a) Représentation de la modélisation. (b) Modélisation de la partie mécanique	49
2.49 Assemblage du modèle [Mille, 2014].	50
2.50 Graphique de puissance des efforts [Mille, 2014].	50
 3.1 Principe de fonctionnement du système de transmission de puissance par bras de levier coulissant. P.M.A. et P.M.B. de chaque enceinte.	59
3.2 (a) Compression par approche polytropique en ligne continue versus trajectoire réelle en ligne discontinue. (b) Détente par approche polytropique en ligne continue versus trajectoire réelle en ligne discontinue.	60
3.3 Illustration de la modélisation thermodynamique par volume de contrôle appliquée à l'enceinte de détente considérée comme un système ouvert.	61
3.4 Principe de fonctionnement du système de transmission de puissance par bras de levier coulissant.	67
3.5 (a) Coupe schématique du soufflet à diaphragme. (b) Coupe métallographique du soufflet à diaphragme. [Witzenmann, 2010]	68
3.6 Positionnement de l'origine du repère utilisé comme référence de la cinématique du dispositif.	69
3.7 Schématisation de l'équilibre des forces de pression, de gravité et de raidisseur de ressort du système complet.	71
3.8 Courbe de loi des levées des soupapes.	74
3.9 Paramètres géométriques de soupape.	75
3.10 Vue en coupe d'une plaque à clapets d'admission et d'échappement.	75
3.11 Séquences simplifiées du programme de simulation.	78
3.12 Résultats typiques de la simulation numérique à partir du pas de temps initial jusqu'à $t = 0,6$ s.	79
3.13 Évolutions temporelles de la pression, de la position du détendeur et des levées de soupapes X 5 pour un cycle à 7,2 Hz.	81
3.14 Évolutions temporelles de la pression et de la température du détendeur pour un cycle à 7,2 Hz.	82

3.15 Diagramme indicateur de l'enceinte de détente pour un cycle à 7,2 Hz.	83
3.16 Évolutions temporelles de la pression et de la position du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.	84
3.17 Évolutions temporelles de la pression et de la température du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.	85
3.18 Diagramme indicateur du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.	86
3.19 Évolutions temporelles de la position du détendeur et des forces instantanées du détendeur, du compresseur, du vérin et de la raideur du système complet avec effet de la gravité pour un cycle à 7,2 Hz.	87
3.20 Évolutions temporelles de l'accélération et des pressions dans le vérin de rappel et les enceintes de détente et de compression pour un cycle à 7,2 Hz.	87
3.21 Évolutions temporelles de la position du détendeur et des puissances instantanées du détendeur, du compresseur, du vérin et de la raideur du système complet avec effet de la gravité pour un cycle à 7,2 Hz.	88
3.22 Évolutions temporelles des positions (gauche) des soupapes et du débit (droite) de gaz total entrant et sortant du détendeur pour un cycle à 7,2 Hz.	89
3.23 Évolutions temporelles de la position du détendeur (gauche) et de la vitesse de fluide (droite) dans les conduites d'admission et d'échappement du détendeur et dans l'orifice de sortie compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.	90
3.24 Comparaison entre la pression et le déplacement du détendeur pour deux valeurs de temps d'injection respectivement de 21 ms et 25 ms.	91
3.25 Comparaison entre la pression et le déplacement du détendeur pour deux valeurs de coefficient polytropique égales à 1,1 et 1,4.	92
3.26 Comparaison entre la température et le déplacement du détendeur pour deux valeurs de coefficient polytropique égales à 1,1 et 1,4.	93
3.27 Comparaison entre la pression et le déplacement du détendeur pour deux valeurs de températures d'injection au détendeur égales à 18 °C et 450 °C.	94
3.28 Comparaison des déplacements du détendeur et du compresseur pour deux valeurs de rapport de levier égales à 0,475 et 0,9.	95
3.29 Comparaison entre la pression et le déplacement du détendeur pour deux valeurs de rapport de levier égales à 0,475 et 0,9.	95
3.30 Comparaison entre la pression et le déplacement du détendeur pour deux valeurs de taux de compression, $\tau_c = 1,45$ et $\tau_c = 2,5$	96
3.31 Comparaison entre la pression et le déplacement du détendeur pour deux valeurs de charges mécaniques appliquées au niveau du compresseur et égales à 0 N et 200 N.	97
4.1 Principe de fonctionnement du système de transmission de puissance par bras de levier coulissant.	100
4.2 Éléments mécaniques du système de transmission de puissance.	101

4.3	Vue 2D éclatée du système de transmission de puissance.	102
4.4	Répartition qualitatives des pertes énergétiques du détendeur.	103
4.5	Elements mécaniques du système de détente / douille à billes.	104
4.6	(a) Vue 2D sous-ensemble de détente. (b) Vue 2D éclatée sous-ensemble de détente.	105
4.7	Elements mécaniques du système de compression / douille à billes.	106
4.8	Principe de fonctionnement d'un clapet d'admission automatique.	107
4.9	(a) Vue 2D sous-ensemble de compresseur. (b) Vue 2D éclatée sous-ensemble de compresseur.	107
4.10	(a) Schématisation du vérin de rappel au PMH du détendeur. (b) Schématisation du vérin de rappel au PMB du détendeur.	108
4.11	Vue 2D du système de réchauffeurs assemblés à l'enceinte de détente.	109
4.12	Divers type de fonctionnement :	
	(a) Stade 1 - Détendeur seul.	
	(b) Stade 2 - Détendeur alimenté par le fluide comprimé du réseau extérieur et compresseur à soufflet refoulant dans une cuve à pression constante.	
	(c) Stade 3 - Détendeur alimenté par le fluide comprimé du compresseur à soufflet.	
	112	
4.13	(a) Outil de maintien de position pour mesurer le volume mort. (b) Remplissage de l'enceinte déformable à l'alcool.	114
4.14	(a) Vue 2D GEN 3 (b) Vue 2D sous-ensemble de détente, compression et de transmission.	114
4.15	Dispositif expérimental de mesure de fuites.	115
4.16	Tracés des fuites obtenues pour l'enceinte de détente.	116
4.17	Tracés des fuites obtenues pour l'enceinte de compresseur.	117
4.18	Sonde à microthermocouple de type K de 25,4 µm de diamètre réalisé en laboratoire [Lanzetta et al., 2011].	118
4.19	Implantation de l'instrumentation de la sous-partie détendeur.	119
4.20	Implantation des capteurs de la partie compresseur.	120
4.21	Caractérisation des capteurs de pression.	121
4.22	Carte électronique d'amplification des thermocouples développée au laboratoire.	122
4.23	Banc de caractérisation des capteurs de température.	122
4.24	Face avant du système de contrôle commande FPGA.	125
4.25	Résultats typiques de lancement du moteur à partir de l'état initial.	126
4.26	Système d'acquisition et de contrôle commande du banc d'essais.	128

4.27 (a) Signaux de sortie des capteurs alimentés par le réseau. (b) Signaux de sortie des capteurs alimentés par batterie.	129
4.28 Face avant du programme d'acquisition.	130
4.29 Évolutions temporelles expérimentales de la pression, de la position du détendeur et des levées de soupapes X 5 pour un cycle à 7,2 Hz.	133
4.30 Évolutions temporelles expérimentales de la pression et de la température du détendeur pour un cycle à 7,2 Hz.	134
4.31 Diagramme indicateur expérimental de l'enceinte de détente pour un cycle à 7,2 Hz.	135
4.32 Évolutions temporelles expérimentales de la pression et de la position du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.	136
4.33 Évolutions temporelles expérimentales de la pression et de la température du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.	137
4.34 Diagramme indicateur expérimental du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.	138
4.35 Évolutions temporelles expérimentales de la position du détendeur et des forces instantanées du détendeur, du compresseur, du vérin et de la raideur du système complet plus de la gravité pour un cycle à 7,2 Hz.	139
 5.1 Diagramme indicateur pour l'enceinte de compression et comparaison de trois coefficients polytropiques.	142
5.2 Diagramme indicateur pour l'enceinte de détente et comparaison de trois coefficients polytropiques.	143
5.3 Volume de contrôle délimité par les surfaces mouillées du soufflet métallique utilisé.	145
5.4 Loi de surface mouillée en fonction de la course du soufflet métallique.	146
5.5 Évolutions 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.	149
5.6 Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la pression et de la température du gaz dans le détendeur pour un cycle à 7,2 Hz.	150
5.7 Diagramme indicateur théorique et expérimental pour un cycle à 7,2 Hz.	151
5.8 Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la pression et de la position du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.	152
5.9 Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la pression et de la température du gaz au sein du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.	153
5.10 Diagramme indicateur théorique et expérimental du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.	154

5.11 Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la position du détendeur et des forces instantanées au détendeur, au compresseur, du vérin et de la raideur du système complet plus de la gravité pour un cycle à 7,2 Hz.	155
5.12 Évolutions temporelles théoriques et expérimentales des puissances instantanées au compresseur et au détendeur pour un cycle à 7,2 Hz.	156
5.13 Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la densité de flux instantanée et de la surface d'échange au détendeur pour un cycle à 7,2 Hz.	157
5.14 Évolutions temporelles théoriques et expérimentales du coefficient de transfert thermique et de l'écart de température au détendeur pour un cycle à 7,2 Hz.	158
5.15 Comparaison de coefficients de transfert thermique calculés à partir de différentes corrélations dans un M.C.I. [Woschni, 1967].	159
5.16 Évolutions temporelles théoriques et expérimentales des densités de flux instantanées au compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.	160
5.17 Évolutions temporelles théoriques et expérimentales du coefficient de transfert thermique et de l'écart de température au détendeur pour un cycle à 7,2 Hz.	161
5.18 Comparaison de coefficients de transfert thermique calculés et expérimentaux dans un compresseur alternatif [Disconzi et al., 2012].	161
5.19 Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la pression et de la position du détendeur et des levées de soupapes X 5 pour un cycle à 7,6 Hz.	164
5.20 Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la pression et de la température du gaz dans le détendeur pour un cycle à 7,6 Hz.	165
5.21 Diagramme indicateur par simulation et par l'expérience pour un cycle à 7,6 Hz.	166
5.22 Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la pression et de la position du compresseur pour un cycle à 7,6 Hz.	167
5.23 Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la pression et de la température du compresseur pour un cycle à 7,6 Hz.	168
5.24 Diagramme indicateur théorique et expérimental du compresseur pour un cycle à 7,6 Hz.	169
5.25 Évolutions temporelles de la position du détendeur et des forces instantanées au détendeur, au compresseur, du vérin et de la raideur du système complet plus de la gravité pour un cycle à 7,6 Hz.	170
5.26 Évolutions temporelles théoriques et expérimentales des puissances instantanées au compresseur et au détendeur pour un cycle à 7,6 Hz.	171
5.27 Évolution du débit massique du compresseur en fonction de la pression de refoulement.	172

5.28 Évolutions du débit massique du compresseur et du détendeur en fonction de la pression de refoulement pour deux températures de fonctionnement de l'enceinte de détente.	173
5.29 P.I.D. du système d'injection d'eau.	174
5.30 Dispositif expérimental de mesure de granulométrie.	175
5.31 Photographie après traitement et distribution de la taille des gouttes.	175
5.32 Évolution de la pression et de la température au cours d'un cycle (a) sans injection d'eau $q_{me} = 0 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$, $\tau_c = 2,25 \text{ bar}$ (b) avec injection d'eau $q_{me} = 1,5 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$, $\tau_c = 2,25 \text{ bar}$	176
5.33 Évolutions de la pression et de la température au cours d'un cycle pour deux valeurs de débits massiques (a) $q_{me} = 2,9 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ (b) $q_{me} = 3,7 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$	176
5.34 Évolutions de la pression et de la température au cours d'un cycle (a) sans injection $q_{me} = 1,5 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ (b) avec un débit d'injection $q_{me} = 1,5 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$	177
5.35 Évolutions de la pression et de la température au cours d'un cycle avec injection d'eau (a) $q_{me} = 2,9 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ (b) $q_{me} = 3,7 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$	178
5.36 (a) Évolutions de la pression et de la température au cours d'un cycle sans injection (b) Diagramme de température en fonction du volume $\tau_c = 2,25$ avec et sans injection d'eau.	179
5.37 (a) Diagramme de pression en fonction du volume $\tau_c = 1,55$ avec et sans injection d'eau (b) Diagramme de température en fonction du volume $\tau_c = 1,55$ avec et sans injection d'eau.	179
5.38 Évolution de la pression en fonction du volume de l'enceinte de compression et coefficient polytropique k_c (a) à $\tau_c = 2,25$ avec et sans injection d'eau (b) à $\tau_c = 1,55$ avec et sans injection d'eau.	180
5.39 Évolutions temporelles expérimentales de la position du détendeur et de la soupape d'admission ainsi que des pressions à l'atmosphère (CP001), au compresseur (CP002), au refoulement compresseur (CP003), en sortie de cuve (CP004), en sortie de réchauffeur (CP005) et dans l'enceinte de détente (CP006) pour un cycle à 7,4 Hz.	182
5.40 Évolutions temporelles expérimentales de la pression du détendeur ainsi que des températures à l'atmosphère (CT001), au compresseur (CT002), au refoulement compresseur (CT003), en sortie de cuve (CT004), en sortie de réchauffeur (CT005) et dans l'enceinte de détente (CT006) pour un cycle à 7,4 Hz.	183
5.41 Évolutions temporelles de la position du détendeur et des forces instantanées au détendeur, au compresseur, du vérin et de la raideur du système complet plus de la gravité pour un cycle à 7,4 Hz.	184
5.42 Évolutions temporelles de simulation et expérimentales des puissances instantanées au compresseur et au détendeur pour un cycle à 7,4 Hz.	185
5.43 Évolutions temporelles par simulation et expérimentales de la position et de la température du détendeur pour un cycle à 6,6 Hz et à température d'admission détendeur de 150 °C.	187

5.44 Évolutions temporelles par simulation et expérimentales de la pression et de la température du détendeur pour un cycle à 6,6 Hz et à température d'admission détendeur de 150 °C.	188
A.1 Outil de maintien de position pour mesurer le volume mort.	203

LISTE DES TABLES

2.1	Tableau récapitulatif des moteurs expérimentaux.	30
2.2	Tableau récapitulatif des études théoriques de machines Ericsson.	52
3.1	Table de dénomination des points de mesure et leurs localisations.	80
3.2	Table de paramètres et variables de simulation ($P_{comp} = 155 \text{ kPa}$).	80
4.1	Table de paramètres géométriques expérimentaux.	113
4.2	Liste des capteurs.	118
4.3	Références et sensibilités des capteurs.	119
4.4	Lois des capteurs.	123
4.5	Incertitudes de mesure pour les différents capteurs.	124
4.6	Paramètres d'échantillonnage du système DAQmx.	130
4.7	Table de dénomination des points de mesure et leurs localisations.	131
4.8	Table de paramètres expérimentaux ($P_{comp} = 155 \text{ kPa}$).	132
5.1	Dénomination des points de mesure et leurs localisations.	141
5.2	Paramètres de simulation ($P_{comp} = 155 \text{ kPa}$).	147
5.3	Paramètres expérimentaux ($P_{comp} = 155 \text{ kPa}$).	148
5.4	Paramètres expérimentaux du détendeur.	148
5.5	Coefficients de décharge retenus.	148
5.6	Table de paramètres de simulation au compresseur.	152
5.7	Performances des enceintes de détente et de compression, respectivement avec le rendement isentropique et isothermique.	162
5.8	Paramètres de simulation ($P_{comp} = 200 \text{ kPa}$).	162
5.9	Paramètres expérimentaux ($P_{comp} = 200 \text{ kPa}$).	163
5.10	Paramètres expérimentaux du détendeur.	163
5.11	Table de paramètres de simulation au compresseur.	166
5.12	Nomenclature de la figure 5.29.	174
5.13	Paramètres de simulation du moteur complet.	181
5.14	Paramètres expérimentaux du moteur complet.	181

5.15 Paramètres de simulation du moteur complet à 160 °C.	186
5.16 Paramètres expérimentaux du moteur complet à 160 °C.	186
B.1 Incertitudes de mesure relatives aux capteurs de température de type thermocouple K, [Gum, 2008], [Charki et al., 2012].	206
B.2 Incertitudes de mesure relatives aux capteurs de pression, [Gum, 2008], [Charki et al., 2012].	207
B.3 Incertitudes de mesure relatives aux capteurs de force, [Gum, 2008], [Charki et al., 2012].	208
B.4 Détail des incertitudes de mesure relatives aux capteurs de déplacement, [Gum, 2008], [Charki et al., 2012].	209
B.5 Incertitudes de mesure relatives aux capteurs et aux mesures de volumes, [Gum, 2008], [Charki et al., 2012].	210

LISTE DES SYMBOLES

constantes universelles

g_0 : accélération de la pesanteur = $[9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}]$

variables fluidiques

\dot{m} : débit massique de fluide $[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$

C_{DC} : coefficient de décharge clapet

C_{DS} : coefficient de décharge soupape

D : diamètre [m]

l : levée [m]

q : débit de fluide $[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$

S : section de passage [m^2]

V : volume [m^3]

indices et exposants

$_1$: état, entrée

$_2$: état, sortie

adm : admission

atm : atmosphérique

a : axe

$charge$: charge mécanique

chf : chauffé

col : col

c : compresseur

d : détendeur

ech : échappement

eff : efficace

eq : équivalent

ext : extérieur

e : entrée

f : fermé

g :	global
g :	gravité
inf :	inférieur
int :	intérieur
ise :	isentropique
iso :	isotherme
max :	maximum
m :	massique
m :	mort
nc :	nombre de clapet
o :	ouvert
p :	paroi
p :	pression
ref :	refoulement
ref :	refroidi
r :	raideur
sub :	sub-refroidi
sup :	supérieur
s :	sortie
v :	vérin

variables mécaniques

M_o :	moment en o [$N \cdot m$]
C :	course [m]
F :	force [N]
K :	raideur de ressort [$N \cdot m^{-1}$]
L :	longueur du levier [m]
M :	masse [kg]
R :	résultante [N]
S :	section [m^2]
v :	vitesse [$m \cdot s^{-1}$]
x :	position [m]
<i>P.F.D.</i> :	principe fondamental de la dynamique
<i>P.F.S.</i> :	principe fondamental de la statique

variables thermodynamiques

- γ : coefficient isentropique du gaz
- τ_c : taux de compression
- C_{pv} : capacité thermique massique à volume constant [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
- C_p : capacité thermique massique à pression constante [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
- h : coefficient de transfert thermique [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
- h : enthalpie [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
- k : coefficient polytropique
- m : masse de gaz contenue dans l'enceinte [kg]
- m : énergie interne [J]
- p : pression du fluide [Pa]
- Q : quantité de chaleur [J]
- r : constante universelle des gaz [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
- T : température du fluide [K]
- U : énergie interne [J]
- V : volume [m^3]
- W : travail [J]

|

CONTEXTE ET PROBLÉMATIQUES

1

INTRODUCTION

1.1/ CONTEXTE

Les travaux présentés dans ce manuscrit font suite à un projet d'innovation lancé en 2008 par la société d'ingénierie Assystem. À l'origine, il était question de rendre autonome en énergie les bâtiments d'habitation. Au cours des recherches menées par les collaborateurs du projet, le moteur Ericsson est alors apparu comme une solution pertinente. En effet sa capacité à convertir toute source de chaleur externe en énergie mécanique, sans déflagration, en fait un intérêt indéniable au regard des contraintes toujours plus draconiennes, d'émissions de CO_2 et de polluants atmosphériques. Plusieurs années de maturation démontrant la viabilité technico-économique ont été nécessaires. Ces recherches ont abouti en 2011, au dépôt d'un brevet proposant une solution technologique innovante décrite au chapitre 2.2.2.6.

Un premier prototype avec une ambitieuse rupture technologique est alors imaginé. Son fonctionnement est entièrement linéaire (de type pistons libres) et utilise des soufflets métalliques en lieu et place des pistons et cylindres couramment employés. En parallèle deux études sont initiées sur le dimensionnement d'une génératrice électrique, l'une portant sur la modélisation et l'analyse expérimentale d'une Machine Asynchrone Linéaire Triphasé (M.A.L.T), tandis que la seconde est consacrée à la construction et à la gestion électrique d'une Machine Synchrone à Aimants Permanents (M.S.A.P), [François, 2011], [Cartigny et al., 2016].

Pour accélérer le développement, Assystem a noué un partenariat avec le laboratoire de recherche FEMTO-ST. Une première thèse CIFRE entre les deux partenaires est alors mise en place [Doubs, 2019]. Le sujet de cette thèse est plus particulièrement axé sur la réalisation d'un banc d'essais dédiée à l'enceinte de détente. Grâce aux travaux engagés, le Syntec décerne au projet le Grand Prix National de l'Ingénierie (G.P.N.I.) en 2015. Assystem rend alors possible le lancement d'une seconde thèse relative au moteur complet qui fait l'objet de ce manuscrit. Finalement, en 2017, la société Ananké est créée dans le but de continuer le développement de la technologie et a pour ambition de permettre sa commercialisation. La technologie développée est alors réorientée vers la valorisation de la chaleur fatale dans l'industrie, où le marché est plus facilement atteignable.

1.2/ OBJECTIFS DE LA THÈSE

L'objectif fixé pour cette thèse est le développement d'un prototype de Moteur à Apport de Chaleur Externe M.A.C.E. volumétrique à cylindrée variable associé à sa modélisation numérique. Le modèle numérique doit pouvoir prédire les performances du moteur afin de dimensionner le prototype. La simulation doit permettre de tester des configurations non réalisables sur le banc d'essais, comme des températures ou des pressions de fonctionnement plus élevées que celles admissibles expérimentalement. Étape indispensable et cruciale, la comparaison avec l'expérience est la seule solution permettant de parvenir à la validation des performances du moteur. Une attention particulière est portée sur l'optimisation des performances du compresseur. Pour cela, il est nécessaire de proposer une solution technologique capable de répondre aux enjeux d'efficacité énergétique. Ainsi, un système de refroidissement du fluide de travail par injection de liquide est alors envisagé.

1.3/ PLAN DE LA THÈSE

Le manuscrit est composé de deux grandes parties. La première, composée de deux chapitres, est consacrée à la définition du contexte et des problématiques auxquelles ce projet doit faire face. Un état de l'art (chapitre un) permet de situer notre projet par rapport aux différentes technologies de conversion d'énergie, à travers des comparaisons de performances issues de modélisations et de simulations ; mais également de résultats expérimentaux (chapitre deux). La seconde partie, construite autour de trois chapitres, concerne les travaux relatifs à notre système de conversion d'énergie. Le chapitre trois détaille le développement de la méthode et de l'outil de simulation à travers l'impact de différentes variables d'entrées sur quelques résultats caractéristiques. Dans le chapitre quatre, nous présentons le banc expérimental dans son ensemble ainsi que l'instrumentation. Le dernier chapitre est consacré à la confrontation des résultats issus des simulations et des expérimentations. Une conclusion générale et la mise en perspective de notre projet sont alors proposées.

2

ÉTAT DE L'ART

L'état de l'art proposé dans ce manuscrit se focalise de prime abord sur les Moteurs à Apport de Chaleur Externe notés usuellement M.A.C.E. Par la suite, une présentation spécifique est faite pour les M.A.C.E. de type Ericsson uniquement. En effet, pléthore de combinaisons de moteurs existent et pourraient faire l'objet d'un travail de fond extrêmement important à lui seul. C'est pour cela que nous avons choisi de nous focaliser plus particulièrement sur la technologie de moteurs volumétriques développée au chapitre 4 « Étude expérimentale d'un moteur thermique », dont les contours seront dessinés dans la suite de ce manuscrit.

2.1/ MOTEUR A APPOINT DE CHALEUR EXTERNE (M.A.C.E)

Tout d'abord il est primordial de bien situer la branche dans laquelle se situent les M.A.C.E. qui permettent de convertir de la chaleur en énergie mécanique. En ce sens, la figure 2.1 illustre la hiérarchisation que l'on peut faire aujourd'hui des différents moyens physiques de conversion d'énergie. Premièrement, les méthodes directes et indirectes sont les deux grandes et uniques familles dont découlent toutes les autres catégories de convertisseurs. La méthode directe est définie comme un système capable de convertir directement, sans étape intermédiaire, l'énergie primaire en énergie finale. En l'occurrence, la comparaison se fait avec l'énergie finale la plus noble qui soit, l'électricité. Dans cette catégorie on trouve notamment les panneaux solaires photovoltaïques, la thermoélectricité et les systèmes pile à combustible. Quant à la méthode indirecte, une étape intermédiaire est à minima utilisée lors de la conversion. Les systèmes éoliens et les turbines hydrauliques sont les deux exemples principaux. Les convertisseurs utilisant de la chaleur font tous appel à une étape supplémentaire comme, un transfert de chaleur ou une combustion. Tout système réel étant imparfait, à chaque étape, une diminution du potentiel exergétique est opérée. Les systèmes à conversion directe présentent donc théoriquement une plus grande capacité à convertir l'énergie de manière efficace, ce qui se traduit par une moindre dégradation énergétique. Toutefois, la mise en œuvre de ces convertisseurs est bien plus pointue et technologiquement avancée par rapport aux autres convertisseurs en particulier thermiques. Il est ainsi possible de disposer d'un système de conversion thermique à plusieurs étapes plus performant qu'un système direct à une étape. Par exemple, d'après les données officielles européennes B.A.T. [Lecomte et al., 2017], les cycles combinés présentent un rendement de conversion électrique de 55 % contre environ 25 % dans le cas des cellules solaires photovoltaïques en service. Des progrès sont néanmoins attendus, certaines études ont déjà

permis d'atteindre en laboratoire un rendement supérieur à 45,3 % [Linares et al., 2019]. Finalement, les M.A.C.E. sont définis comme l'ensemble des moteurs capable de convertir de la chaleur en énergie mécanique. Leur domaine s'étend des technologies rotatives avec par exemple les turbines à vapeur, jusqu'au moteur miniature à piston libre [Dellali et al., 2019]. Ils s'inscrivent dans cette dynamique d'amélioration continue des performances et apportent une flèche supplémentaire à l'arc technologique.

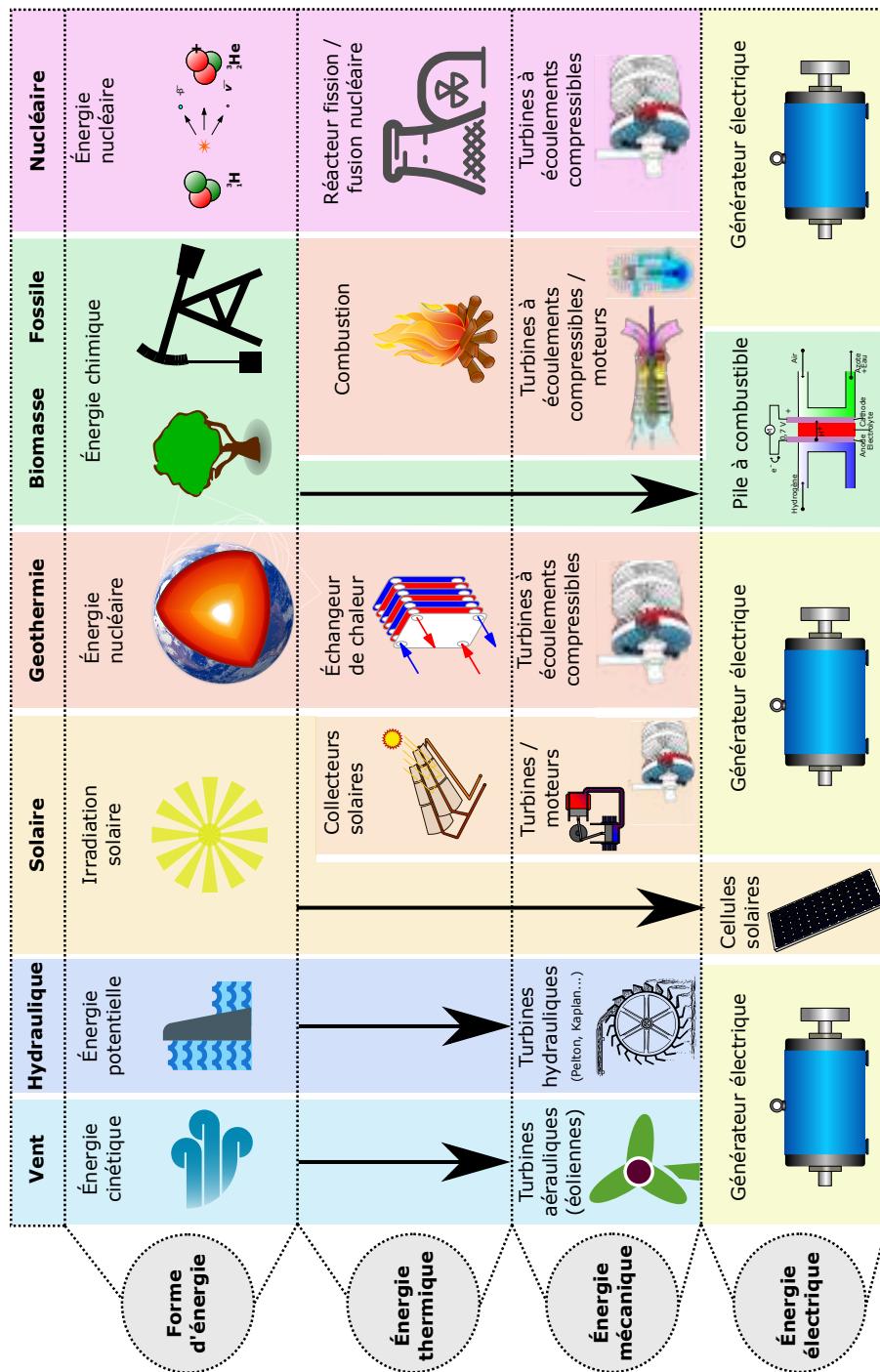


FIGURE 2.1 – Chemins directs et indirects de conversion d'énergie en fonction de leurs formes [Favrat, 2015].

2.1.1/ CATÉGORISATION DES TECHNOLOGIES DE M.A.C.E

L'absence de définition claire rend difficile l'analyse de la littérature, en particulier à cause des nombreuses appellations différentes (moteur Ericsson, moteur Joule, moteur à air chaud, etc..) [Doubs, 2019]. Dans ce manuscrit, la décomposition et l'agencement des différentes technologies se feront selon la figure 2.2. La première grande famille est constituée des machines à écoulement continu comprenant notamment les turbines (O.R.C. (Organic Rankine Cycle), vapeur, gaz, etc.). La seconde famille correspond aux machines à écoulement non continu, qu'ils soient pulsés ou alternatif, et comprend notamment les moteurs volumétriques alternatifs (O.R.C., Stirling, Ericsson, etc.). [Tardieu Alaphilippe et al., 2008] proposent une classification de ces machines thermiques de faibles puissances en fonction de 8 critères, de C1 à C8. Si l'on applique cette méthode de classification pour le moteur étudié dans ce manuscrit cela donne : *ALT – OUV – EXT – NHX – 1PH – 2C – VLV – HDT.*

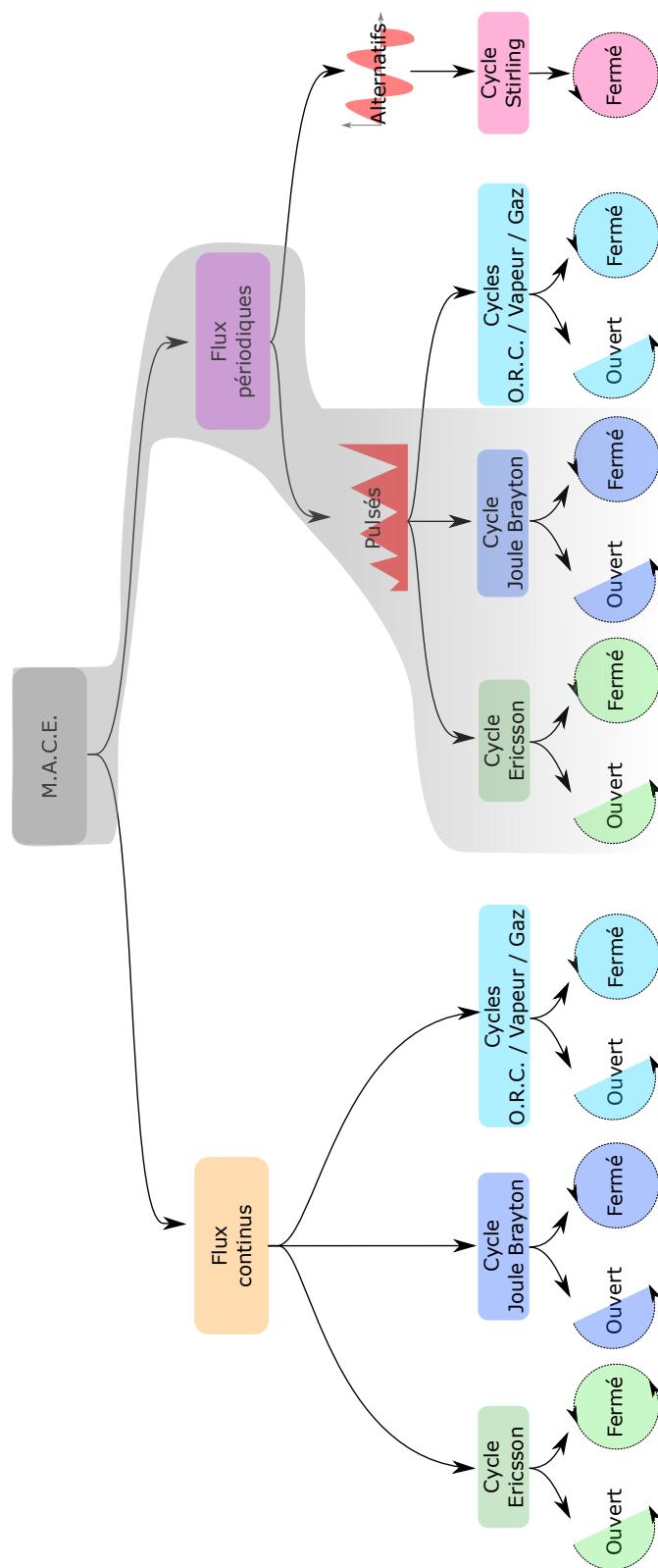


FIGURE 2.2 – Catégorisation des technologies de M.A.C.E. dépendamment de leurs fonctionnements. En gris, la catégorisation de notre projet.

2.2/ MOTEURS DITS DE TYPE ERICSSON

L'invention par John ERICSSON du premier moteur que l'on appelle couramment « moteur Ericsson » remonte à 1831, dont plusieurs variantes ont été imaginées et parfois construites avec plus ou moins de succès. Pour chacune d'elles, il s'agit d'un système mécanique volumétrique à écoulement non continu disposant d'un système de récupération d'énergie appelé « échangeur récupérateur » et illustré sur la figure 2.3. Le premier moteur breveté en 1831 fonctionnait, 43 ans avant Brayton, suivant un cycle que l'on appellera par la suite : « cycle de Brayton externe » ou « Joule / Brayton » représenté figure 2.4a. Pour celui-ci, une compression adiabatique est opérée de 1 à 2 suivie d'un chauffage isobare de 2 à 3 puis une détente adiabatique de 3 à 4 et finalement une phase d'échappement de 4 à 1. Pour le second moteur imaginé en 1853, une attention particulière avait été apportée à la partie thermique permettant de réaliser un cycle thermodynamique que l'on appelle « Cycle d'Ericsson » illustré figure 2.4b dont la différence se situe au niveau des phases de compression (1 à 2) et de détente (3 à 4) considérées ici comme isothermes. Pour y parvenir, l'enceinte de détente était largement réchauffée et l'enceinte de compression refroidie. Finalement, d'après les informations compilées des différentes sources historiques, un moteur dit « Ericsson » est défini comme un moteur :

- volumétrique à écoulements non continus,
- avec dispositifs d'isolation des enceintes,
- avec un récupérateur,
- qui réalise un cycle d'Ericsson ou de Joule / Brayton externe,
- qui réalise un cycle fermé ou ouvert.

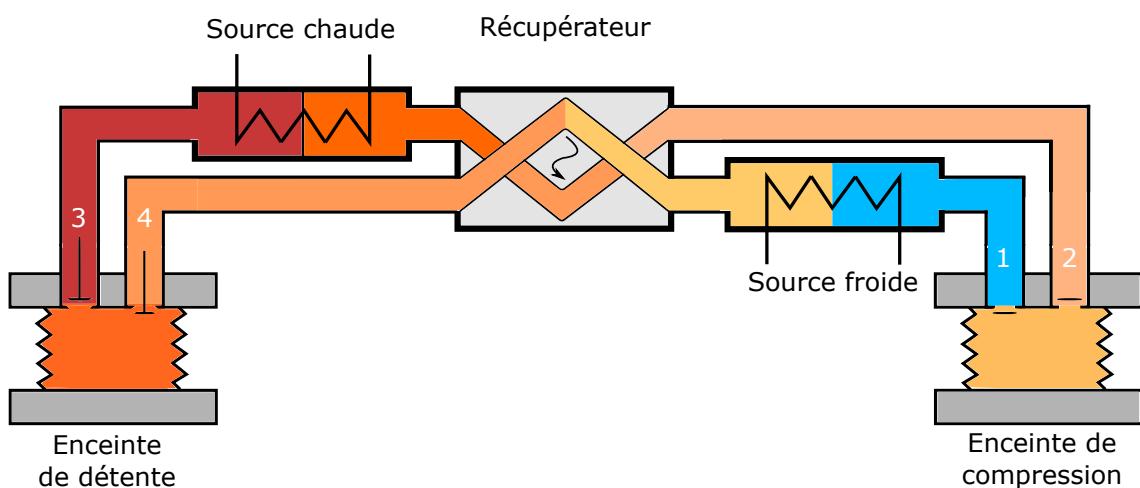


FIGURE 2.3 – Schéma de principe d'un moteur Ericsson avec récupérateur à cycle fermé.

L'état de l'art qui va suivre sera décomposé en deux parties, l'une historique avec l'invention et les premiers travaux de ce moteur puis une partie plus contemporaine avec la renaissance de l'intérêt pour cette technologie.

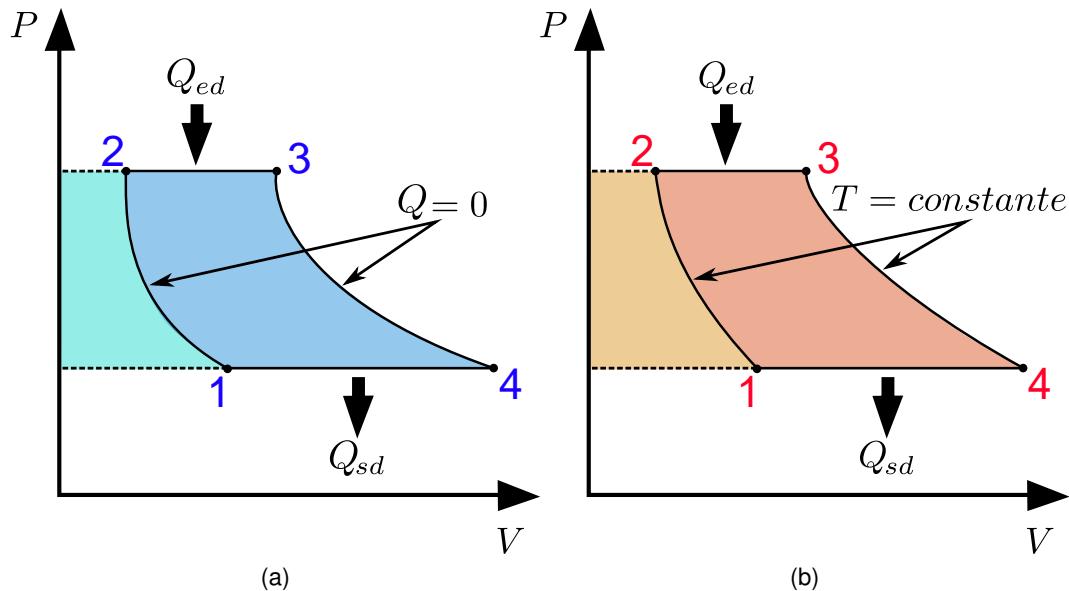


FIGURE 2.4 – Diagramme indicateur des cycles théoriques (a) de Joule / Brayton (b) d'Ericsson.

2.2.1/ MOTEURS DU VIVANT DE JOHN ERICSSON

Avant l'essor des machines à combustion interne que l'on retrouve dans de nombreux secteurs de nos jours, la mécanisation était avant tout assurée par des systèmes utilisant des « énergies renouvelables » à l'échelle humaine, (moulin à eau, moulin à vent, solaire). Leurs principales problématiques se situent, maintenant encore, par leurs disponibilités (cours d'eau, vents). Les systèmes à vapeur d'eau utilisant du charbon ou du bois comme source thermique ont permis de produire plus et de manière plus constante. Seulement, les machines à vapeur requièrent des opérateurs qualifiés, et pouvaient se révéler dangereuses en cas de défaut. Les moteurs à air présentaient un fort intérêt par leurs conceptions relativement simples et peu dangereuses. En outre, il était attendu une économie financière par une diminution de la consommation du combustible. Le moteur Stirling illustré figure 2.5a imaginé par le révérend Robert Stirling en 1816 en Écosse était le premier d'entre eux [Stirling, 1816]. Celui-ci fonctionnait suivant un cycle fermé composé de deux isothermes et de deux isochores et était doté d'un élément régénérateur figure 2.5b. Quelques années plus tard, en 1833, John Ericsson inventa un moteur similaire à cycle fermé et doté de dispositifs d'isolesments des enceintes (figure 2.6).

De nombreuses variantes ont été proposées du vivant de John Ericsson, les travaux de [Doubs, 2019] illustrés à la figure 2.7 retracent la chronologie de ses brevets de moteur et leurs caractéristiques.

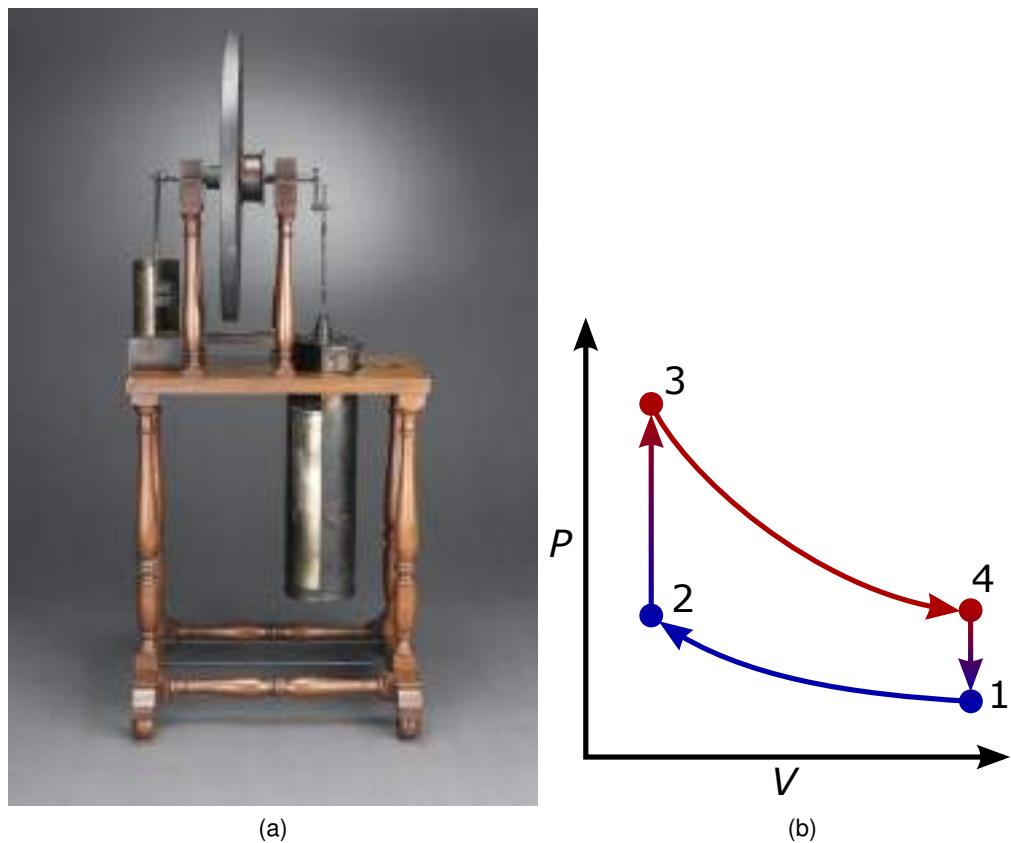


FIGURE 2.5 – (a) Copie d'un moteur Stirling de 1816 à cylindres sectionnés dont l'original est conservé au Royal Museum à Edinburgh [Young, 2019] (b) Cycle théorique d'un moteur Stirling.

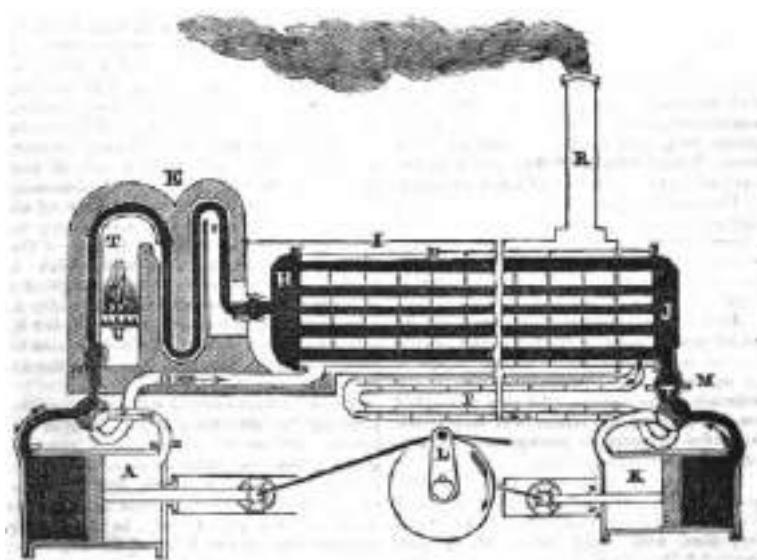


FIGURE 2.6 – Moteur de 1833 dessinée par John Ericsson [Ericsson, 1833]

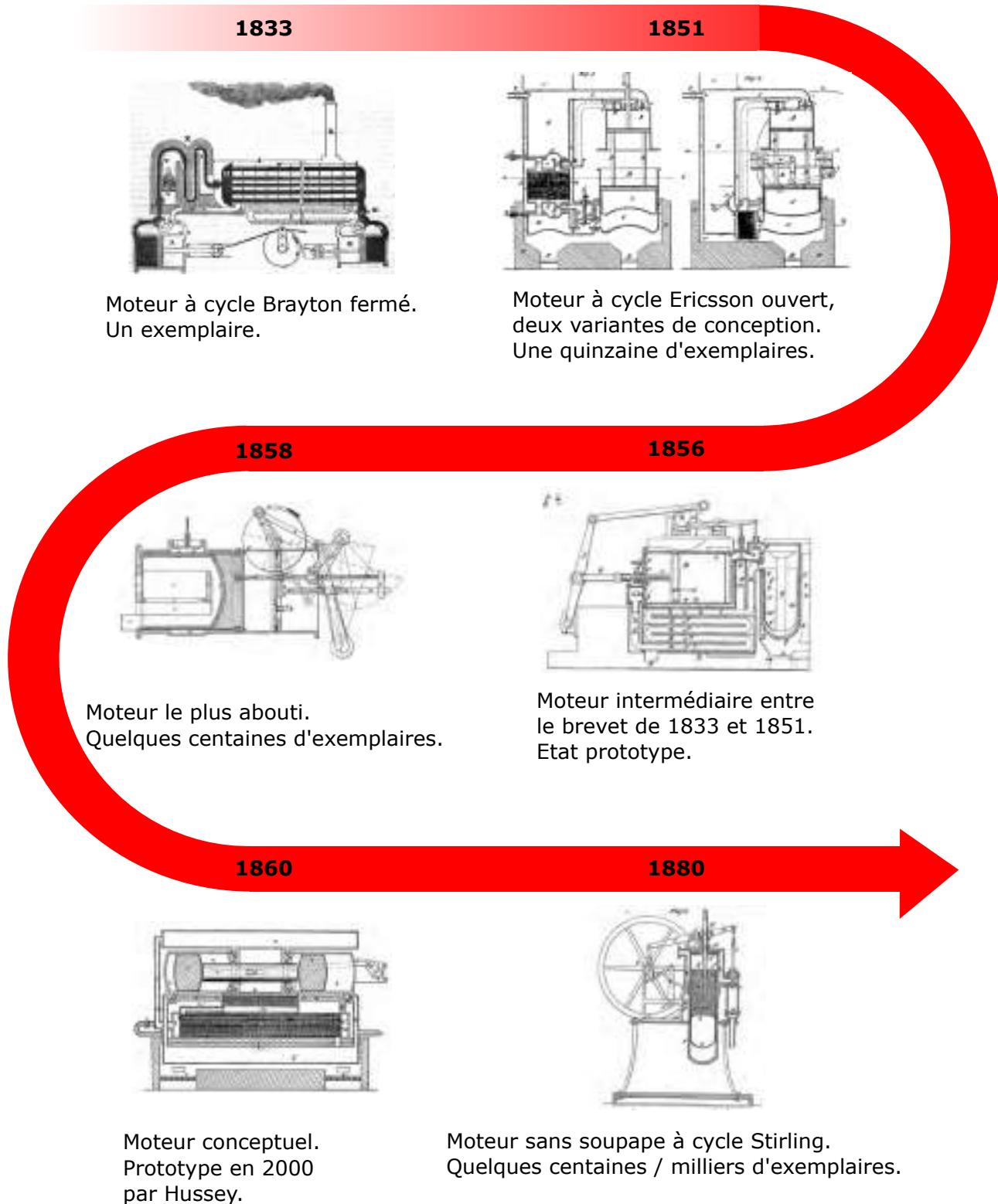


FIGURE 2.7 – Chronologie des brevets déposés par John Ericsson [Doubs, 2019].

2.2.2/ RENAISSANCE, DU 20^E SIÈCLE À AUJOURD'HUI

L'invention par Lenoir en 1860 du premier moteur à allumage commandé opérationnel à deux temps [Lenoir, 1860], suivi de près par l'invention du premier moteur à cycle à 4 temps, figure 2.8, de Otto en 1867 ont permis l'avènement des moteurs que l'on retrouve aujourd'hui. De nombreuses variantes technologiques ont été développées par la suite et au cours du 20^e siècle avec par exemple le moteur à cycle de Diesel du nom de son inventeur Rudolf Diesel en 1893. Encore aujourd'hui, de nombreux travaux tentent d'améliorer les performances de ces moteurs à combustion interne (M.C.I.) dont l'efficacité dépasse les 45% dans certaines conditions (gros moteur, haute performance) [Zhang et al., 2016], [Noble, 2017]. La conséquence de cela est le désintérêt progressif des M.A.C.E. au profit des M.C.I. voire d'autres systèmes de conversion d'énergie.

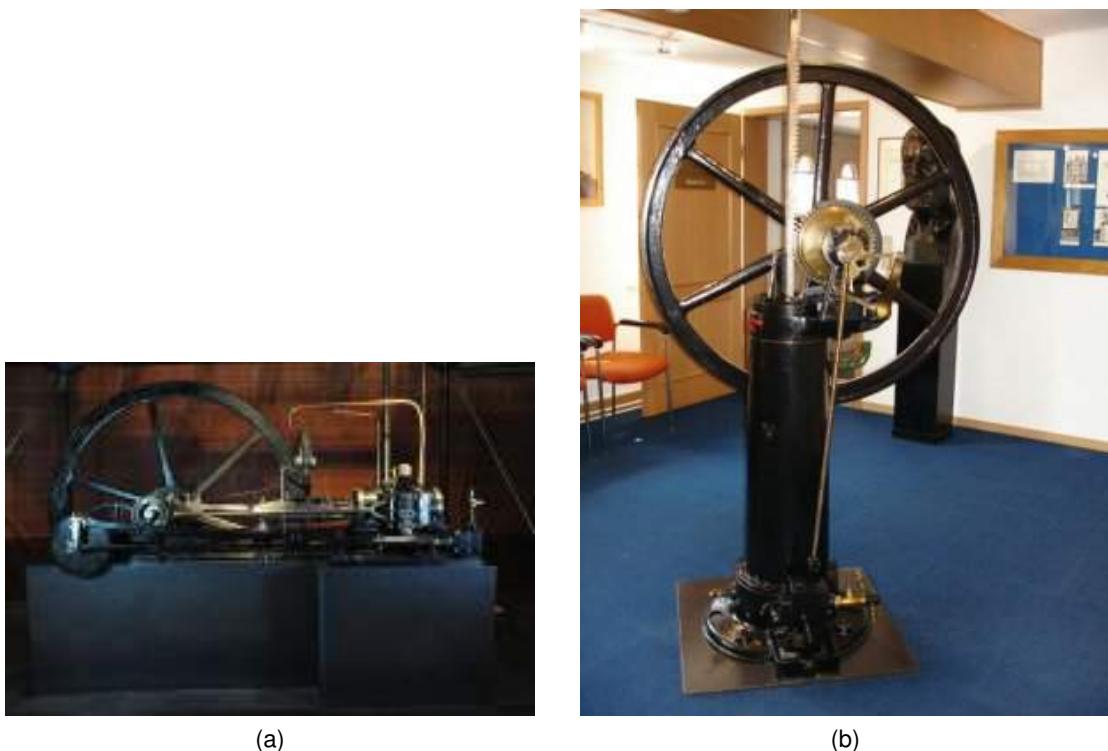


FIGURE 2.8 – (a) Moteur à gaz Lenoir original de 1862 (Musée du C.N.A.M. Paris) (b) Moteur Otto atmosphérique (Musée Nicolaus August Otto à Holzhausen, Allemagne).

2.2.2.1/ MOTEUR DE FRYER

Il aura fallu attendre 1973 et la thèse intitulée « Design, Construction, And Testing of a New Valves Hot-Gas Engine » par [Fryer, 1973] pour obtenir les premiers travaux modernes d'un moteur à soupapes. Au cours de ces trois années de travaux (1969-1972), l'auteur a mis en place une démarche de prédimensionnement puis a construit un prototype de moteur illustré figure 2.9. Une grande attention a été apportée aux matériaux choisis pour les différents organes moteurs. Finalement, le cahier des charges de dimensionnement est défini de la manière suivante :

- le cycle théorique attendu est celui de Joule / Brayton externe fermé,
- la cinématique est de type alternative pour les deux enceintes,
- les deux enceintes sont disposées de manière colinéaire de part et d'autre du piston, ce système est dit à « double effet »,
- le gaz de travail est de l'hélium,
- un système de réchauffeur électrique est situé en ligne pour la source chaude,
- un échangeur froid est ajouté pour permettre la fermeture du cycle,
- la pression de fonctionnement cible est d'environ 70 bar,
- la température de fonctionnement cible est d'environ 816 °C,
- le ratio de pression égal à 2 :1,
- la puissance calculée attendue est de 20 kW avec 31 % de rendement et une vitesse de rotation de 2000 tr/min.

Les premiers tests sont globalement concluants du point de vue mécanique ou aucune casse du moteur ne s'est manifestée. Les résultats illustrés figure 2.10 présentent des similitudes avec ceux obtenus dans la suite de ce manuscrit. Néanmoins, les performances atteintes n'ont pas été celles attendues avec seulement un tiers de la puissance et une efficacité de 12,7 % à 600 tr/min. Fryer constate que la puissance indiquée au compresseur est bien supérieure à la puissance indiquée théorique, avec respectivement 26,3 kW et 14,8 kW. Fryer fait part de fuites de fluide importantes entre les deux enceintes ce qui peut être une des raisons de l'écart observé. Aussi, l'efficacité théorique du compresseur est de 90 %, dont seules les pertes aux clapets sont modélisées. Il est donc probable que l'efficacité de l'enceinte de compression soit surestimée, ce qui en conséquence, impacte directement la puissance nette à l'arbre.

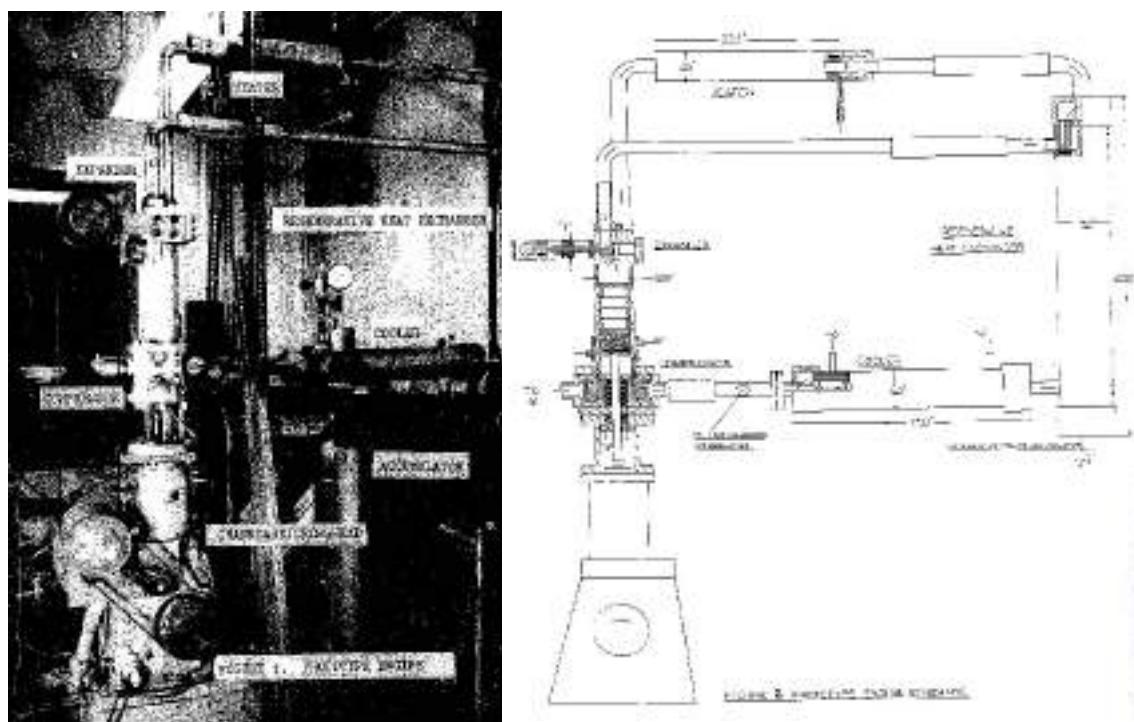


FIGURE 2.9 – Illustration et schéma du banc d'essais construit de moteur à soupapes [Fryer, 1973].

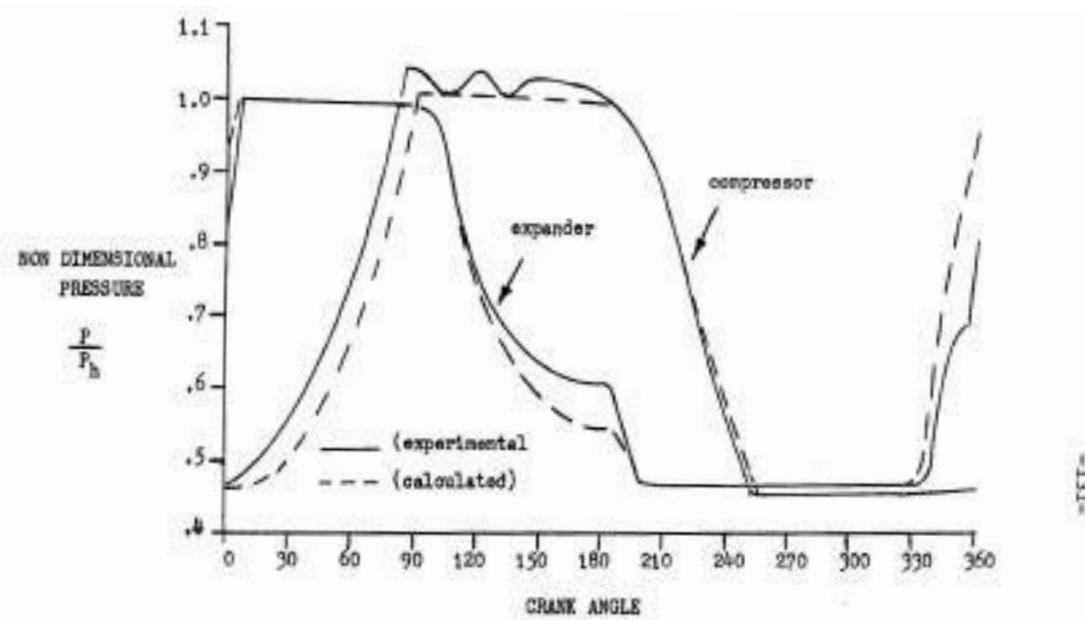


FIGURE 2.10 – Comparaisons de résultats expérimentaux et de simulation du moteur à clapets de [Fryer, 1973].

2.2.2.2/ MOTEUR DE KAZIERMISKI ET WOJEWODA

Le livre nommé « Externaly Heated Valve Engine » écrit par [Kazimierski et al., 2016a] est une compilation des travaux antérieurs de ces deux auteurs. Il y est notamment présenté différents concepts de M.A.C.E. (appelé E.H.V.E. en anglais) à deux ou quatre temps. Concernant la partie réalisation, une étude expérimentale a été conduite entre 1998 et 1999 par les deux auteurs. Le concept de ce moteur, appelé « early engine », propose figure 2.12 une configuration des deux enceintes séparées. La course du piston est de 80 mm pour un alésage de 83 mm soit un volume balayé de 432,8 cm³. Deux échangeurs ont été construits dont l'un est constitué de canaux annulaires en spirale et l'autre utilise une géométrie spéciale à multitrous. Les deux sont illustrés respectivement figures 2.13a et 2.13b. Le système de chauffage de ces réchauffeurs se fait par une source de chaleur électrique à effet Joule.

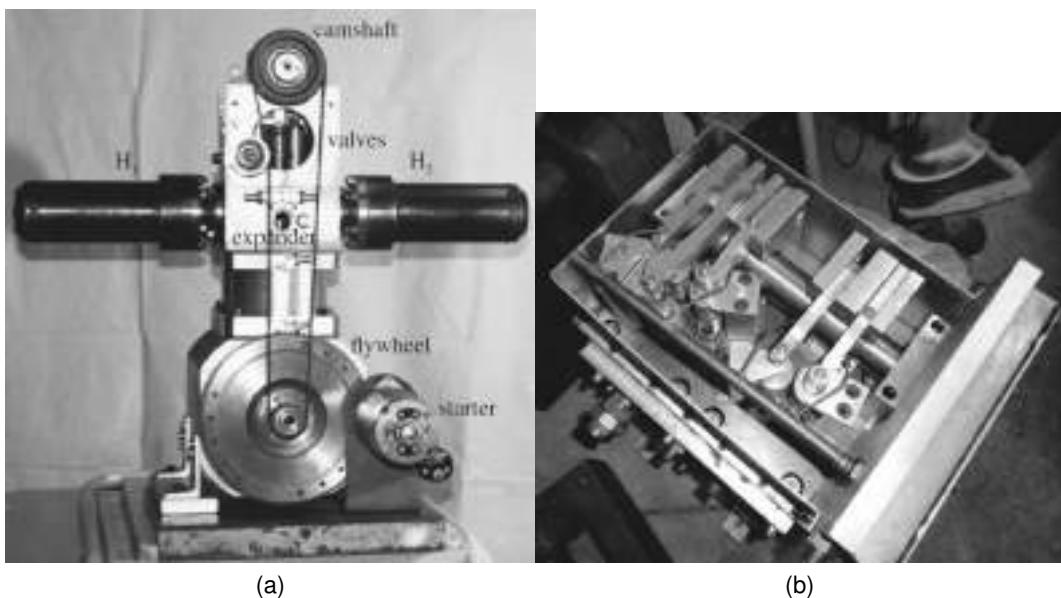


FIGURE 2.11 – (a) Prototype « early engine ». (b) Système d'actionnement du moteur « early engine ». [Brzeski et al., 2001]

Le cycle attendu est différent de ceux habituellement rencontrés dans les moteurs à dispositif d'isolement des enceintes. En effet, la disposition illustrée figure 2.11a doit permettre d'obtenir une phase de chauffage isochore dans les échangeurs. De par sa construction, le cycle moteur est fermé et la pression de service maximale est proche de 30 bar. Le système d'actionnement des soupapes, représenté figure 2.11b, est de type arbre à cames. Ce système a posé de nombreux soucis pendant les essais dès lors que la vitesse de rotation était élevée. De plus, les résultats expérimentaux ont montré que le chauffage isochore était trop faible pour faire fonctionner efficacement le moteur. Des améliorations ont été proposées en particulier une concernant le système de chauffage.

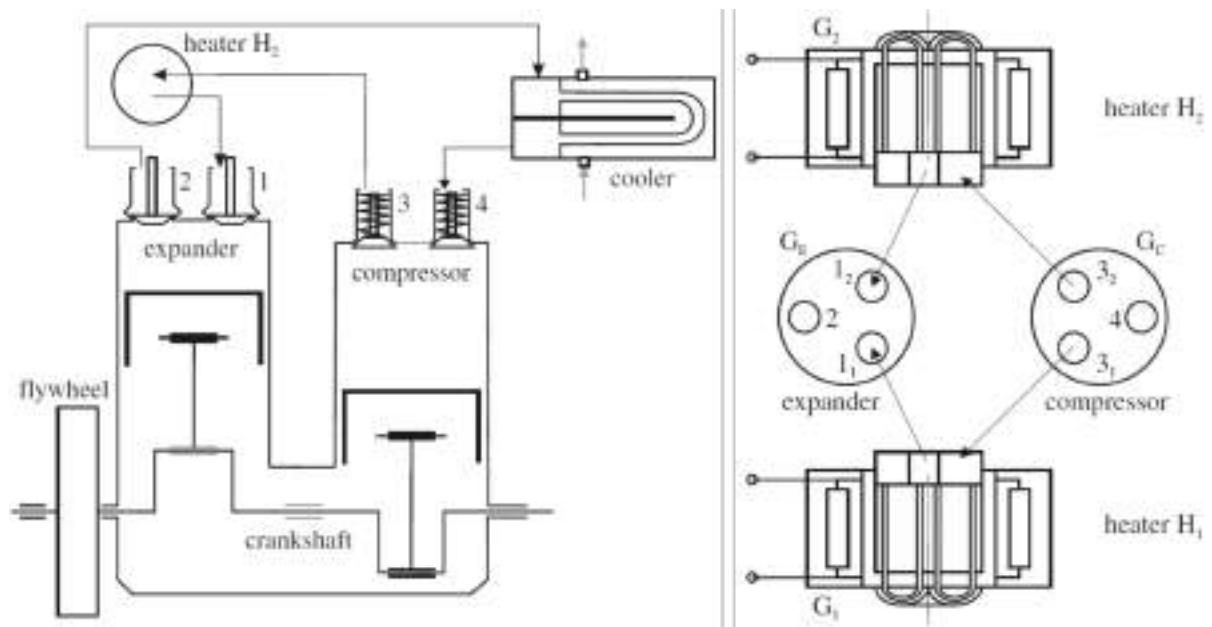


FIGURE 2.12 – Schéma de principe du moteur « early engine » [Brzeski et al., 2001].

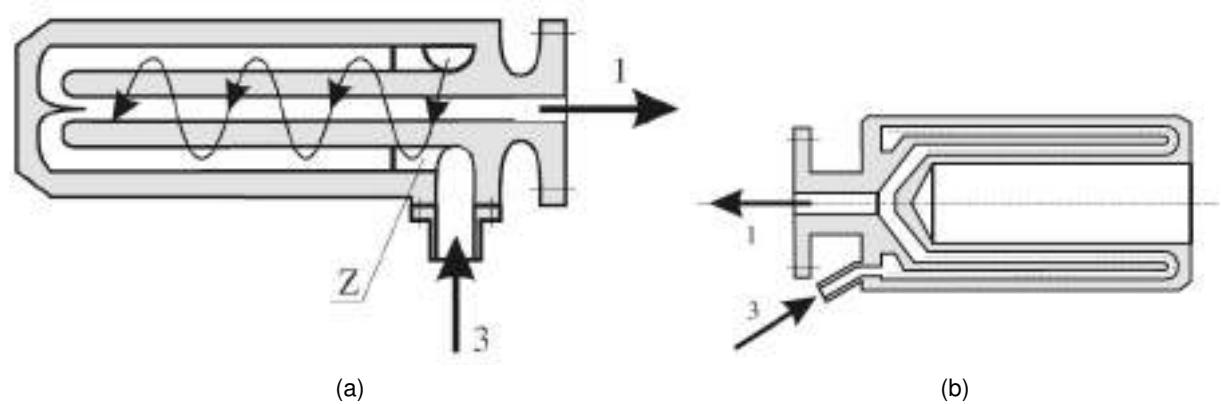


FIGURE 2.13 – Moteur « early engine » (a) Géométrie de premier échangeur. (b) Géométrie de second échangeur. [Brzeski et al., 2001]

2.2.2.3/ MOTEURS DE JOSEPH HUSSEY

En 2000, Joseph Hussey soutient une thèse nommée « The Development of a Prototype External Heat Engine Based on the Ericsson Cycle » [Hussey, 2000]. Au cours de ces travaux, un prototype un peu particulier représenté figure 2.14a a été construit. Celui-ci détourne l'utilisation d'un moteur de tondeuse en ôtant la culasse, voir figure 2.14b. Un axe est fixé au piston dans le but d'entraîner un second piston / déplaceur dans une chambre située de manière colinéaire à la première. Ce dernier d'une longueur égale à trois fois le diamètre du piston laisse un léger jeu de 0,6 mm entre les parois du déplaceur et de la chambre. (figure 2.15a). D'après l'auteur, cette solution fait office de régénérateur de chaleur, un gradient thermique apparaît entre les deux extrémités. L'apport de chaleur n'est pas réalisé en amont de la soupape d'admission, mais à l'extrémité supérieure de la chambre de détente à la manière des moteurs Stirling (figure 2.15b). Les soupapes utilisées sont de type électrovannes, le contrôle de l'ouverture et de la fermeture est mis en œuvre par un contrôleur électronique afin de les piloter à la demande. Les résultats obtenus figure 2.16 montrent des puissances relativement faibles avec 72 W au détendeur –44 W au compresseur soit 26 W nets à 3,5 bar et 750 °C. En conclusion, l'auteur indique que de nombreuses pistes d'améliorations sont à considérer comme le système de lubrification, mais rappelle que le prototype fonctionne avec un cycle moteur complet, dont le compresseur est associé au détendeur sans alimentation extérieure. Ce moteur se rapproche fortement du modèle imaginé par John Ericsson en 1860. En parallèle, une autre technologie de moteur avait été construite sur la base d'un moteur deux-temps à combustion interne. La cinématique était plus complexe, car le cycle souhaité devait permettre de maintenir le piston dans une position fixe pendant 180° de rotation de vilebrequin. De plus, ce moteur ne disposait pas de soupape et était vraisemblablement très proche d'un moteur Stirling. Les résultats expérimentaux et de simulation n'ont pas été satisfaisants et ont conduit à la réalisation présentée précédemment.

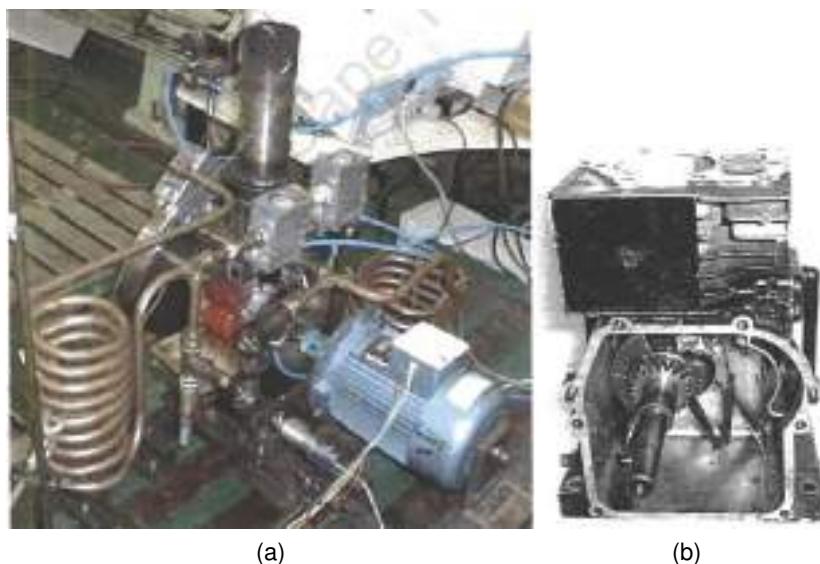


FIGURE 2.14 – (a) Banc d'essais moteur. (b) Moteur de tondeuse détourné. [Hussey, 2000]

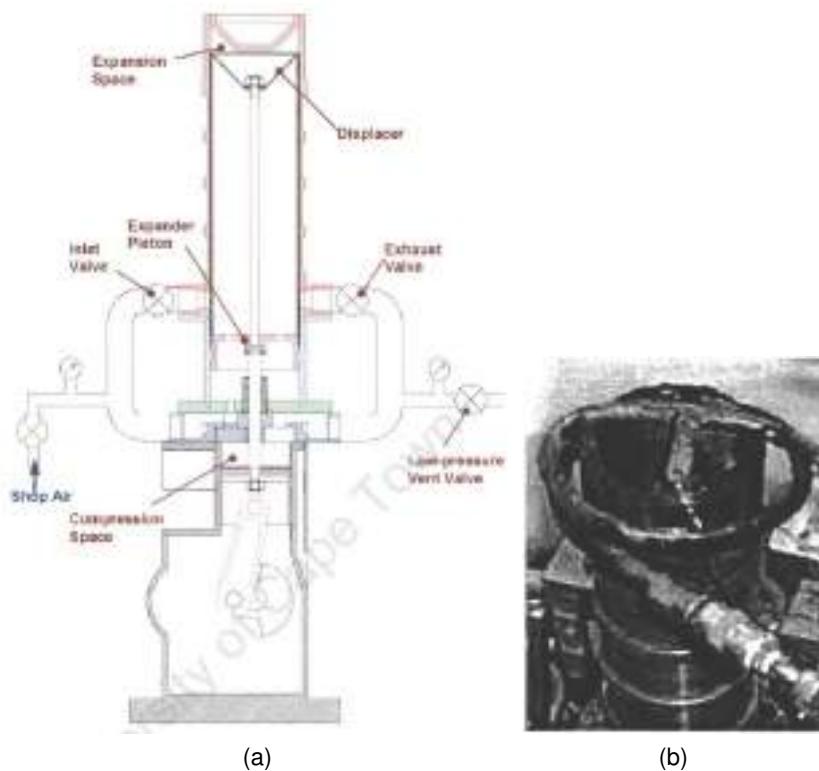


FIGURE 2.15 – (a) Schéma de principe du moteur. (b) Brûleur utilisé comme source chaude. [Hussey, 2000]

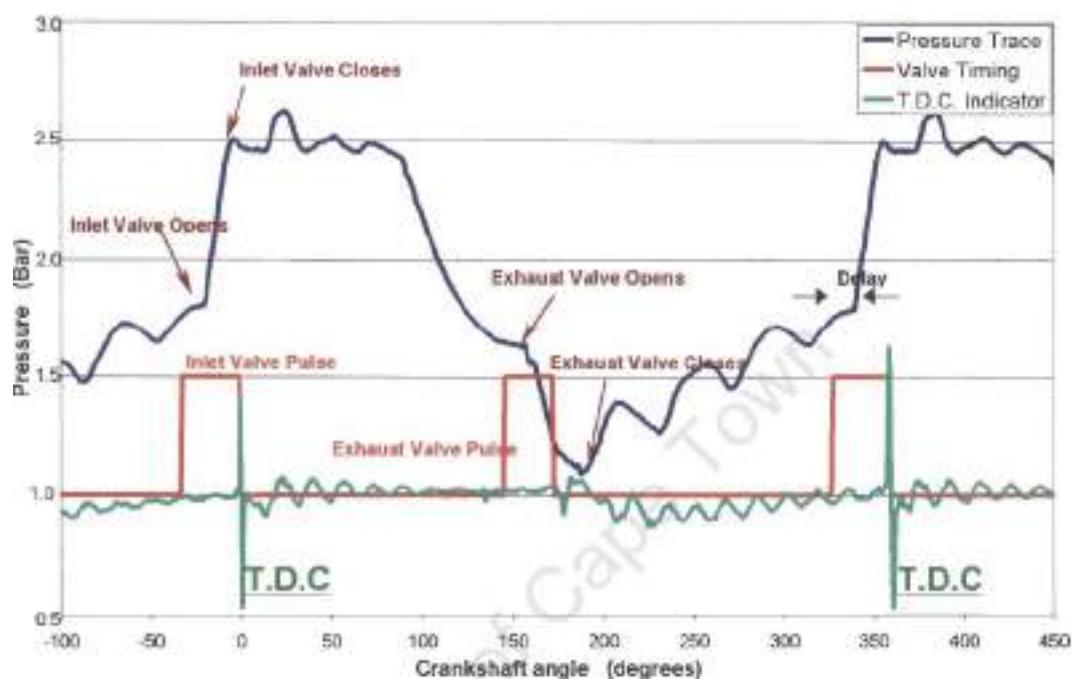


FIGURE 2.16 – Résultats expérimentaux du moteur de Hussey [Hussey, 2000].

2.2.2.4/ MOTEURS DU LABORATOIRE LATEP À PAU

L'étude et la réalisation d'un prototype de moteurs Ericsson ont débuté au LaTEP de Pau en 2002. Sébastien Bonnet a conduit la première thèse qui a permis de dimensionner le moteur [Bonnet, 2005]. C'est par la suite en 2009 que le prototype de moteur a été réalisé (figure 2.17).

Ce moteur utilise un système d'embielage à vilebrequin contrarotatif dit de Lancaster visible figure 2.18. Son principal intérêt réside dans la diminution des efforts latéraux du piston sur le cylindre. On retrouve une importante similarité au niveau des enceintes de compression et de détente en comparaison avec le moteur de Fryer [Fryer, 1973]. Celles-ci sont en effet matérialisées par un piston double effet, dont la face supérieure permet une variation du volume du détendeur, de manière inverse à la face inférieure pour le volume du compresseur. Le système d'actionnement des soupapes est composé d'un arbre à cames relié à l'arbre moteur par une chaîne.

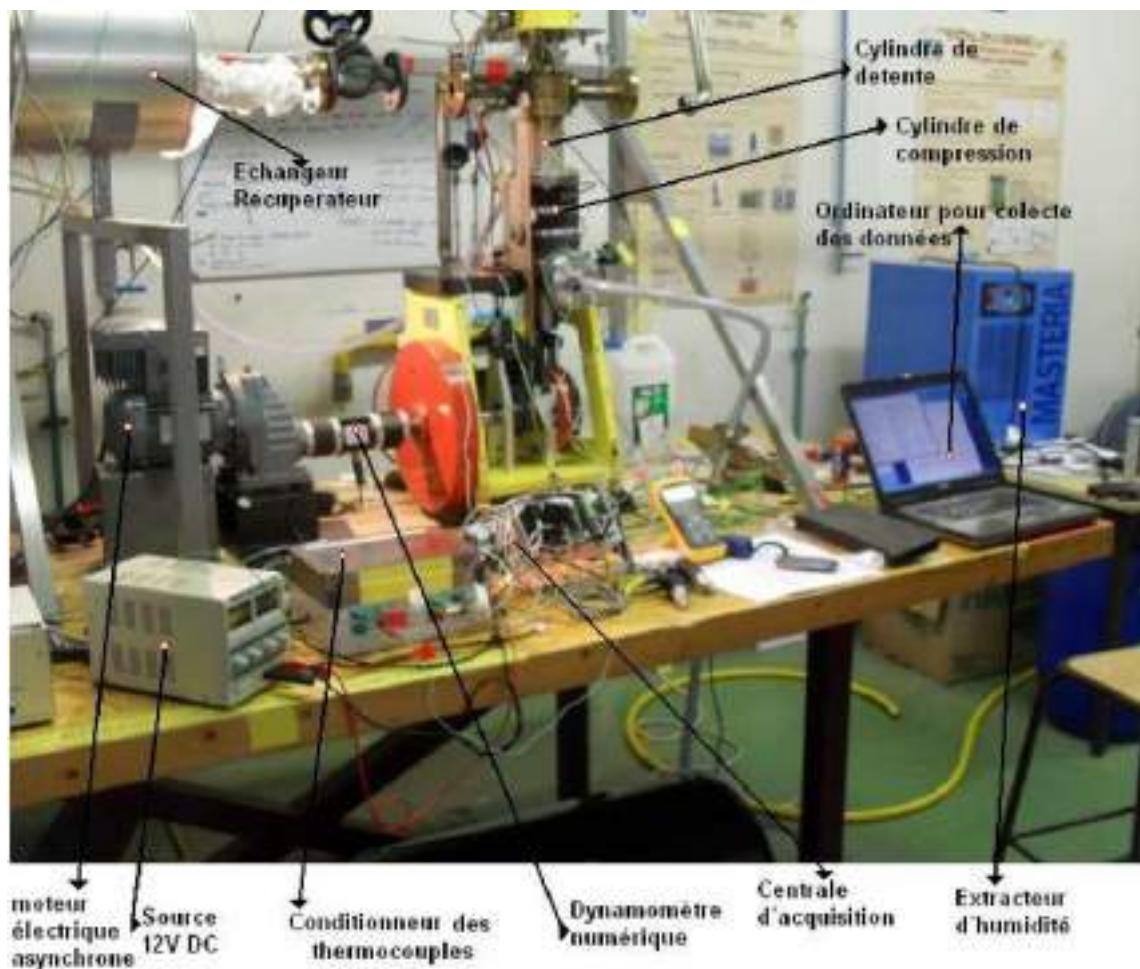


FIGURE 2.17 – Banc d'essais du moteur Ericsson du LaTEP de Pau [Fula Rojas, 2015].



FIGURE 2.18 – Emballage du moteur [Fula Rojas, 2015].

En 2010, grâce aux travaux de la thèse de Frédéric Lontsi [Lontsi, 2010] qui seront détaillés plus tard dans ce manuscrit, les différents temps d'ouverture et de fermeture des soupapes ont été définis pour chaque enceinte. La même année, Abdou Touré soutient sa thèse intitulée « Étude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule. » [Touré, 2010]. Concernant la partie expérimentale, des problèmes de fuites ont été identifiés au niveau des guides soupapes modifiant ainsi la masse de gaz réellement présente dans chaque enceinte. De plus, la mesure de température instantanée s'est révélée difficile à cause des capteurs relativement fragiles. Une campagne d'essais sans charge et entraînée par un moteur électrique a permis de quantifier les frottements à sec et visqueux du cylindre. En 2015 Manuel Alejandro Fula Rojas soutient sa thèse intitulée « Modélisation thermique, thermodynamique et expérimentation d'un moteur Ericsson à air chaud à cycle de Joule. » [Fula Rojas, 2015]. Une décomposition en trois modes de fonctionnement différents (Types A, B, C) y est présentée, respectivement pour :

- 1. Mode A** : une alimentation avec de l'air comprimé d'un réseau externe,
- 2. Mode B** : l'entraînement du prototype avec un moteur auxiliaire,
- 3. Mode C** : un bouclage complet au niveau fluidique, le moteur entretient son fonctionnement grâce à une source chaude.

Malheureusement, de très nombreuses périodes d'indisponibilités du prototype ont réduit considérablement les essais réalisés, d'autant plus que les correctifs appliqués n'ont pas donné satisfaction. À cela, se sont ajoutées des difficultés de mesures liées en particulier à la chaîne d'acquisition des capteurs de température dont les résultats n'ont pas pu être exploités de manière significative afin de définir quelle corrélation de transferts thermique est la plus adaptée [Sassi et al., 2016]. Les données de pression illustrées figure 2.19b sont similaires à ce qui a été trouvé dans la littérature antérieure [Hussey, 2000], [Fryer, 1973].

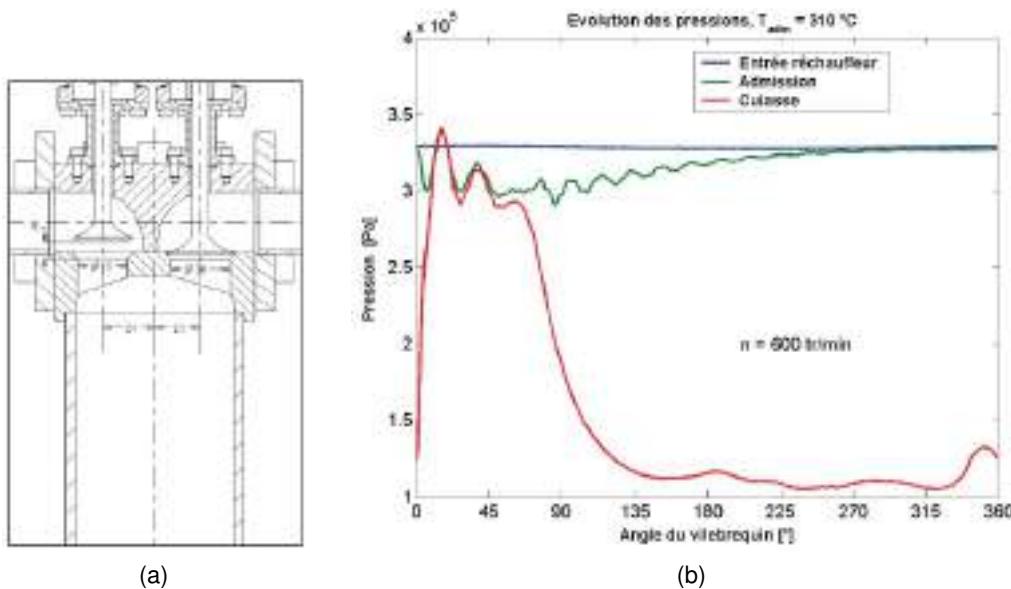


FIGURE 2.19 – (a) Soupapes du banc d'essais du moteur Ericsson du LaTEP de Pau. (b) Résultats de mesure de pression dans le prototype de [Fula Rojas, 2015].

La dernière thèse soutenue en 2019 par Max Keller Ndame Ngangue porte sur la réalisation d'une M.A.C.E. à piston liquides. L'auteur présente les différentes problématiques rencontrées lors des travaux des précédentes thèses. Il identifie notamment des fuites au niveau du fluide contenu dans les enceintes mais aussi l'importante consommation d'énergie du système d'actionnement des soupapes. Fort de ce constat, un prototype à piston liquide est construit, il remplace le traditionnel dispositif piston / segments / cylindre, (figure 2.20).



FIGURE 2.20 – Banc d'essais de [Ngangue et al., 2019].

Une culasse de moteur de motocyclette a été modifiée afin de piloter les soupapes à partir de distributeurs et de vérins pneumatiques, (figure 2.21). Le raccordement de la charge mécanique de type frein à poudre illustré à la figure 2.22, a limité la quantité d'essais prévus à cause d'un problème d'arc-boutement du système d'arbre / bielle utilisé.



FIGURE 2.21 – Vérins et distributeurs pneumatique du banc d'essais de [Ngangue et al., 2019].



FIGURE 2.22 – Vérins et distributeurs pneumatique du banc d'essais de [Ngangue et al., 2019].

En conclusion de ce travail, le problème d'étanchéité a bien été résolu, le système de commande par vérin pneumatiques est opérationnel, et enfin, le concept du moteur est présenté comme pertinent et il n'a pas montré de problème en dehors du dispositif de charge.

2.2.2.5/ MOTEUR DU LABORATOIRE TEMPO DE VALENCIENNES

Dans le cadre du projet Sylwatt porté par le laboratoire TEMPO de l'université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, Marie Creyx soutient une thèse en 2014. Le sujet était « Étude théorique et expérimentale d'une unité de microcogénération biomasse avec un moteur Ericsson ». Un prototype de moteur illustré figure 2.23a a été réalisé sur une base de moteur à quatre temps à combustion interne dont les soupapes et le système de culbuteur ont été modifiés afin de réaliser le cycle de Joule / Brayton externe deux temps à cycle ouvert. Il n'était pas prévu d'ajouter un échangeur récupérateur. Le banc de test réalisé, figure 2.23b, se veut modulaire en permettant de faire des essais sur la partie échangeur seule, enceinte de détente seule, système complet, etc..

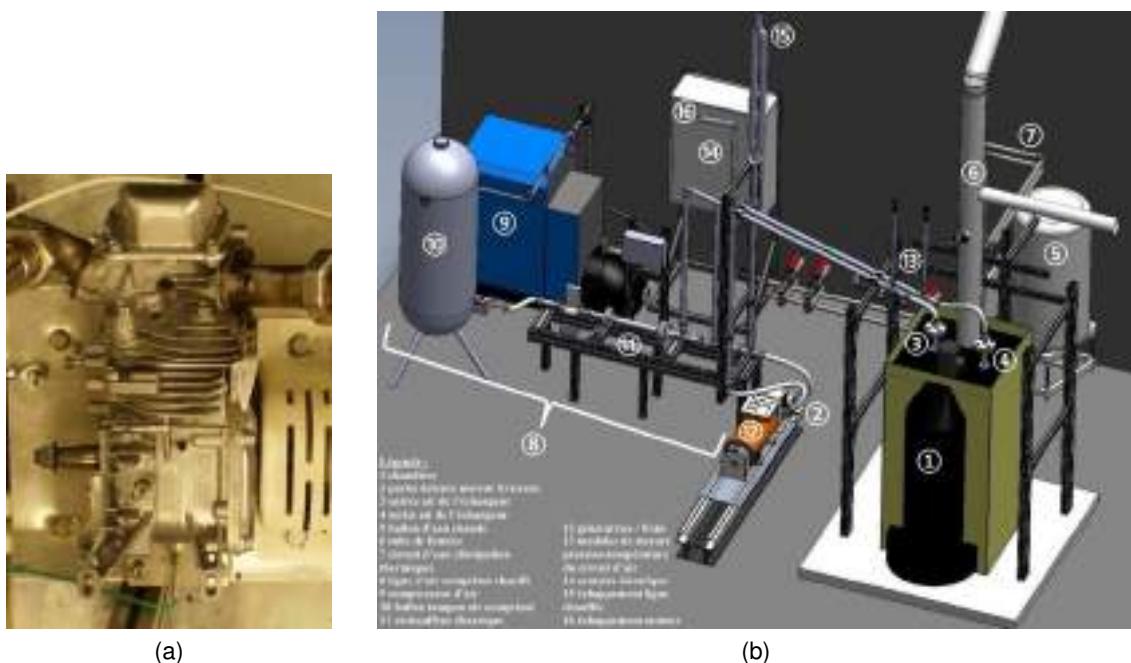


FIGURE 2.23 – (a) Enceinte de détente du moteur du TEMPO à Valenciennes. (b) Banc d'essais modulaire du projet Sylwatt. [Creyx, 2014]

Les essais expérimentaux relatifs à l'enceinte de détente présentée se limitent à un fonctionnement entraîné par une génératrice afin de quantifier les pertes par frottement. Les résultats obtenus ne disposent pas d'une fiabilité suffisante à cause des vibrations générées par le dispositif. La grande disparité des harmoniques n'a pas permis de mettre en place un filtre pour les données.

2.2.2.6/ MOTEURS DU LABORATOIRE FEMTO-ST ET D'ASSYSTEM À BELFORT

Le laboratoire FEMTO-ST à Belfort travaille depuis plus de 20 années dans le domaine des M.A.C.E. sous l'impulsion du professeur François Lanzetta. En 2012, la société d'ingénierie Assystem noue un partenariat avec le laboratoire pour la construction et l'étude d'un moteur. Cela commence tout d'abord par la thèse de Mathieu Doubs dont le sujet est « Étude théorique et expérimentale d'une enceinte de détente de M.A.C.E. à soufflet métallique et à cylindrée variable ». Un brevet a été déposé par l'industriel dont l'innovation était le sujet de cette thèse. Celui-ci proposait notamment de remplacer les pistons/cylindres par des soufflets métalliques visibles sur l'illustration 2.24, d'utiliser une bague de compensation de pression pour diminuer l'énergie d'actionnement de la soupape d'admission illustrée figure 2.24b, mais aussi de placer les enceintes en ligne de façon à pouvoir faire varier la cylindrée des deux volumes au cours du fonctionnement.

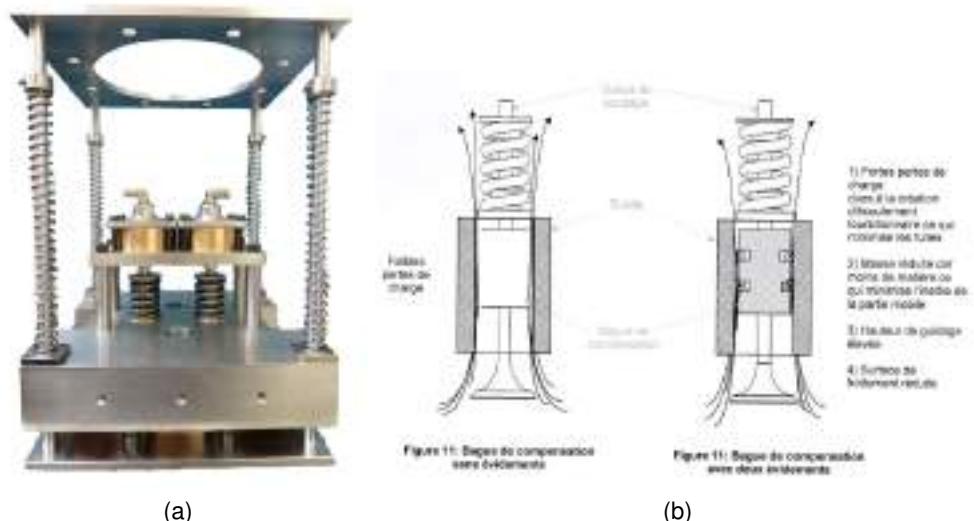


FIGURE 2.24 – (a) Prototype du moteur Indeho. (b) Bague de compensation. [Bryon, 2011]

Le premier prototype construit par l'industriel n'a pas apporté les résultats escomptés en particulier à cause de fuites au niveau des dispositifs d'isolation du volume de détente, mais aussi de défaut de guidage mécanique. Lors de cette déconvenue, il a été décidé de reprendre entièrement la conception du moteur. Chaque nouveau prototype avait pour but de valider un sous-ensemble. En ce sens, une dénomination des différents prototypes en « GEN » pour génération a été mise en place. L'illustration 2.25 retrace les évolutions des trois générations ayant vu le jour durant les travaux de thèse de Mathieu Doubs.

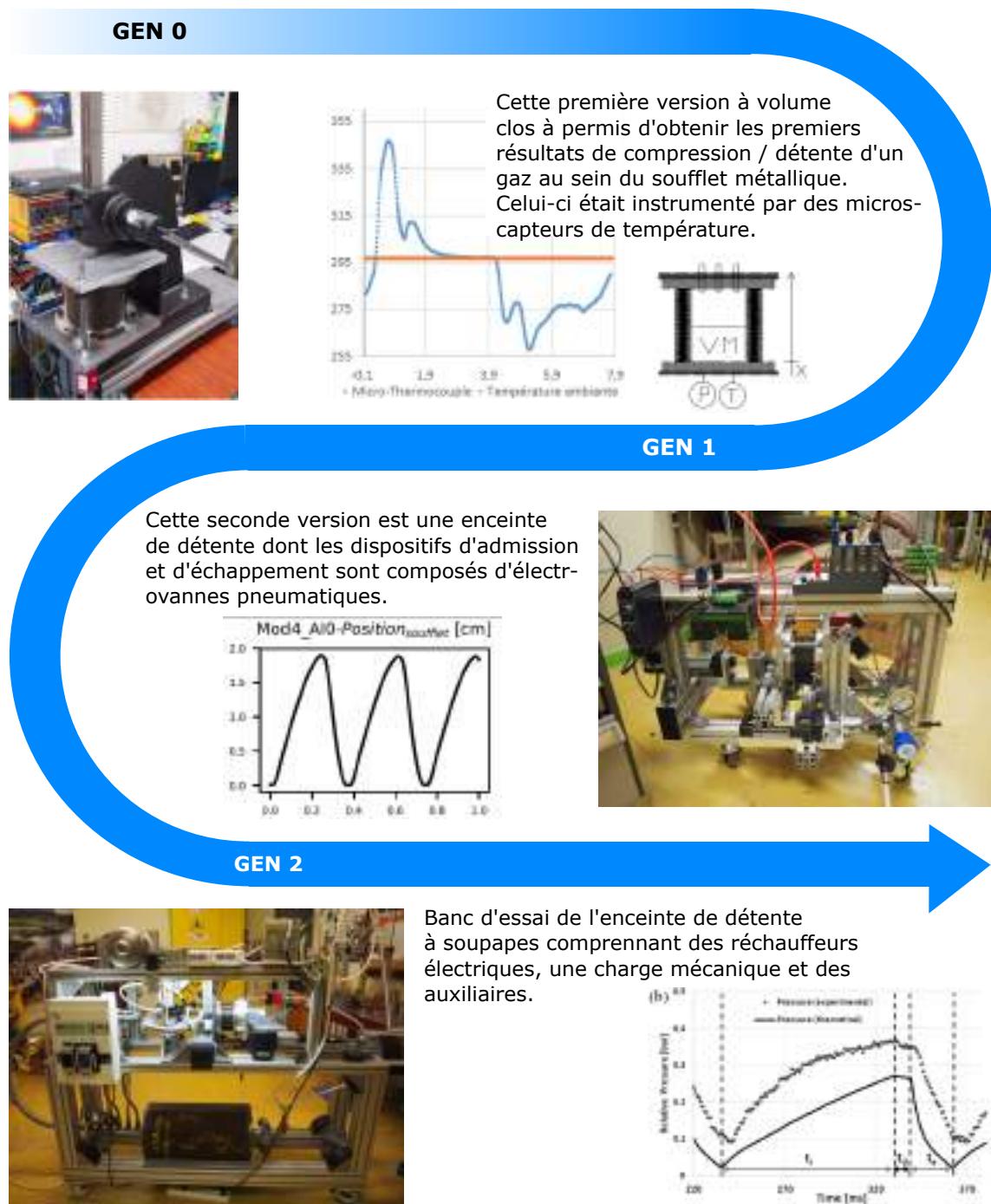


FIGURE 2.25 – Évolution des différentes générations du moteur, [Doubs et al., 2015b], [Doubs et al., 2015a].

Un pilotage proportionnel a également été adjoint au système d'actionnement des soupapes. Une électrovanne proportionnelle est pilotée par une électronique de commande en boucle fermée et contrôle ainsi le déplacement des vérins pneumatiques liés mécaniquement aux soupapes. Le réglage des P.I.D. a représenté une grande difficulté, d'autant plus que les caractéristiques mécaniques ne sont pas constantes dans le temps à cause notamment de l'usure importante des guidages et joints.

Le système de compensation du volume mort et le guidage linéaire du moteur ont également apportés leurs lots de problèmes comme une étanchéité imparfaite de l'enceinte et un désalignement axial. Malgré tout, de nombreux résultats ont été obtenus tant en charge qu'à vide pour une gamme de pression comprise entre 0,2 bar et 1 bar avec différents types de contrôle du moteur (« temps », « position », « pression »).

En 2015, une enceinte de détente illustrée figure 2.26 a été développée par [Ranc et al., 2015] à partir d'un moteur thermique à quatre temps dont la culasse a été remplacée par un système associant des vannes pneumatiques haute température (400°C). Un échangeur composé de mini-tubes conçus pour ce moteur a été réalisé et a fait l'objet d'une étude expérimentale. Celui-ci était instrumenté avec des microthermocouples de type K de $25,4\ \mu\text{m}$ de diamètre afin de mesurer la température du fluide dans les canaux, voir illustration figure 2.27. Un compresseur à clapets avait été relié à l'arbre détendeur afin de générer une charge. Les essais ont permis d'atteindre une température d'air dans l'enceinte proche de $150\ ^{\circ}\text{C}$ à $8,1\ \text{Hz}$. La température était alors trop basse pour permettre un fonctionnement du moteur sans air comprimé complémentaire. Un travail d'isolation et d'amélioration de l'efficacité de l'échangeur sont des pistes d'améliorations privilégiées.

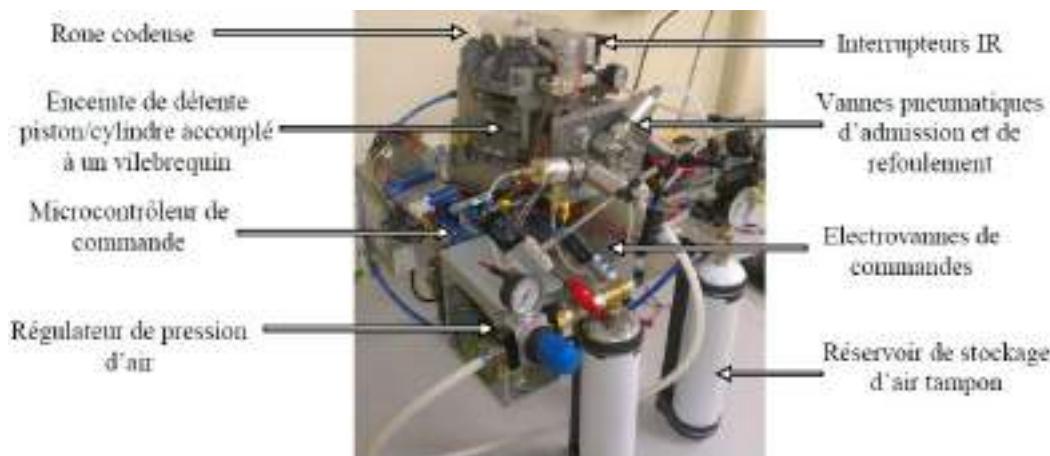


FIGURE 2.26 – Enceinte de détente.

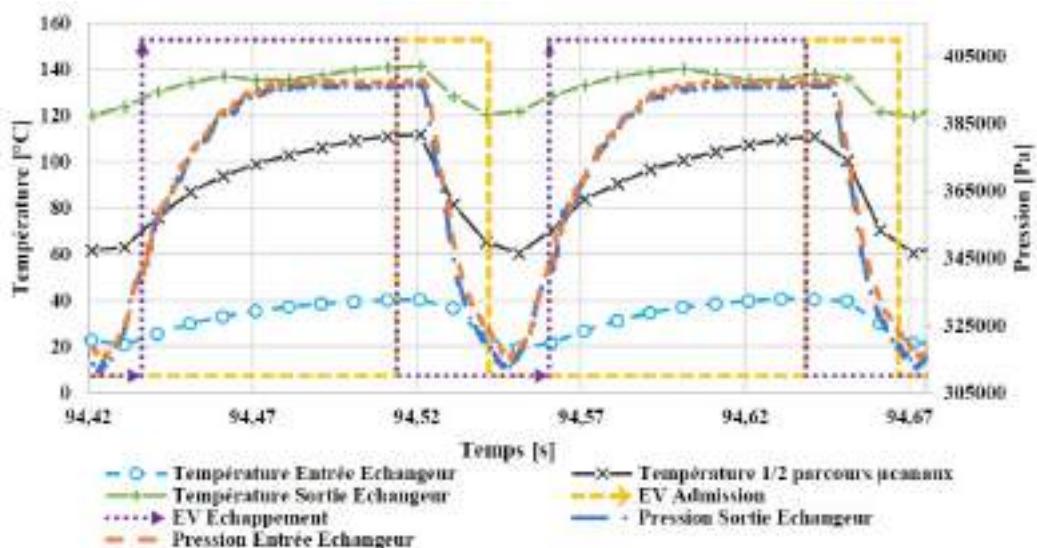


FIGURE 2.27 – Résultats expérimentaux de pression en fonction de la température dans l'échangeur.

2.2.2.7/ SYNTHÈSE DES RÉALISATIONS CONTEMPORAINES

Le récapitulatif table 2.1, montre qu'il existe environ une quinzaine de prototypes différents qui ont été conçus depuis l'invention en 1833 par John Ericsson du premier M.A.C.E. dont les enceintes sont munies de dispositifs d'isolation. Chacun dispose de particularités dans leur conception. On peut remarquer que les travaux contemporains sont en majorité tournés vers une configuration à enceintes colinéaires avec piston double effet ou double piston, proche du brevet de 1858 et 1860. Ces travaux ne représentent qu'une infime fraction des publications si on les compare à ceux des technologies de moteur à combustion interne. En suivant la classification établie à la page 21 et d'après les informations compilées des travaux contemporains, seulement trois prototypes ont atteint un fonctionnement de type C, le dernier en date remonte à l'année 2000. Depuis, tous les travaux n'ont pas dépassé le mode A. Néanmoins, ces travaux n'en sont pas pour autant vides d'intérêts. En effet, l'élément le plus important à retenir est certainement d'avoir un moteur avec le moins de fuites de fluides possibles. Aussi, l'échangeur de chaleur est en fonction de la configuration moteur choisie, une partie extrêmement sensible et difficile à concevoir. Son efficacité doit être maximale tout en ayant la plus faible perte de charge et être capable de résister à des hautes températures et hautes pressions. Le plus souvent, les auteurs proposent des pistes sérieuses d'améliorations dont certaines sont reprises par d'autres études, mais rarement au-delà du stade théorique.

2.2. MOTEURS DITS DE TYPE ERICSSON

29

Référence	Pays	Technologie	Cycle thermodynamique	Enceinte détente	Enceinte compression	Régénérateur	Configuration	Fonctionnement
[Ericsson, 1833]	U.S.A.	Volumétrique rotative	Joule Brayton fermé	X	X	X	Enceintes séparées	Mode C
[Ericsson, 1851]	U.S.A.	Volumétrique rotative	Ericsson ouvert	X	X	X	Enceintes colinéaires, double piston	Mode C
[Ericsson, 1856]	U.S.A.	Volumétrique rotative	?	X	X	X	Enceintes séparées	?
[Ericsson, 1858]	U.S.A.	Volumétrique rotative	?	X	X	X	Enceintes colinéaires	Mode C
[Ericsson, 1860]	U.S.A.	Volumétrique rotative	?	X	X	X	piston double effet	?
[Ericsson, 1880]	U.S.A.	Volumétrique rotative	Stirling	X	X	X	Enceintes colinéaires, double piston	?
[Fryer, 1973]	U.S.A.	Volumétrique rotative	Joule Brayton fermé	X	X	X	Enceintes colinéaires, piston + déplaceur	Mode C
[Brzeski et al., 2001]	Pologne	Volumétrique rotative	Joule Brayton fermé avec chauffage isochore	X	X	X	Enceintes colinéaires, piston double effet	Mode C
[Hussey, 2000]	Afrique du Sud Pau, France	Volumétrique rotative	Ericsson fermé	X	X	X	Enceintes colinéaires, piston double effet	Mode C
[Touré, 2010]	France	Volumétrique rotative	Joule Brayton ouvert	X	X	X	Enceintes colinéaires, piston double effet	Mode A
[Ngangue, 2019]	France	Volumétrique rotative	Joule Brayton ouvert	X	X	X	Enceintes séparées, pistons liquides	Mode A

Référence	Pays	Technologie	Cycle thermodynamique	Enceinte détente	Enceinte compression	Régénérateur	Configuration	Fonctionnement
[Creyx, 2014]	Valenciennes, France	Volumétrique rotative	Joule Brayton ouvert	X			Enceinte de détente seul	NA
[Doubts, 2019]	Belfort, France	Volumétrique linéaire	Ericsson ouvert	X			Enceinte de détente linéaire	Mode A
[Ranc et al., 2015]	Belfort, France	Volumétrique rotative	Joule Brayton ouvert	X	X		Enceintes séparées	Mode A

TABLE 2.1 – Tableau récapitulatif des moteurs expérimentaux.

2.2.3/ ÉTUDES THÉORIQUES

Les études théoriques sont très nombreuses dans la littérature scientifique. Beaucoup de travaux contemporains projettent le moteur Ericsson dans une utilisation de type cogénération. Il est difficile de faire une synthèse exhaustive de toutes les études théoriques menées. En conséquence, seuls les travaux significativement proches du sujet de ce manuscrit seront présentés. Les études théoriques que l'on rencontre dans la littérature sont de natures différentes en fonction du niveau de modélisation qui y est mis en œuvre. Pour une majorité, elles se limitent à une étude thermodynamique seule, en régime permanent. Dans certains cas, d'autres auteurs développent un couplage physique entre la thermodynamique, la mécanique et parfois même la mécanique des fluides.

2.2.3.1/ ÉTUDES THÉORIQUES DE FRYER [FRYER, 1973]

Un code de calcul permettant le dimensionnement du prototype de Fryer est développé en 1973. Le cycle thermodynamique programmé est proche de celui de Joule / Brayton externe fermé à l'exception de la phase de compression / détente, car un calcul des flux thermiques est réalisé. Le pas de calcul pour l'intégration est d'un degré de vilebrequin. Tous les 360° une révolution moteur est réalisée. Pour chaque cycle, un calcul de l'efficacité et du travail adimensionnalisé sont effectués. Le modèle numérique est très complet et prend en compte de nombreux paramètres physiques, dont certains, avec des hypothèses simplificatrices :

- calcul de la masse de gaz,
- calcul de la température,
- calcul de la pression,
- calcul des volumes,
- calcul des sections de passages des dispositifs d'isolation,
- prise en compte des pertes par frottements mécaniques,
- prise en compte de l'efficacité des échangeurs,
- prise en compte des frottements fluides,
- prise en compte des flux de chaleur aux parois.

Néanmoins, il est à noter que l'équation de la mécanique n'est pas résolue. De plus, les volumes morts sont considérés comme nuls et l'efficacité des enceintes égale à 100 %.

Les résultats typiques obtenus sont illustrés figure 2.28. La comparaison avec les résultats expérimentaux a montré que les performances théoriques sont bien supérieures à ce qui est obtenu. Des fuites de fluide sont considérées comme en partie responsables.

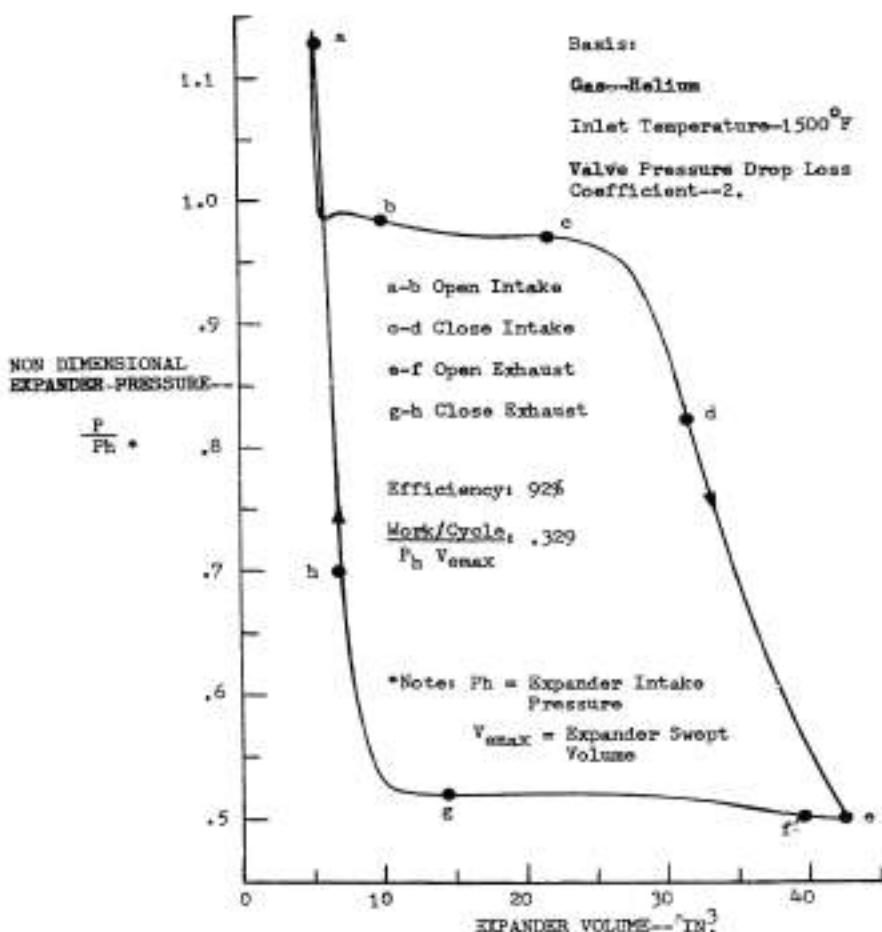


FIGURE 2.28 EXPANDER P-V DIAGRAM AT 2000 RPM (CALCULATED)

FIGURE 2.28 – Illustration d'un résultat de simulation de [Fryer, 1973].

2.2.3.2/ ÉTUDES THÉORIQUES DE KAZIMIERSKI ET WOJEWODA

Les deux auteurs ont tout d'abord modélisé le fonctionnement d'un moteur à cycle deux temps à enceinte colinéaire et à piston double effet illustré figure 2.29 [Kazimierski et al., 1995].

Le modèle conçu résout les équations :

- de l'énergie,
- de conservation de la masse,
- d'état du fluide,
- d'actionnement des organes de coupure.

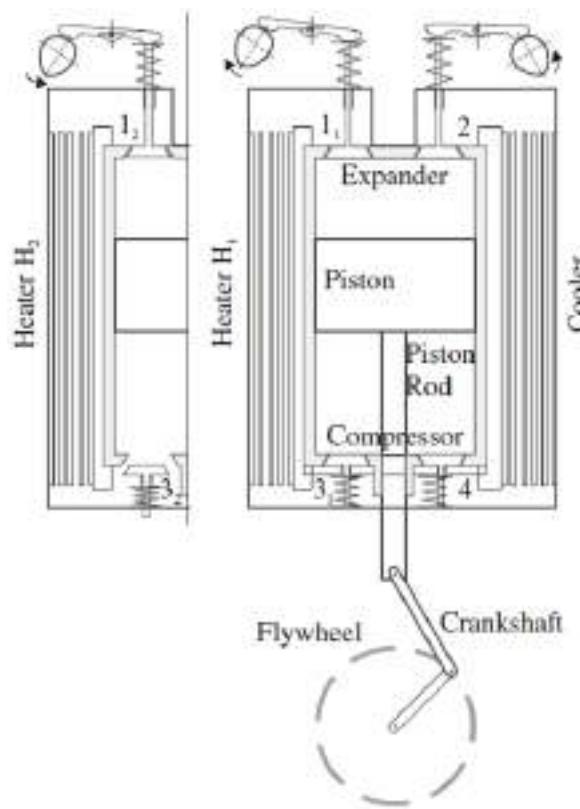


FIGURE 2.29 – Schéma du moteur théorique à enceintes colinéaires et piston double effet [Kazimierski et al., 2011].

Les hypothèses sont :

- la quantité de chaleur générée par les irréversibilités de détente est transmise à la paroi du cylindre,
- l'énergie cinétique est négligeable comparativement à l'énergie interne,
- les valeurs de capacité thermique du gaz sont constantes et égales à une valeur considérée comme moyenne dans la plage d'essais,
- le flux de chaleur entre le gaz et les parois est calculé à partir d'un coefficient de convection,
- les échangeurs sont supposés à contre-courant,
- le calcul des débits massiques est réalisé à partir de l'équation de la dynamique des fluides et d'un coefficient permettant de définir la section effective de passage dans les organes de coupure,
- l'évolution dans le refroidisseur est de type isobare (volume grand devant la quantité d'air en transit),
- l'évolution dans le refroidisseur est de type isochore (volume inférieur à celui du détendeur),
- deux types de modélisation d'échangeur chaud ; la première est uniquement dépendante du temps tandis que la seconde subdivise le volume de l'échangeur chaud en « n » volumes élémentaires pour augmenter la précision du calcul comme illustré figure 2.30

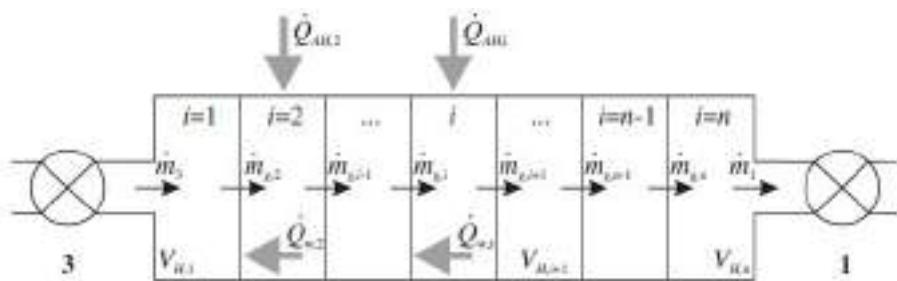


FIGURE 2.30 – Décomposition de la simulation de l'échangeur en « n » volumes élémentaires [Kazimierski et al., 2011].

Les auteurs concluent en indiquant que la performance du moteur est directement liée à la quantité de chaleur que l'on est en mesure d'apporter au fluide de travail. De plus, les résultats présentés pour ce modèle sont soulignés comme étant théoriques et dépendant de la capacité à réaliser un chauffage isochore ce qui n'a pas été démontré comme possible ou d'une très faible efficacité lors des essais expérimentaux. Toutefois, les performances théoriques annoncées sont relativement importantes et indiquent que la capacité à réaliser ce cycle en pratique serait avantageuse du point de vue de l'amélioration de l'efficacité.

Par la suite, ayant mis en avant que l'apport de chaleur était insuffisant, les auteurs proposent une autre solution technologique illustrée figure 2.31a [Kazimierski et al., 2011]. Deux systèmes de recirculation de l'air sont installés entre l'entrée et la sortie des réchauffeurs. Des vannes rotatives sont ajoutées afin de conserver un chauffage isochore grâce à une loi d'ouverture spécifique et définie à la figure 2.31b.

Une méthode de résolution par intégration numérique de type Runge Kutta du 4^e ordre a été mise en place pour résoudre le système d'équations différentielles obtenues. Finalement, l'efficacité à $1500 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$ est de 33 % pour une puissance de 22,85 kW. Les auteurs précisent que l'efficacité pourrait être plus importante avec l'utilisation d'un échangeur récupérateur comme cela est le cas dans les moteurs Stirling. Ces résultats sont néanmoins théoriques et nécessitent une validation expérimentale. De plus, il est précisé que les dispositifs de recirculation du fluide dans les échangeurs consomment une puissance non négligeable au regard de la puissance nette délivrée par le moteur.

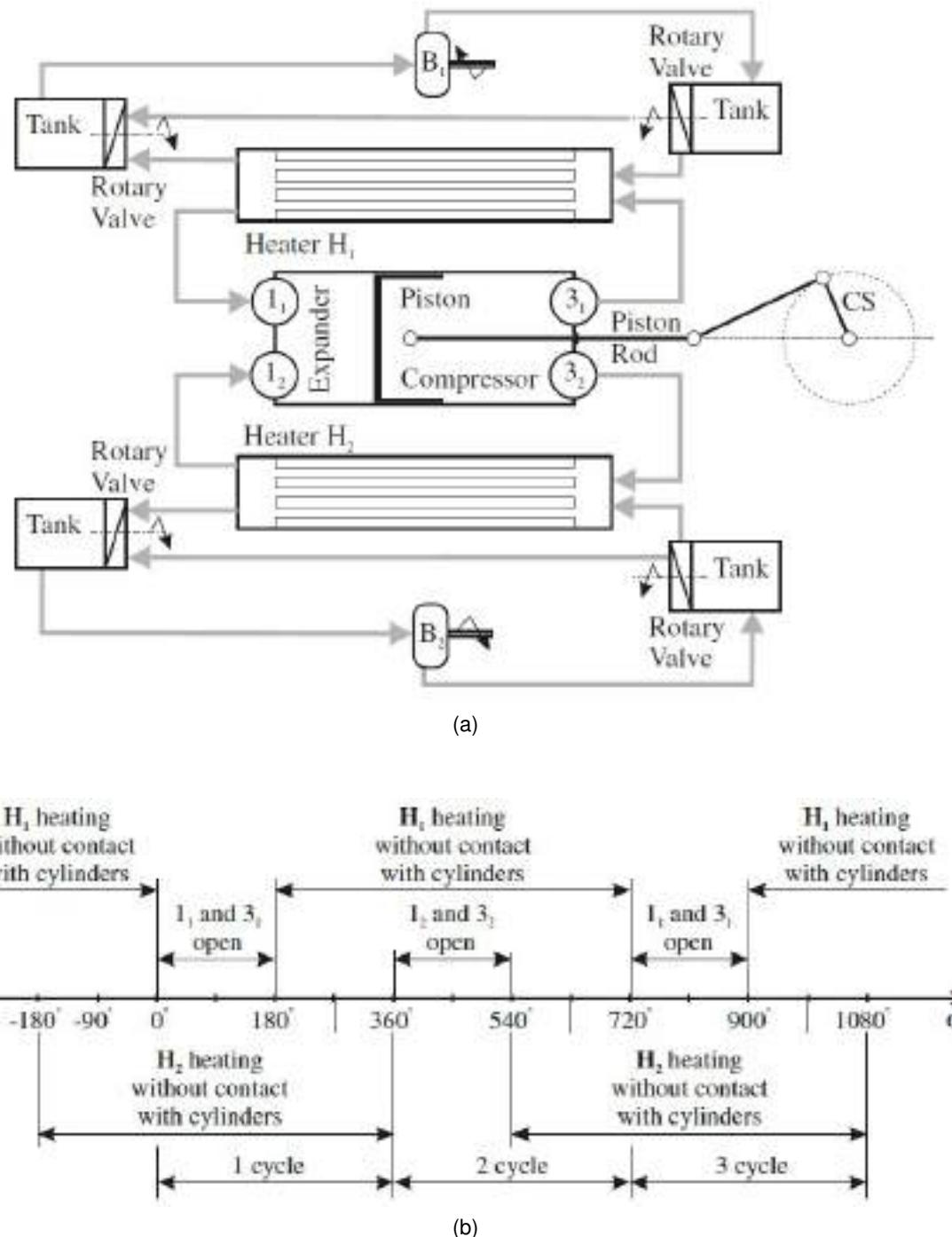


FIGURE 2.31 – (a) Nouveau procédé de chauffage permettant d'augmenter l'échange thermique. (b) Diagramme temporel d'actionnement des soupapes rotatives. [Kazimierski et al., 2011]

Une version à enceintes séparées comprenant des échangeurs d'un plus grand volume est également simulée [Kazimierski et al., 2016b]. Le dispositif de recirculation est toujours présent comme cela est illustré figure 2.32. Les ventilateurs de recirculation consomment aussi une part non négligeable de l'énergie mécanique disponible, dont la valeur minimale est estimée à 10 %. Les équations relatives à ces dispositifs sont alors intégrées au modèle. Il est espéré que l'écoulement dans l'échangeur soit turbulent afin d'augmenter l'échange thermique.

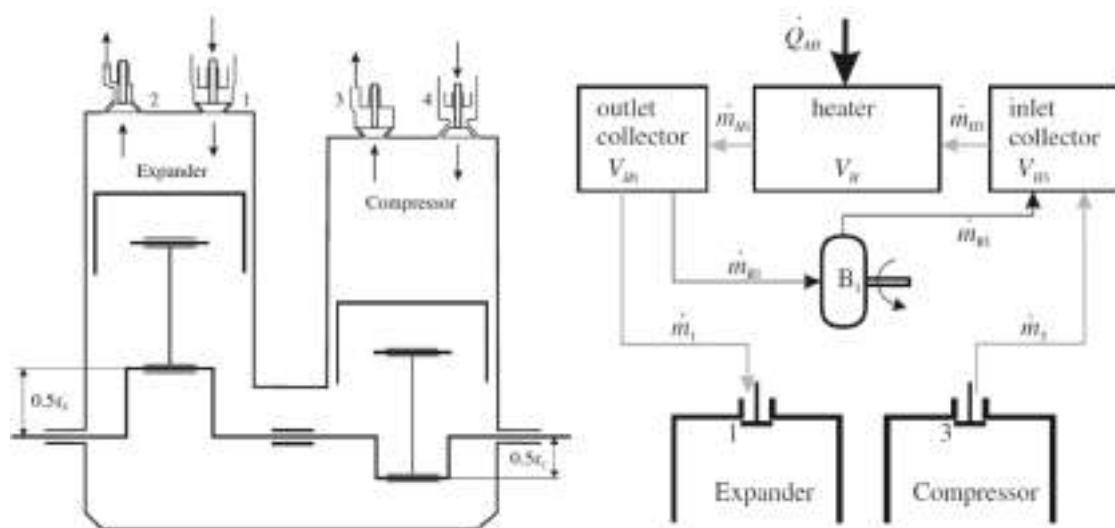


FIGURE 2.32 – Schéma de principe du moteur à enceintes séparées [Kazimierski et al., 1995].

Les auteurs rappellent que le rapport géométrique de compression $\frac{V_C}{V_E}$ (avec V_C volume compresseur et V_E volume du détendeur) est toujours inférieur à 1 dans les M.A.C.E. Les deux graphiques figure 2.33 correspondent aux puissances et rendements théoriques obtenus pour la simulation. La puissance maximale attendue est de 40 kW et le rendement maximum de 38 %.

Les auteurs travaillent également sur la capacité de contrôle du régime de rotation. Trois pistes sont proposées :

- modification de la température de paroi du réchauffeur,
- augmentation / diminution de la masse de gaz du circuit moteur,
- une combinaison des deux solutions précédentes.

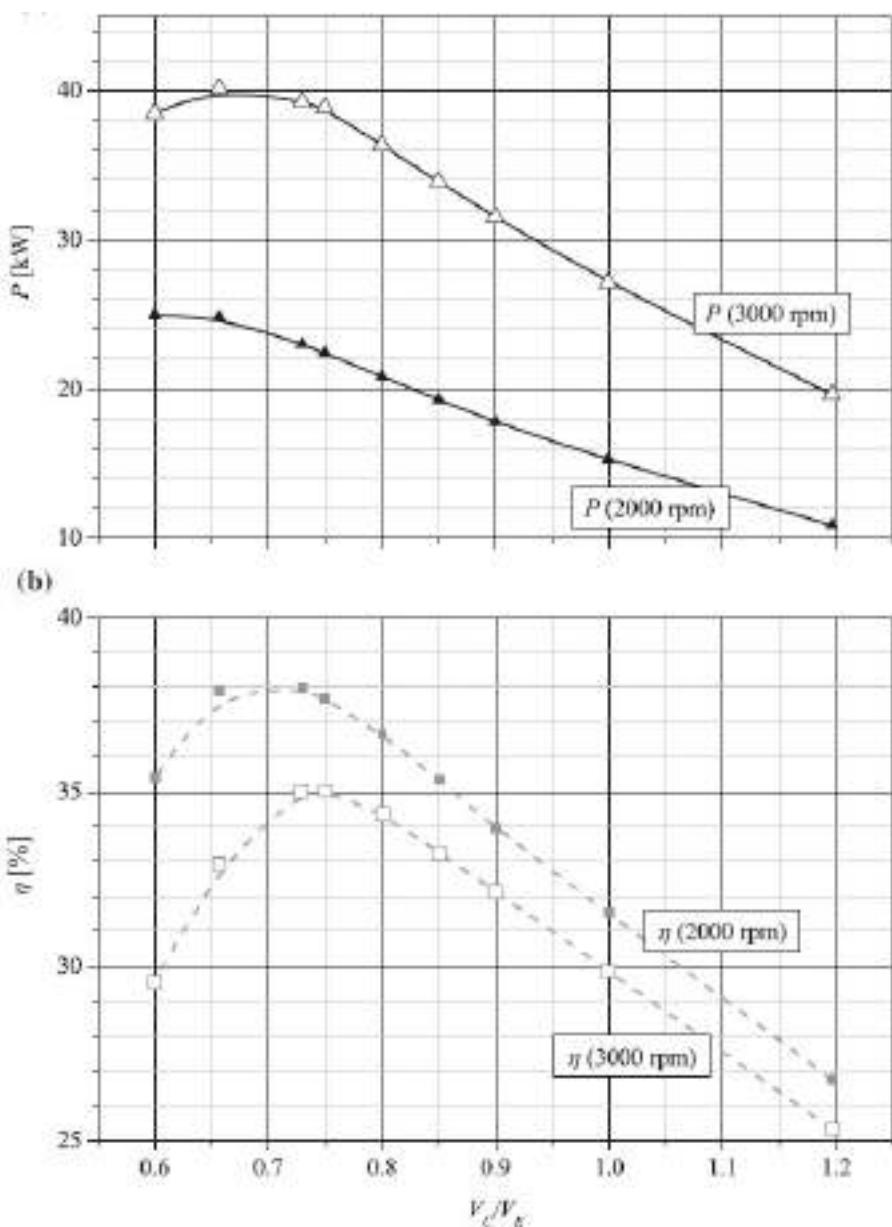


FIGURE 2.33 – Résultats de simulation pour la version à enceintes séparées [Kazimierski et al., 1995].

Les simulations indiquent que la solution « 1 » diminue le couple lorsque la température diminue et inversement lorsque l'on augmente la température. Le cas « 2 » implique une augmentation de la vitesse lorsque la pression augmente et inversement. Finalement, le cas « 3 » entraîne une diminution de la vitesse de rotation encore plus sensible ($290 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$ dans le cas considéré pour $1500 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$ initialement).

En conclusion de ces simulations, les auteurs indiquent que le rendement d'un tel moteur avec recirculation à $1500 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$ est de $27 \text{ kW} \cdot \text{L}^{-1}$ contre $28 \text{ kW} \cdot \text{L}^{-1}$ pour un moteur Stirling, sachant que l'efficacité globale est d'environ 32 %. À $3000 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$ la puissance atteinte est de $55 \text{ kW} \cdot \text{L}^{-1}$ ce qui est significativement plus important qu'un moteur Stirling, l'efficacité globale est d'environ 31 %.

Une dernière version de ce moteur à double piston illustré figure 2.34 est simulée. Cette fois, des chambres de stabilisation de pression sont disposées de part et d'autre des échangeurs chaud et froid. Quatre autres turbines centrifuges sont installées à proximité de ces nouvelles chambres. Le moteur comporte ainsi six turbines si l'on compte celles utilisées pour la recirculation des gaz dans les échangeurs. Les auteurs indiquent deux avantages principaux :

1. l'augmentation du débit massique dans les échangeurs,
2. une augmentation de la température de fluide de travail admis dans le détendeur (figure 2.35).

Néanmoins, les turbines étant interconnectées il est nécessaire qu'elles aient des caractéristiques identiques. Par ailleurs, la suppression des turbines B_1 et B_2 est envisagée pour simplifier la conception bien que cela conduise à une diminution du nombre de Reynolds dans l'échangeur et donc à une diminution de la puissance échangée. Il est alors nécessaire d'augmenter la surface des échangeurs. La conclusion tirée de ces simulations n'indique pas de différence significative en termes de puissance et rendement avec les résultats de la géométrie précédente à deux turbines uniquement. La seule variante réside au niveau des échangeurs qui peuvent maintenant être considérés comme stationnaires.

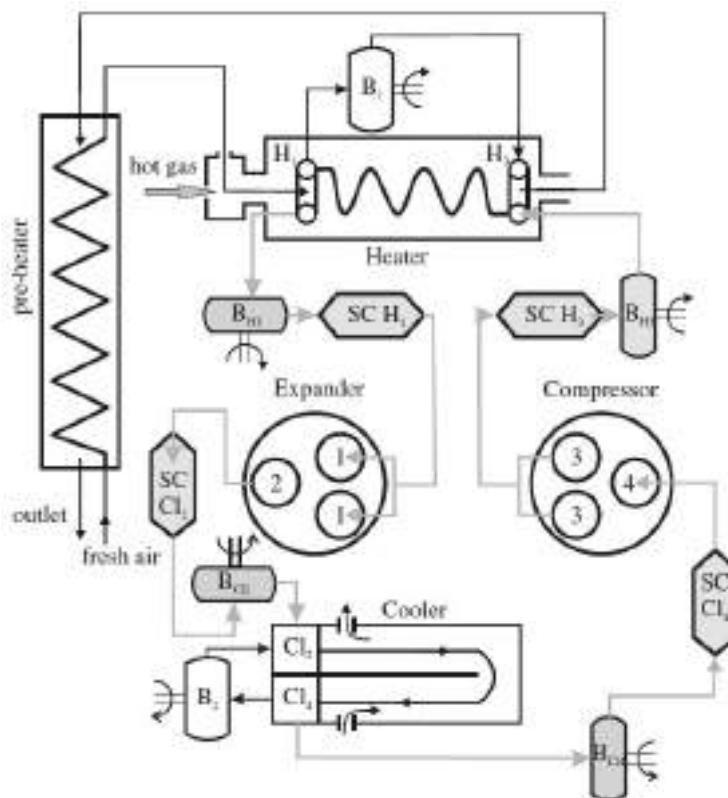


FIGURE 2.34 – Schéma de la version améliorée de moteur deux-temps à enceintes séparées avec l'utilisation de chambres de stabilisation [Kazimierski et al., 2016b].

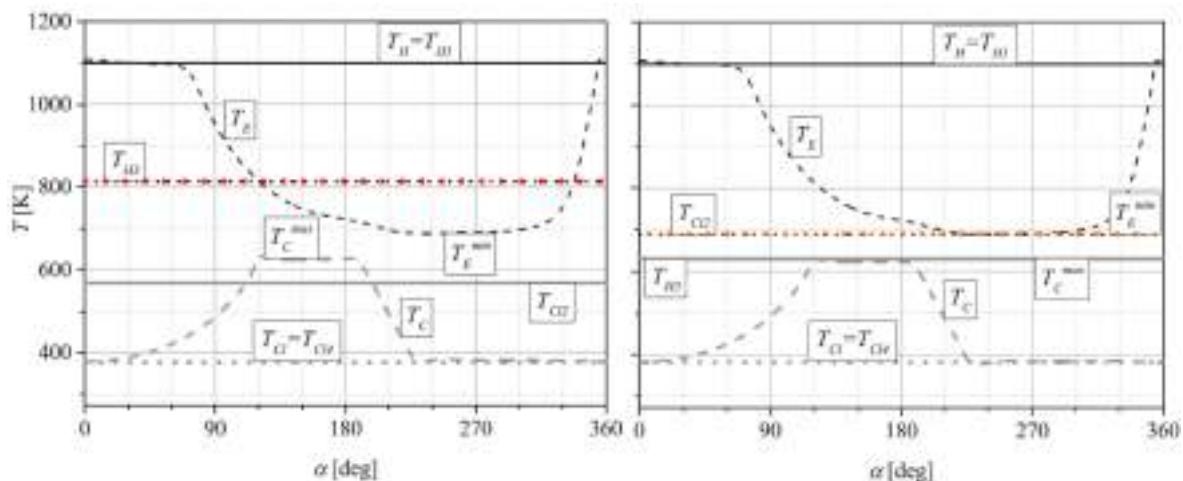


FIGURE 2.35 – Comparaison des deux températures de sortie avec et sans les turbines B_1 et B_2 [Kazimierski et al., 2016b].

Le dernier moteur qui est modélisé par les auteurs suggère l'utilisation d'une seule enceinte qui est à la fois compresseur et détendeur, un tour sur deux (figure 2.36). On retrouve ici le fonctionnement usuel d'un moteur à quatre temps, mais dont l'apport de chaleur est réalisé à l'extérieur de la chambre. Les clapets du compresseur sont remplacés par des soupapes pilotées. La turbine de recirculation est également utilisée. Une simulation numérique de ce système est mise en œuvre de manière similaire à celle présentée précédemment.

Les auteurs suggèrent d'après leurs résultats que la durée de vie d'un tel dispositif serait certainement allongée par rapport au moteur à combustion interne grâce à l'absence d'un pic de pression et des variations de conditions thermodynamiques moins abruptes.

Un test de variation de puissance est également effectué en suivant les mêmes solutions que celles exposées dans la partie précédente. Il en ressort que l'ajout de 20 % de masse augmente d'environ 18 % la vitesse de rotation et que la diminution de 18 % de la masse conduit à une diminution de 26 % de la vitesse. La puissance évolue de 8 kW à 13,6 kW et l'efficacité passe respectivement de 35 % à 33,2 %. Dans le cas d'une augmentation de la température de 78 °C, la vitesse augmente de 20 % tandis que la diminution de 106 °C ralentit le moteur de 31 %. Cela donne une puissance qui varie de 7,5 kW à 13,8 kW et l'efficacité passe respectivement de 34,4 % à 33,8 %. Si les deux sont combinés, la vitesse peut augmenter de 35 % ou diminuer de 58 %, cela pour une variation de puissance de 4,5 kW à 16 kW ; l'efficacité passe respectivement de 35 % à 32,9 %. Les auteurs indiquent toutefois que les températures maximales sont fonction de limitations techniques relatives au matériau choisi, mais aussi, que les hautes vitesses de rotation pourraient être impossibles à obtenir à cause du temps très faible disponible pour l'échange de chaleur. Cette simulation montre que la puissance théorique peut dépasser les $50 \text{ kW} \cdot \text{l}^{-1}$ avec un moteur à un seul cylindre à $3000 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$. Sans échangeur récupérateur, l'efficacité peut atteindre 35 %. Le principal frein à la conception de ce moteur concerne les vannes 1 et 3 qui n'ont aujourd'hui jamais été développées.

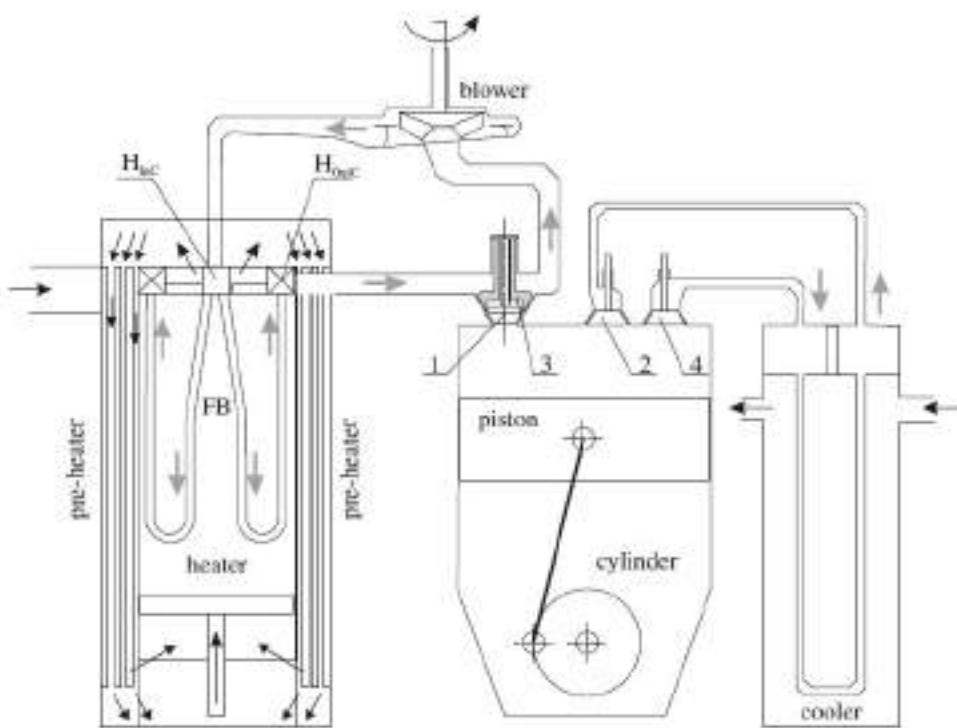


FIGURE 2.36 – Schéma du système à quatre temps et une seule enceinte [Kazimierski et al., 2016a].

2.2.3.3/ ÉTUDES THÉORIQUES DE JOSEPH HUSSEY [HUSSEY, 2000]

L'étude théorique menée ici est proche des travaux déjà présentés précédemment. Le moteur est constitué de deux enceintes colinéaires à un piston double effet dont la modélisation est faite suivant la figure 2.37. La résolution a été effectuée à partir d'une macro du logiciel Excel pour chaque angle de vilebrequin. Sont modélisés ensemble, l'enceinte de détente, le régénérateur, les flux thermiques avec le milieu extérieur, et les débits massiques. Le compresseur est modélisé séparément avec une loi polytropique et une cinématique telle que définie par le système mécanique utilisé (moteur volumétrique alternatif). Les données principales utilisées sont reportées dans la table 2.38a et les principaux résultats dans la table 2.38b.

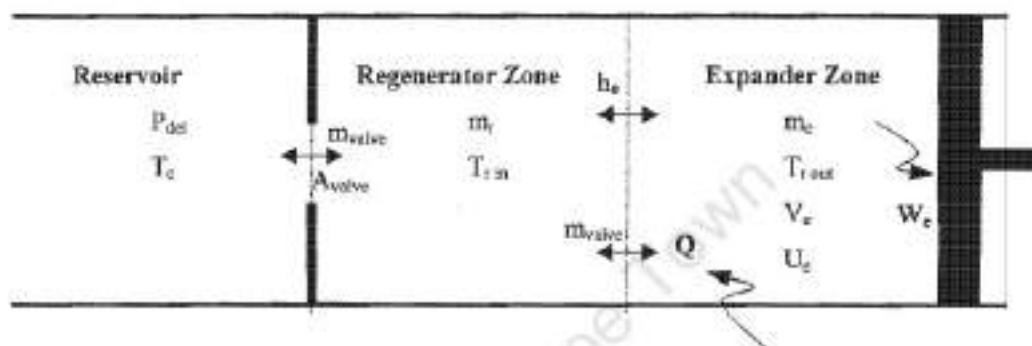


FIGURE 2.37 – Schéma de principe de la simulation numérique établie.

Parameter	Value	Unit
Delivery (High) Pressure	12	Bar
Exhaust (Low) Pressure	5	Bar
Initial Temperature	20	°C
Engine Speed	200	rpm
Heater Wall Temperature	700	°C
Diameter Displacer Piston	75.5	mm
Length Displacer Piston	250	mm
Diameter Expansion Cylinder	77	mm
Piston Clearance	3mm	mm
Regenerator inlet Temperature	30	°C
Inlet Valve Opening Position	0	Degrees from TDC
Inlet Valve Opening Position	80	Degrees from TDC
Inlet Valve Opening Position	170	Degrees from TDC
Inlet Valve Opening Position	280	Degrees from TDC
Diameter Valve Throat	12.7	mm
Valve Response Time	21	msec

Parameter	Value	Unit
Compression Work	38	J
Expansion Work	51	J
Total Work Done	29	J
IMEP	1.7	Bar
Thermodynamic Efficiency	42	%
Power	144	W

(a)

(b)

FIGURE 2.38 – (a) Table de paramètres de simulation. (b) Table de performances. [Hussey, 2000]

Les auteurs indiquent que l'allure des courbes (figure 2.39) est similaires entre la simulation et l'expérimentation, mais que la différence de pression effective mesurée et théorique est le plus souvent importante. Les ondes de pression non modélisées pourraient en être la cause. De plus, des fuites de fluide de travail au niveau du prototype peuvent rendre difficile la comparaison.

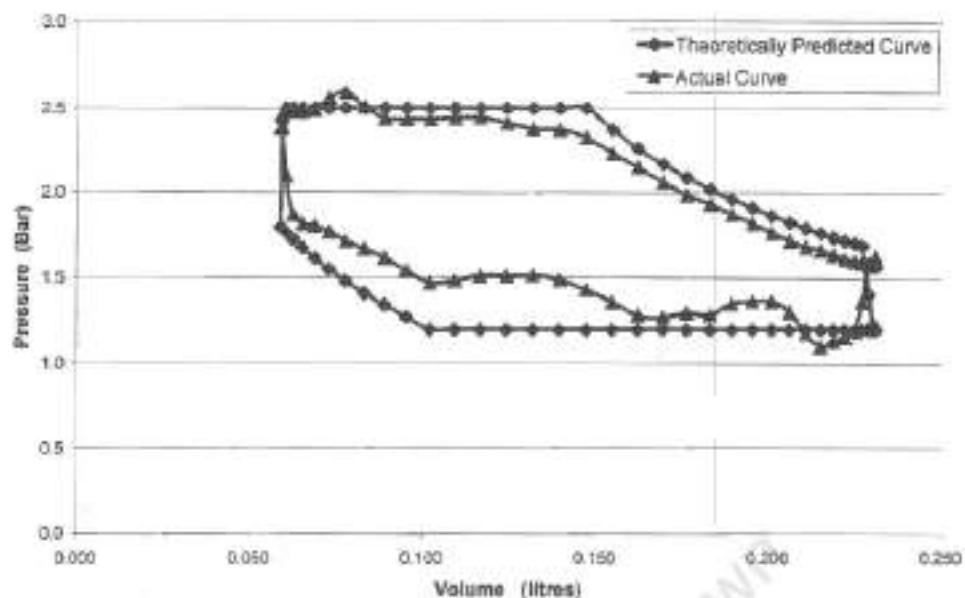


FIGURE 2.39 – Comparaisons expérimentale et théorique [Hussey, 2000].

2.2.3.4/ ÉTUDES THÉORIQUES DU LABORATOIRE LATEP DE PAU

Une étude énergétique, exergétique et exergo-économique en régime stationnaire a été mise en œuvre au cours de la thèse de Sébastien Bonnet [Bonnet, 2005], dans le but valider la pertinence tant technique qu'économique d'un cogénérateur à moteur Ericsson à cycle ouvert, illustré figure 2.40.

Les hypothèses et éléments simulés sont :

1. le cycle est celui de Joule / Brayton externe avec récupérateur,
2. les pertes mécaniques sont considérées à l'aide d'une loi issue du domaine des compresseurs à piston,
3. le compresseur à piston double effet comporte deux étages avec un refroidisseur intermédiaire,
4. le détendeur comporte un seul étage, mais est composé de deux enceintes,
5. l'ensemble est relié à un même arbre,
6. la compression et la détente sont considérées isentropiques dans les enceintes,
7. la température de l'air en sortie de réchauffeur est égale à 800 °C,
8. la pression de l'air en sortie de réchauffeur est égale à 6 bar,
9. les pertes de charge au passage des organes de coupures sont prises en compte par un coefficient,
10. la vitesse de rotation est imposée,
11. un calcul est effectué afin de faire correspondre la masse de gaz transvasée du compresseur vers le détendeur.

Une longue description a été faite en ce qui concerne les échangeurs et l'évolution de leurs surfaces en fonction des différentes efficacités. Par la suite, une analyse de la dépendance des résultats à l'efficacité des échangeurs a été conduite pour différents débits de fonctionnement. Ces travaux ont permis de définir les cylindrées du moteur et les rendements indiqués. La puissance nette annoncée est de 10,8 kW avec une efficacité de 30 %. La surface de l'échangeur doit être d'environ 27 m².

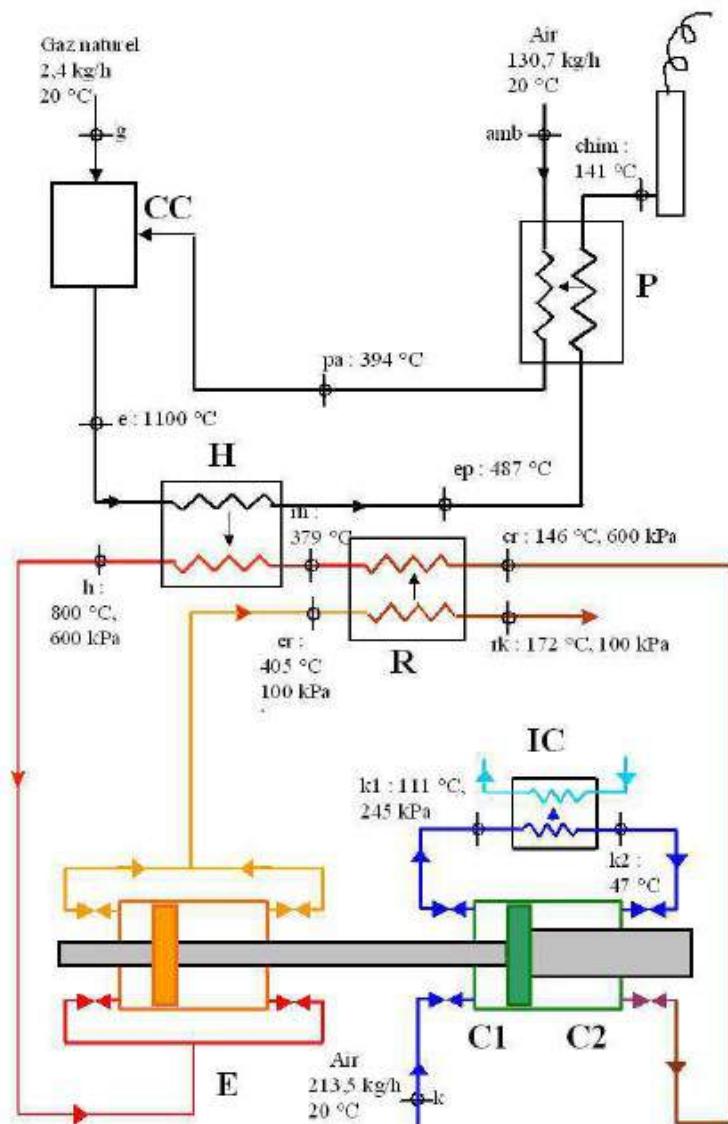


FIGURE 2.40 – Schématisation du fonctionnement des quatre enceintes à piston double effet [Bonnet, 2005].

Par la suite en 2007, Muriel Tardieu Alaphilippe soutient sa thèse intitulée « Nouveau procédé de conversion thermodynamique de l'énergie solaire » [Tardieu Alaphilippe, 2007]. Une étude a été menée pour définir le système de cogénération pour une puissance inférieure à 50 kW, le plus adapté pour répondre aux besoins. Le moteur Ericsson à cycle de Joule / Brayton externe couplé à un concentrateur solaire cylindro-parabolique ressort comme la solution la plus satisfaisante, [Alaphilippe et al., 2007]. Les simulations conduites indiquent un rendement maximal pour un taux de compression égal à 3,3. Une étude de stockage de la chaleur par des matériaux à changement de phase a également été conduite. Finalement, le rendement théorique du système complet est de 10 % pour une puissance de 23,3 kW avec une température maximale de 450 °C.

En 2010, Frédéric Lontsi soutient sa thèse portant sur « La modélisation dynamique des moteurs thermiques alternatifs à apport de chaleur externe à cycle de Joule » [Lontsi, 2010]. Il réalise durant ces travaux une modélisation numérique dynamique d'un moteur Ericsson avec prise en compte du flux de chaleur à la paroi par une loi empirique au compresseur, tandis que la détente est considérée comme adiabatique. Dans une seconde approche, les pertes de charge des échangeurs sont modélisées. Les coefficients d'échange obtenus varient pour une pression de 3,8 bar de $10,98 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$ à $21,74 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$. Les simulations permettent de déterminer les temps d'ouverture et de fermeture des soupapes pour les enceintes de compression et de détente. Aussi, une analyse de la stabilité du fonctionnement du moteur est mise en oeuvre en testant par exemple l'effet d'une chute de pression ou de température brutale et une modification du calage des soupapes. L'hypothèse d'absence de fuite au niveau de la segmentation du piston ou des guides de soupapes sera infirmée plus tard par l'expérimentation de Touré [Touré, 2010] . Finalement, la présence d'un réchauffeur a permis théoriquement d'augmenter le rendement thermique lorsque la compression est refroidie.

La même année Abdou Touré soutient sa thèse « Étude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule » [Touré, 2010]. Une modélisation adimensionnelle du moteur est mise en équation.

Les transformations sont considérées comme isentropiques, la capacité thermique est constante, les frottements visqueux et les pertes de charge sont négligés. Il est trouvé au compresseur que lorsque le volume mort augmente, le débit transvasé diminue. On note également que l'augmentation du rapport de pression conduit aussi à une diminution du débit. Il est donc primordial de minimiser le volume mort. Au détendeur, les calculs indiquent que la recompression du volume mort apporte un gain de performance (figure 2.41). Il est encore ici nécessaire de minimiser le volume mort. Une étude est également présentée et définit les réglages d'ouverture et de fermeture des soupapes au compresseur et au détendeur en fonction du rapport de pression (figure 2.42).

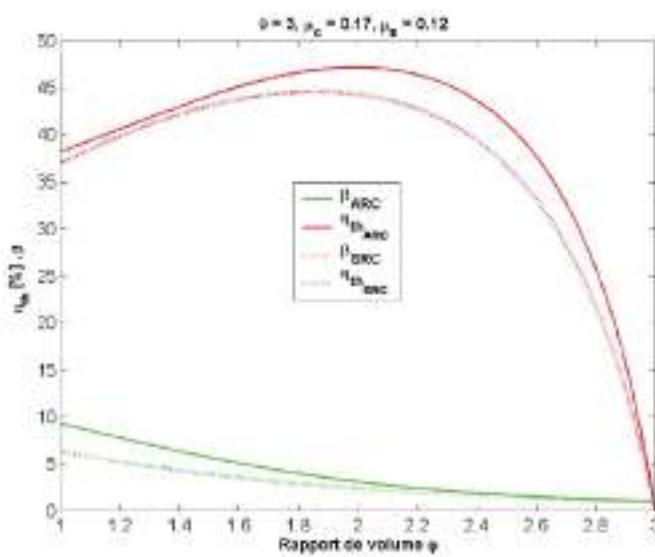


FIGURE 2.41 – Courbes de rendement pour deux cas, l'un avec recompresion du volume mort et l'autre sans [Touré, 2010].

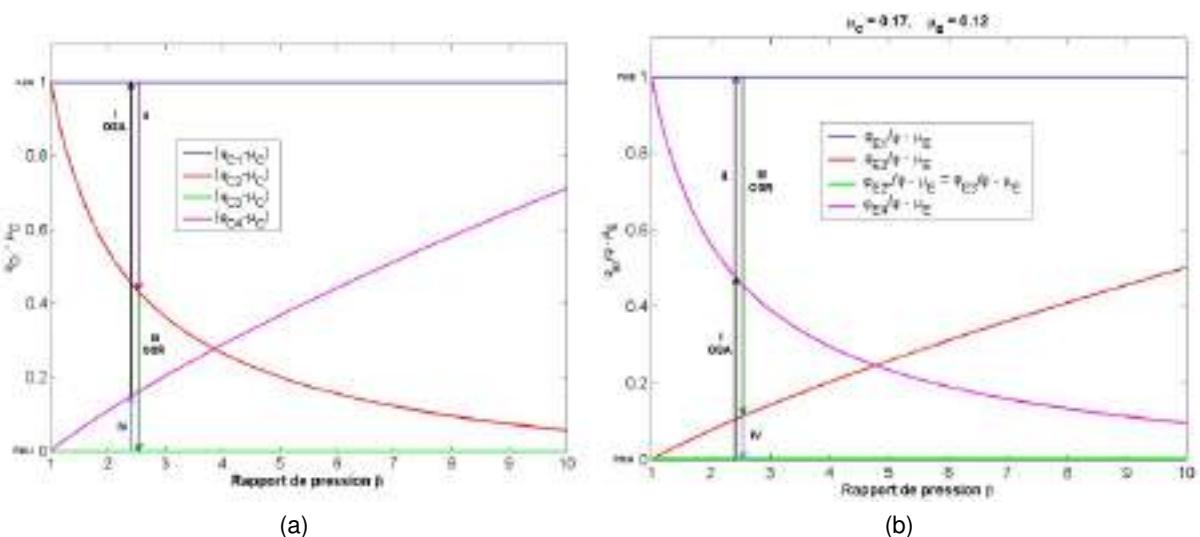


FIGURE 2.42 – (a) Lois d'ouverture et de fermeture des soupapes au compresseur en fonction du rapport de pression. (b) Lois d'ouverture et de fermeture des soupapes au détendeur en fonction du rapport de pression. [Touré, 2010]

En 2015, Manuel Alejandro Fula Rojas soutient sa thèse appliquée à « La modélisation thermique thermodynamique et expérimentation d'un moteur Ericsson à air chaud à cycle de Joule » [Fula Rojas, 2015]. La principale nouveauté dans ces travaux se situe au niveau des échangeurs où la prise en compte des phénomènes thermiques instationnaire a été simulée à l'aide de trois corrélations empiriques différentes. Les conclusions de ce travail appliquées au moteur expérimental présenté plus tôt dans ce manuscrit, résident dans l'absence d'intérêt à amplifier les échanges de chaleur au sein des cylindres, (figure 2.43).

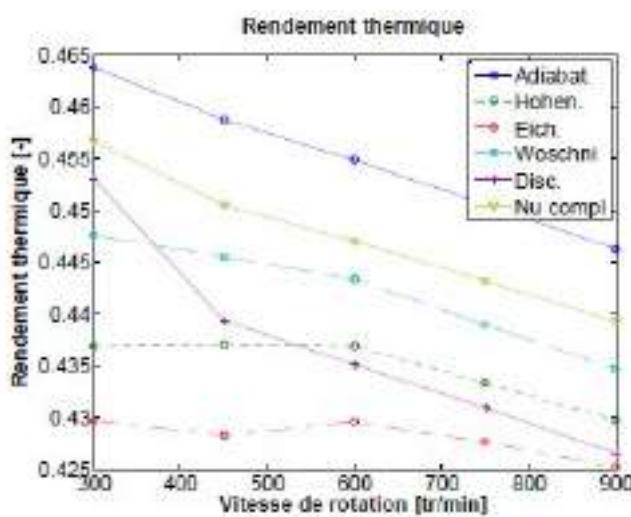


FIGURE 2.43 – Courbes de rendement pour les différentes corrélations utilisées [Fula Rojas, 2015].

Finalement, en 2019 Max Keller Ndame Ngangue soutient sa thèse dont une partie des travaux sont dédiés à une étude théorique d'un moteur Ericsson à piston liquide innovant [Ngangue et al., 2019]. La modélisation dynamique présentée est alors basée sur l'analyse idéale adiabatique des moteurs Stirling mais aussi des compresseurs alternatifs et de modèles dynamiques de soupapes de moteurs à combustion interne. La configuration schématique de la simulation numérique du moteur est présentée à la figure 2.44. Le modèle est implémenté et résolu avec le logiciel Matlab. La puissance obtenue est d'environ 600 W à l'arbre pour un rendement de 25 % à 3 bar et 360 °C. L'auteur propose en conclusion un couplage du moteur avec un second moteur déphasé de 90° afin d'équilibrer le couple instantané.

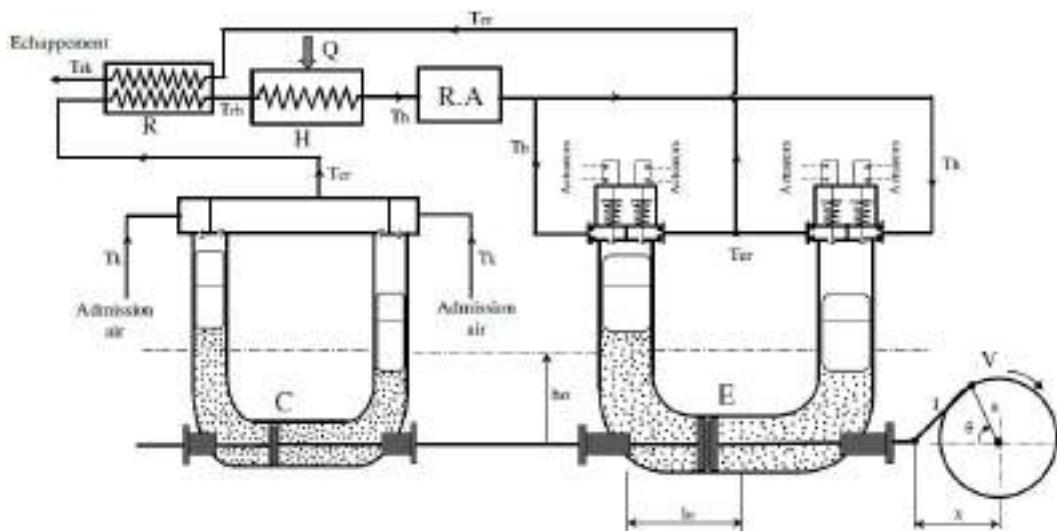


FIGURE 2.44 – Configuration théorique du moteur à pistons liquides étudié [Ngangue et al., 2019].

2.2.3.5/ ÉTUDES THÉORIQUES DU LABORATOIRE TEMPO DE VALENCIENNES

Au cours de sa thèse Marie Creyx à conçu deux modèles numériques appliqués à un moteur Ericsson à combustion Externe à cycle ouvert. Le premier est un modèle stationnaire thermodynamique, le second est dynamique et concerne l'enceinte de détente uniquement. Les enceintes de compression et de détente sont séparées et reliées à un même vilebrequin. L'échangeur de chaleur est disposé dans un foyer de chaudière à bois. Le fluide de travail est l'air ambiant. La cinématique des soupapes dispose de critères d'avance ou de retard à la fermeture et à l'ouverture comme illustré figure 2.45. Pour le modèle dynamique, la vitesse de rotation, les pertes par frottement et les pertes thermiques sont étudiées. La comparaison des résultats est effectuée au travers de la pression moyenne indiquée, du travail massique indiqué et du rendement thermodynamique.

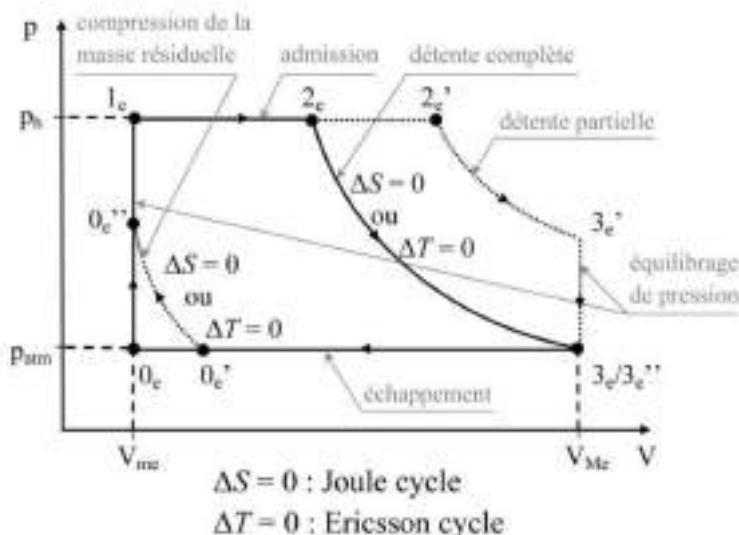


FIGURE 2.45 – Cycle théorique avec les différentes phases du détendeur.

Pour le modèle stationnaire, sont considérés :

- le coefficient polytropique = 1,4,
- la pression et température sont identiques entre l'entrée détendeur et la sortie échangeur,
- les instants de fermetures et ouvertures des soupapes,
- les volumes morts des cylindres de compression et de détente,
- la vitesse de rotation,
- un débit massique identique entre les deux enceintes.

Les résultats obtenus pour ce modèle sont très proches en particulier pour les valeurs de rendement et de puissance aux travaux antérieurs présents dans la littérature. Un coefficient noté α_{EEVC} est défini pour permettre de maximiser au choix, un optimum de rendement thermodynamique, de travail massique indiqué ou de pression moyenne indiquée.

Le modèle dynamique a été réalisé à l'aide du logiciel « 20sim » à formalisme bond graphs. La méthode BDF modifiée a permis la résolution du système d'équations avec un pas de calcul de $1 \cdot 10^{-8}$ s sur une durée de deux cycles en régime permanent. L'étude du régime transitoire n'est pas prévue. Le modèle comporte les structures suivantes illustrées figure 2.46 ; soupapes d'admission et d'échappement, chambre de détente, paroi du cylindre, piston, volume du carter, système bielle manivelle, frottements mécaniques. Un troisième modèle identique au second a été codé avec le logiciel Scilab afin de s'assurer que les résultats obtenus ne découlent pas d'erreurs de programmation (figure 2.47). Il est dit en conclusion que la loi de frottement mécanique implémenté demanderait une nouvelle étude en modélisant les différents couples instantanés.

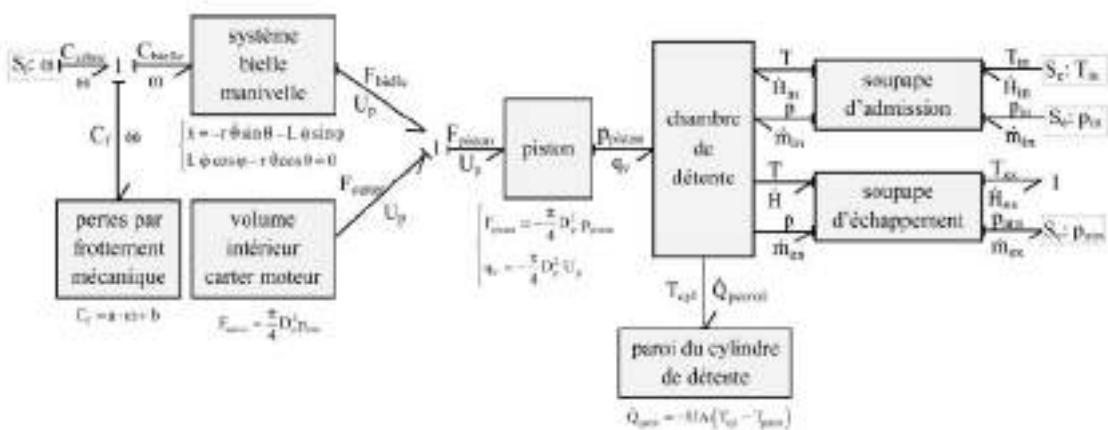


FIGURE 2.46 – Cycle théorique avec les différentes phases du détendeur.

	modèle 20sim	modèle scilab	écart (%)
m_{pme} (g/cycle)	0,2157	0,2160	0,15%
W_a (J)	-56,88	-57,02	0,24%
\dot{W}_a (W)	568,83	570,20	0,24%
p_{mini} (bar)	3,4807	3,4888	0,23%
Q_{pme} (J/cycle)	-17,61	-18,85	6,56%

FIGURE 2.47 – Comparaison des deux modèles numériques.

2.2.3.6/ ÉTUDES THÉORIQUES DU LABORATOIRE FEMTO-ST ET D'ASSYSTEM À BELFORT

En 2014, une simulation numérique a été mise en œuvre à l'aide du logiciel Scilab et son interface Xcos en langage de type Bond Graphs. Celle-ci avait pour objectif le dimensionnement d'un prototype de moteur Ericsson à enceintes colinéaires (figure 2.48a). Le modèle résout les équations :

- de continuité exprimant la conservation de la masse entre deux sous-systèmes,
- de Barré de Saint Venant au niveau des orifices,
- de l'énergie pour un système ouvert et ce, pour chaque sous-système,
- d'état du fluide pour chaque sous-système,
- d'échange thermique de Hohenberg dans le soufflet [Hohenberg, 1979],
- des cinématiques des clapets et soupapes,
- de la mécanique (P.F.S. et P.F.D.) figure 2.48b,
- de butée mécaniques.

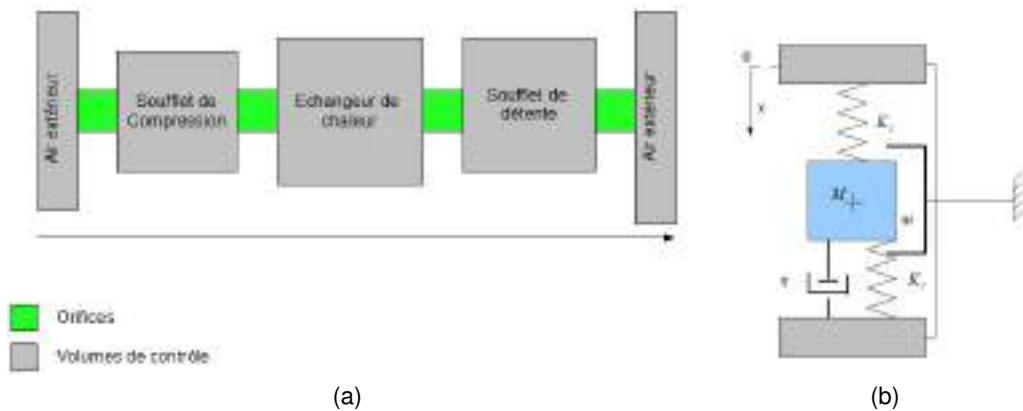


FIGURE 2.48 – (a) Représentation de la modélisation. (b) Modélisation de la partie mécanique.

Cette modélisation permet de décrire l'évolution du système lors des régimes transitoires, mais ne permet pas d'observer les effets dynamiques du gaz comme les ondes de pression. Une hypothèse d'uniformité de la température dans l'échangeur est faite et les pertes de charge sont négligées. Les propriétés thermophysiques du fluide sont calculées suivant une loi polynomiale. Une fois les sous-ensembles définis, le modèle est assemblé suivant la figure 2.49 puis résolu.

Il est ainsi possible de déterminer la puissance des efforts pour chaque élément, (figure 2.50).

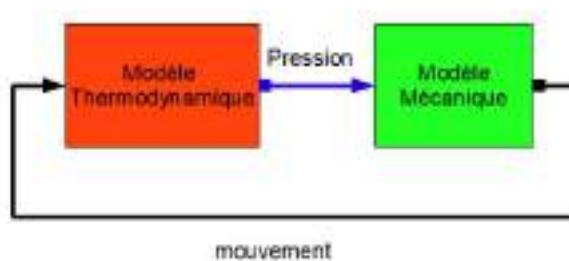


FIGURE 2.49 – Assemblage du modèle [Mille, 2014].

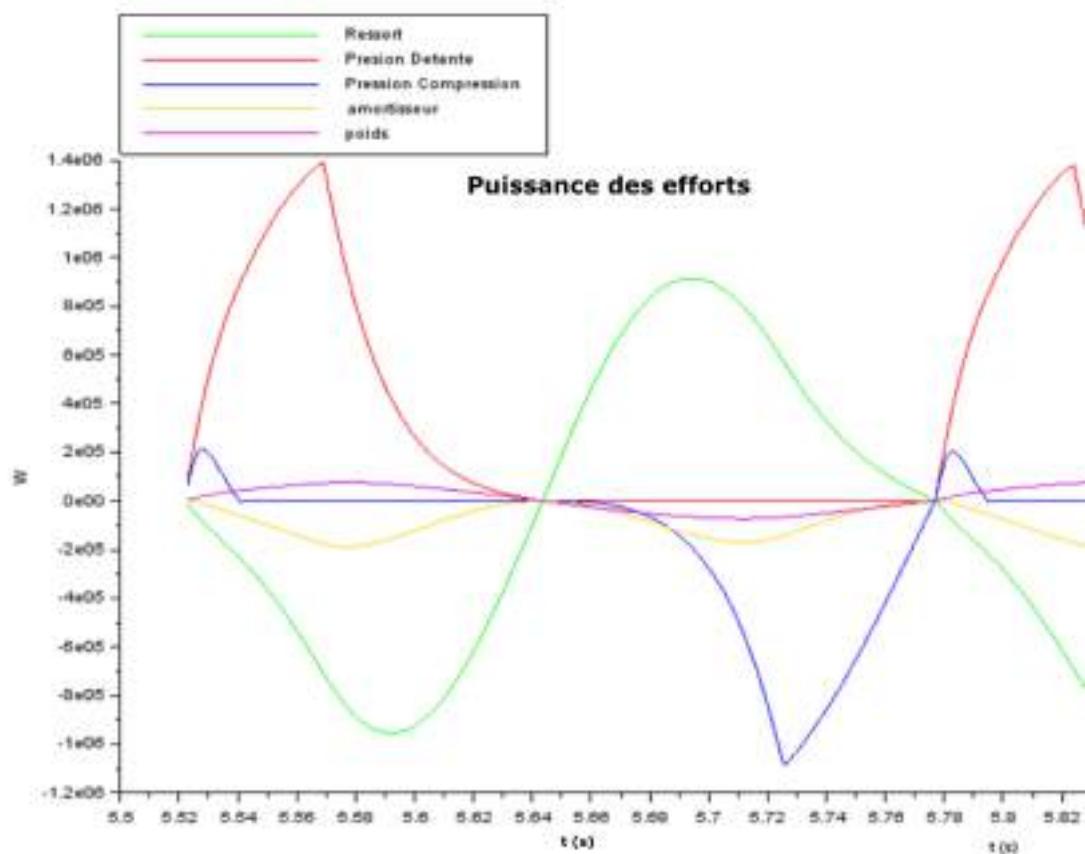


FIGURE 2.50 – Graphique de puissance des efforts [Mille, 2014].

2.2.3.7/ SYNTHÈSE DES ÉTUDES THÉORIQUES

Contrairement à la partie expérimentale, la littérature comporte de nombreux travaux théoriques appliqués aux moteurs Ericsson. Le plus souvent, peu voire aucune comparaison n'est effectuée avec l'expérience comme cela est récapitulé dans la table 2.2. Lorsque cela est fait, les auteurs ne font jamais part de comparaisons probantes, soit causées par un défaut de l'expérience soit du fait d'une modélisation insuffisamment fine.

Auteur	Régime	Technologie	Configuration	Cycle thermodynamique	Détente, ϵ	Compression, ϵ	Ech	Méca dyn	Comp- aison expéri	Commentaire
[Fryer, 1973]	Dyn	Volumétrique rotative	Enceintes colinéaires, piston double effet	Joule Brayton fermé, polytropique	X 100 %	X 100 %	X X	X	X	Nombreuse fuites machine expérimentale
[Kazimierski, 1995]	Dyn	Volumétrique rotative	Enceintes colinéaires, piston double effet	Joule Brayton fermé chauffage isochore	X X	X -	X	X	X	Chauffage isochore non obtenu
[Kazimierski, 2011]	Dyn	Volumétrique rotative	Enceintes séparées	Joule Brayton fermé, flux chaleur	X X	X -	X	X	X	Ajout de turbine de recirculation
[Kazimierski, 1995]	Dyn	Volumétrique rotative	Mono-enceinte à quatre temps	Joule Brayton fermé, flux chaleur	X X	X -	X	X	X	Utilisation de dispositifs théoriques à concevoir
[Hussey, 2000]	Dyn	Volumétrique rotative	Enceintes colinéaires, piston double effet	Joule Brayton fermé, flux chaleur	X X	X X	X	X	X	Differences notables avec l'expérience
[Bonnet, 2005]	Stat	Volumétrique rotative	Doubles enceintes détendeur, enceinte double effet comp	Joule Brayton externe ouvert	X X	X X	X	X	X	La vitesse de rotation est imposée
[Lontsi, 2010]	Dyn	Volumétrique rotative	Enceintes détendeur, double effet, compresseur double effet	Joule Brayton ouvert, flux chaleur	X X	X X	X	X	X	Comparaison différentes corrélations transfert thermique
[Touré, 2010]	Stat	Volumétrique rotative	Enceintes séparées	Joule Brayton ouvert	X X	X X	X	X	X	Recompression volume mort détendeur
[Fula, 2015]	Stat	Volumétrique rotative	Enceintes séparées	Joule Brayton ouvert, flux chaleur	X X	X X	X	X	X	Phénomènes thermique instationnaire

Auteur	Régime	Technologie	Configuration	Cycle thermodynamique	Détenante, ϵ	CompréSSION, ϵ	Ech	Méca dyn	Compaison expéri	Commentaire
[Ngangue, 2019]	Dyn	Volumétrique rotative	Enceintes séparées	Joule Brayton ouvert	X	X	X X	X	X	Système à pistons liquides
[Creyx, 2014]	Sta	Volumétrique rotative	Enceintes séparées	Joule Brayton ouvert	X	X	X -			Coefficient d'optimisation α_{EEVC}
[Creyx, 2014]	Dyn	Volumétrique rotative	Détendeur seul	Joule Brayton ouvert, flux chaleur	X	- -	X			
[Mille, 2014]	Dyn	Volumétrique linéaire	Enceintes séparées, colinéaires	Joule Brayton ouvert, flux chaleur	X	X	X -	X	X, partielle	Moteur + générateur 100 % lin

TABLE 2.2 – Tableau récapitulatif des études théoriques de machines Ericsson.

2.3/ CONCLUSION

Au début de ce chapitre, un tour d'horizon des différentes technologies de conversion d'énergie a été fait. Puis un focus sur les technologies de M.A.C.E. a été développé. Ce dernier a pu mettre en lumière la branche dans laquelle se place la technologie relative à ce manuscrit. Par la suite, un état de l'art du vivant de l'inventeur a permis de mieux dessiner les contours de ses moteurs, notamment à travers les différents brevets existants, ce qui a permis d'en donner une définition générale. Les travaux présentés issus de la littérature se sont donc cantonnés à cette dernière. L'essor des M.C.I. ayant éclipsé les M.A.C.E. à la fin du 19^e siècle, a conduit à un important vide scientifique et technologique jusqu'au milieu du 20^e siècle. La dernière partie a donc été consacrée aux travaux considérés alors, comme contemporains. De cette période à nos jours, les travaux expérimentaux restent relativement peu nombreux et aucune source n'indique de moteur Ericsson en service hors laboratoire. À l'inverse, les études théoriques sont très nombreuses dont une partie seulement a pu être exposée au regard du cadre de cet état de l'art. Peu de celles-ci ont été confrontées à l'expérience et souvent pour ces dernières les résultats obtenus ne sont pas en concordance, du fait d'imperfections expérimentales ou d'un manque de finesse de la simulation.



CONTRIBUTION

3

MODÉLISATION DU MOTEUR THERMIQUE

3.1/ PRÉSENTATION GÉNÉRALE

Ce chapitre sera consacré à l'étude théorique du Moteur à Apport de Chaleur Externe M.A.C.E. à déplacement linéaire. Il s'agit ici, du développement d'un modèle numérique qui permet de simuler le fonctionnement mécanique, thermodynamique et fluidique de la machine réalisée. Ce modèle, bien qu'il utilise des lois simplifiées, permet de prédimensionner les différents composants du banc d'essais, mais apporte aussi les paramètres de réglage à implémenter dans le système de contrôle - commande du moteur. Ainsi, l'outil créé n'a pas pour but de modéliser très précisément chaque phénomène physique. En effet, de nombreux paramètres sont difficiles à obtenir sans avoir recours, par exemple, à des méthodes de résolutions numériques par éléments finis qui dépassent largement les ambitions de ce modèle. La méthode la plus directe pour le processus de prédimensionnement et de réglage s'effectue par itération. Il est donc crucial que les temps de calcul pour obtenir les résultats soient faibles. La notation des différentes variables dans ce manuscrit suit la démarche suivante :

- Les variables avec plusieurs indices ou exposants seront composées d'abord d'une précision de leur localisation puis du type d'élément ou d'état. Par exemple : p_{ed} correspond à la pression notée p en entrée notée $_e$ du détendeur noté $_d$.
- Les variables avec un seul indice ou exposant peuvent à la fois correspondre à une précision de localisation, de type d'éléments, d'état, etc.

3.2/ MISE EN ÉQUATION DE LA PARTIE THERMODYNAMIQUE

3.2.1/ HYPOTHÈSES THERMODYNAMIQUES

Le premier principe de la thermodynamique [Clausius, 1850] est d'abord appliqué aux enceintes de compression et de détente [Faisandier, 2006] dont la cinématique est illustrée figure 3.1. L'enceinte de compression est reliée au point de pivot par l'intermédiaire d'un bras de levier tout comme l'enceinte de détente. Le fonctionnement est décomposé en trois phases. Au cours de la première étape, le détendeur est en expansion et il permet l'admission de l'air comprimé pendant que le compresseur augmente la pression du

fluide emprisonné. Ensuite, le gaz de chaque enceinte est respectivement, détendu et transvasé vers le réservoir de stockage. Finalement, le détendeur atteint le point mort bas où le mouvement s'inverse alors pour chaque enceinte. Cela permet ainsi au cours de la dernière étape, d'évacuer à l'atmosphère l'air détendu précédemment mais aussi au compresseur d'admettre une nouvelle masse de gaz nécessaire au prochain cycle. Dans la mesure où aucune réaction chimique ne se produit, l'état thermodynamique du système peut-être décrit entièrement par trois variables notées (p, V, T) où (p, T, ρ) .

Les étendues de température ($-20^{\circ}\text{C} / 450^{\circ}\text{C}$) et de pression absolue ($50\,000\,\text{Pa} / 800\,000\,\text{Pa}$) en jeu dans ce moteur ne justifient pas l'utilisation d'un modèle de gaz réel. Le modèle considère alors un gaz parfait où les interactions entre les particules sont négligées (Statistique de Maxwell-Boltzmann). Les effets de compressibilité du fluide sont donc négligés [Perry et al., 1984]. L'équation d'état du fluide, mais aussi l'enthalpie massique sont ainsi relativement simples à mettre en œuvre. Les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle du fluide de travail sont négligées par rapport aux variations d'énergies échangées au cours des phases de compression et de détente [Lallemand, 2003]. En effet, bien que la masse volumique varie aux bornes du système, on supposera que les vitesses du fluide entrant et sortant sont relativement proches et permettent de négliger la variation d'énergie cinétique. De plus, le gaz (air) modélisé est caractérisé par une faible masse volumique, cela induit une variation d'énergie potentielle négligeable.

La loi de Laplace [Taillet et al., 2018] est utilisée pour calculer la variation des variables d'état au cours des transformations isentropiques (adiabatiques réversibles). Celles-ci sont supposées évoluer de manière uniforme à l'intérieur du volume de contrôle. 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 qui permet, pour un même état initial, d'approcher l'état final atteint. Sa valeur peut évoluer très différemment en fonction de la phase de fonctionnement :

- **Compression (figure 3.2a)** : lors d'une étape de compression, il est généralement admis que le fluide s'échauffe pendant l'évolution et qu'une partie de cette chaleur est cédée au milieu extérieur. La valeur de k est comprise entre celle associée à une transformation isotherme dont le point de fin d'évolution est noté 2_{iso} et celle associée à une transformation adiabatique dont le point de fin d'évolution est noté 2_{ise} . Toutefois, dans l'hypothèse d'un refroidissement extrême, la variation d'énergie thermique évacuée vers le milieu extérieur peut être supérieure à la variation d'énergie thermique du cas adiabatique et à la variation de l'entropie de compression. Cela se produit en particulier si les parois du volume de contrôle sont refroidies en dessous de la température du point d'admission 1 ou par l'ajout d'un fluide de refroidissement adéquat au sein du gaz de travail. Pour ce cas théorique $k < k_{iso}$, le point de fin d'évolution est noté 2_{sub} . De la même manière, et bien que cet effet ne soit pas celui recherché, si les parois du système ont une température supérieure à la température du gaz au cours de l'évolution alors la variation d'énergie thermique peut être supérieur à celle du cas adiabatique. Le coefficient k est alors supérieur à k_{ise} dont le point de fin d'évolution est noté 2_{chf} .

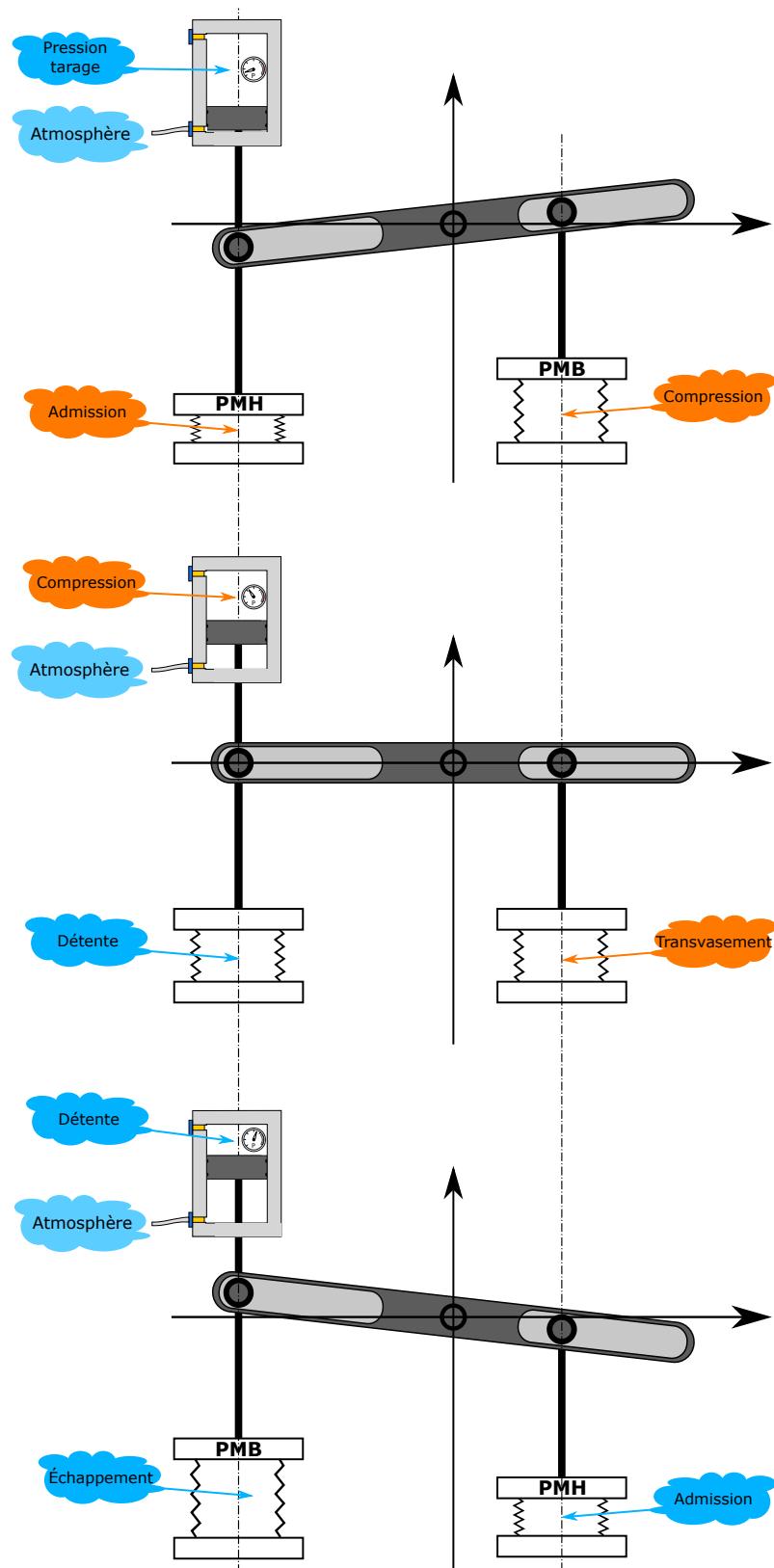


FIGURE 3.1 – Principe de fonctionnement du système de transmission de puissance par bras de levier coulissant. P.M.A. et P.M.B. de chaque enceinte.

— **Détente (figure 3.2b)** : lors d'une étape de détente, le fluide se refroidit pendant l'évolution et une quantité de chaleur supplémentaire est transmise au milieu extérieur. La valeur de k est comprise entre celle associée à une transformation isotherme dont le point de fin d'évolution est noté 2_{iso} et entre celle associée à une transformation adiabatique dont le point de fin d'évolution est noté 2_{ise} . Toutefois, dans l'hypothèse d'un apport de chaleur extrême au cours de la détente, l'énergie thermique apportée et la variation d'entropie seraient supérieures à la variation d'énergie thermique adiabatique de détente. Cela conduirait à atteindre une température de fin de détente supérieure à la température d'entrée. Pour ce cas théorique, $k < k_{iso}$, le point de fin d'évolution est noté 2_{chauf} . De manière identique, et bien que ce ne soit pas, l'effet recherché, si un flux de chaleur important vient refroidir le gaz pendant l'évolution et qu'il est supérieur à la variation de l'énergie thermique de compression et à la variation d'entropie, alors, $k < k_{ise}$, le point de fin d'évolution est noté 2_{sub} .

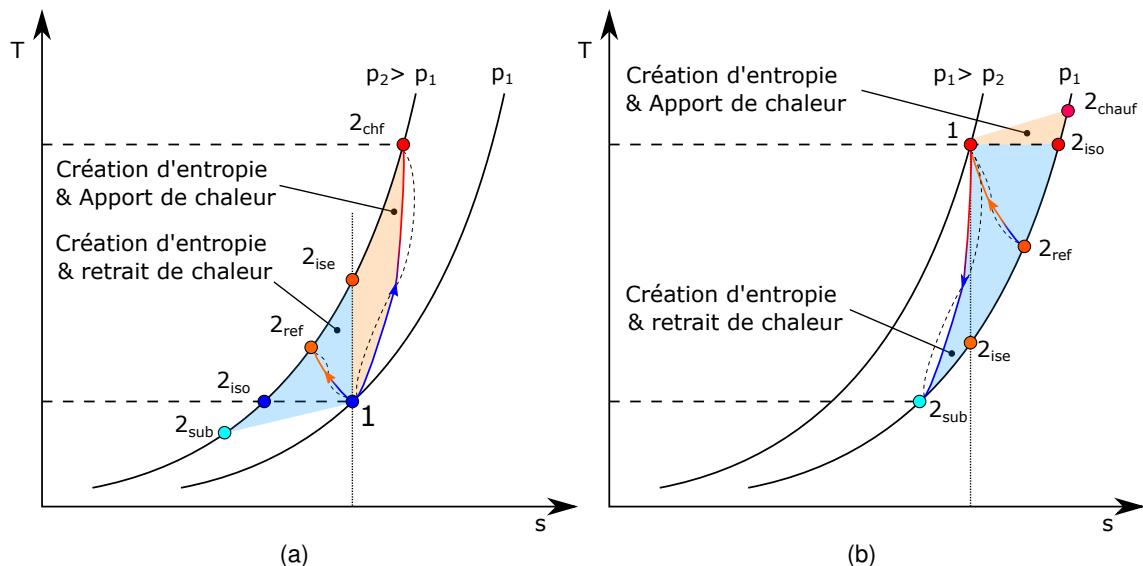


FIGURE 3.2 – (a) Compression par approche polytropique en ligne continue versus trajectoire réelle en ligne discontinue. (b) Détente par approche polytropique en ligne continue versus trajectoire réelle en ligne discontinue.

Au cours d'une transformation réelle, le flux de chaleur entre le gaz et le milieu extérieur peut changer de signe, en fonction du niveau de température des deux sources. Ainsi, l'introduction du coefficient polytropique k , permet d'obtenir une transformation moyenne, équivalente d'un point de vue global, à l'état final. Pour obtenir une précision supérieure, la modélisation du flux de chaleur réel serait à mettre en œuvre. La difficulté est néanmoins très grande dès lors que l'on s'attache à évaluer un flux de chaleur périodique dans un système clos. En effet, l'écoulement du fluide de travail dans les volumes de contrôle est très largement instationnaire. Il est difficile de les modéliser, même en ayant recourt à la simulation numérique en mécanique des fluides par éléments finis. Le plus souvent, l'expérience apporte des réponses partielles pour quelques configurations précises à l'aide de lois empiriques [Woschni, 1967], [Isshiki et al., 1970]. De plus, l'utilisation de soufflets métalliques modifie le contact fluide / parois au cours du temps et augmente par construction, la surface d'échange par rapport aux systèmes traditionnels à pistons.

3.2.2/ DÉTENDEUR

L'équation de conservation de la masse 3.1 appliquée au volume V et illustrée figure 3.3, montre que toute variation de masse au cours du temps dans le système, est de facto égale à la somme algébrique des débits massiques entrant et sortant (bilan de conservation de la masse).

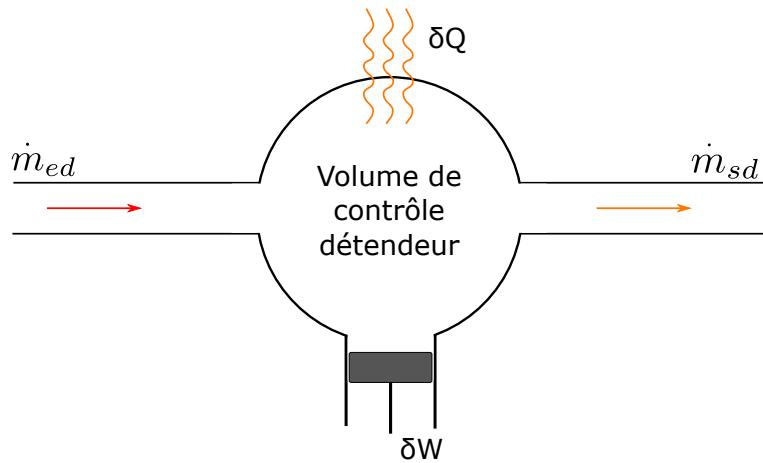


FIGURE 3.3 – Illustration de la modélisation thermodynamique par volume de contrôle appliquée à l'enceinte de détente considérée comme un système ouvert.

$$\frac{dm_d}{dt} = \dot{m}_{ed} - \dot{m}_{sd} \quad (3.1)$$

La variation de l'énergie interne notée dU du volume de contrôle est obtenue à l'aide du premier principe de la thermodynamique appliqué aux systèmes ouverts et s'écrit :

$$dU_d = h_{ed} \cdot dm_{ed} - h_{sd} \cdot dm_{sd} + \delta W_d + \delta Q_d \quad (3.2)$$

En se plaçant dans l'hypothèse de transformations réversibles au sein du volume V , le travail fourni au gaz par le système mobile s'exprime par :

$$\delta W_d = -p_d \cdot dV_d \quad (3.3)$$

La loi des gaz parfaits donne la masse de gaz contenue dans l'enceinte V :

$$m_d = \frac{p_d \cdot V_d}{r \cdot T_d} \quad (3.4)$$

Avec, l'enthalpie du flux de matière entrant dans l'enceinte de détente :

$$h_{ed} = C_p \cdot T_{ed} \quad (3.5)$$

Et l'enthalpie du flux de matière sortant dans l'enceinte de détente :

$$h_{sd} = C_p \cdot T_{sd} \quad (3.6)$$

L'énergie interne du gaz contenu dans l'enceinte de détente s'exprime :

$$U_d = m_d \cdot C_v \cdot T_d \quad (3.7)$$

Après dérivation par rapport au temps, on obtient :

$$\frac{dU_d}{dt} = m_d \cdot C_v \cdot \frac{dT_d}{dt} + T_d \cdot C_v \cdot \frac{dm_d}{dt} \quad (3.8)$$

En remplaçant 3.1 et 3.2 dans 3.8 :

$$\frac{dU_d}{dt} = m_d \cdot C_v \cdot \frac{dT_d}{dt} + T_d \cdot C_v \cdot \frac{dm_d}{dt} = h_{ed} \cdot \dot{m}_{ed} - h_{sd} \cdot \dot{m}_{sd} + \frac{\delta W_d}{dt} + \frac{\delta Q_d}{dt} \quad (3.9)$$

Puis en isolant la variation de température au cours du temps :

$$\begin{aligned} \frac{dT_d}{dt} &= \frac{r \cdot T_d}{p_d \cdot V_d} \cdot (\gamma \cdot T_{ed} - T_d) \cdot \dot{m}_{ed} - \frac{r \cdot T_{sd}^2}{p_d \cdot V_d} \cdot (\gamma - 1) \cdot \dot{m}_{sd} - \\ &(\gamma - 1) \frac{T_d}{V_d} \cdot \frac{dV_d}{dt} + \frac{(\gamma - 1)}{P_d \cdot V_d} \cdot T_d \cdot \frac{\delta Q}{dt} \end{aligned} \quad (3.10)$$

Et en combinant, l'équation 3.7 et 3.4, l'énergie interne peut aussi s'écrire sous la forme :

$$U_d = m_d \cdot C_v \cdot \frac{p_d \cdot V_d}{m_d \cdot r} = \frac{C_v}{r} \cdot p_d \cdot V_d \quad (3.11)$$

Ce qui donne après dérivation par rapport au temps :

$$\frac{dU_d}{dt} = \frac{C_v \cdot V_d}{r} \cdot \frac{dp_d}{dt} + \frac{C_v \cdot p_d}{r} \cdot \frac{dV_d}{dt} \quad (3.12)$$

À partir des équations 3.12, 3.3 et 3.2 il est maintenant possible d'obtenir la variation de la pression au cours du temps :

$$\frac{dU_d}{dt} = \frac{C_v \cdot V_d}{r} \cdot \frac{dp_d}{dt} + \frac{C_v \cdot p_d}{r} \cdot \frac{dV_d}{dt} = C_p \cdot T_{ed} \cdot \dot{m}_{ed} - C_p \cdot T_d \cdot \dot{m}_{sd} - P \frac{dV_d}{dt} + \frac{\delta Q_d}{dt} \quad (3.13)$$

$$\text{soit : } \frac{dp_d}{dt} = \frac{\gamma \cdot r \cdot T_e}{V_d} \cdot \dot{m}_{ed} - \frac{\gamma \cdot r \cdot T_d}{V_d} \cdot \dot{m}_{sd} - \frac{\gamma \cdot p_d}{V_d} \cdot \frac{dV_d}{dt} + \frac{\gamma - 1}{V_d} \cdot \frac{\delta Q_d}{dt} \quad (3.14)$$

D'après le second principe de la thermodynamique, pour chaque état thermodynamique du système il existe une fonction d'état du système notée S et appelée entropie. La variation d'entropie au cours d'une évolution thermodynamique est alors fonction de l'équation :

$$dS \geq \frac{\delta Q}{dT} \quad (3.15)$$

L'équation 3.10 fait apparaître le terme $\frac{\delta Q}{dT}$ et correspond à la quantité de chaleur infinitésimale ajoutée au système, à la température T , du système également.

Dans la mesure où l'évolution est réversible $dS = \frac{\delta Q}{dT}$, sinon en cas irréversible $dS > \frac{\delta Q}{dT}$. On remarque que si $dQ = 0$, $Q = \text{constante}$.

Soit une évolution adiabatique réversible avec :

$$dS = \frac{\delta Q}{dT} = 0 \rightarrow Q = \text{constante} = 0 \rightarrow S = \text{constante} = 0, \quad (3.16)$$

Pour une évolution adiabatique irréversible :

$$dS > \frac{\delta Q}{dT} = 0 \rightarrow Q = \text{constante} \rightarrow S \neq \text{constante} \quad (3.17)$$

L'entropie S d'un système thermodynamique fermé ne peut jamais diminuer. Pour rappel, le fluide est considéré comme un gaz parfait où l'énergie d'interactions des particules est négligeable devant l'énergie cinétique des particules.

La chaleur spécifique est définie comme la quantité de chaleur nécessaire à un système thermodynamique pour modifier sa température de plus ou moins un Kelvin ($dT = \pm 1 \text{ K}$) par unité de masse ($m=1$) et correspond au rapport $C = \frac{\delta Q}{dT}$. Il est possible de modifier la quantité de chaleur apportée au système de différentes manières et il est raisonnable de définir une constante notée α où α est fonction d'une variable d'état :

$$C_\alpha = \left(\frac{dQ}{dT} \right)_\alpha \quad (3.18)$$

Habituellement, $\alpha = p$ ou $\alpha = V$.

On peut définir une transformation polytropique comme une modification réversible du système thermodynamique qui évolue de la même manière que la dérivée $\frac{\delta Q}{dT}$, qui est la chaleur spécifique, et qui varie suivant la « fonction définie » pendant l'évolution réversible, [Chandrasekhar, 1939], [Bazarov, 1989], [Diu et al., 2007].

Soit :

$$C = \frac{\delta Q}{dT} = \text{fonction définie} \quad (3.19)$$

En effet, la quantité de chaleur δQ permettant de faire varier la température du système de dT dépend du caractère de la transformation subie par le système. Ainsi, la capacité thermique C du système dépend des conditions permettant de déterminer $\frac{\delta Q}{dT}$.

Un cas particulier apparaît lorsque la variation de chaleur spécifique est constante $C = \frac{\delta Q}{dT} = \text{constante}$ [Horedt, 2006].

Il est ainsi possible d'éliminer une des trois variables d'état, ce qui permet d'écrire le système thermodynamique polytropique suivant une seule variable d'état indépendante. Objectivement, la définition d'une évolution polytropique implique des choix arbitraires. Le modèle adopte alors la définition la plus restrictive en considérant l'évolution polytropique comme un changement réversible du système thermodynamique. Il est clair que les transformations réelles du dispositif expérimental ne rentrent pas dans ce cadre.

Plusieurs cas limites sont possibles en ce qui concerne le polytrope :

1. la chaleur spécifique C est égale à zéro, l'évolution est adiabatique $\delta Q = 0$
2. la chaleur spécifique C tend vers $\pm\infty$, l'évolution est isotherme $dT = 0$
3. la chaleur spécifique C est égale à la chaleur spécifique à pression constante C_p , l'évolution est isobare $p = \text{constante}$.
4. la chaleur spécifique C est égale à la chaleur spécifique à volume constant C_V , l'évolution est isochore $V = \text{constante}$.

Les évolutions polytropiques sont toutes comprises entre les évolutions isothermes et adiabatiques soit C compris entre $0 \pm \infty$.

Finalement, par convention **l'indice polytropique « n »** s'écrit :

$$n = \frac{(C_V - C)}{C_p - C_V} \quad (3.20)$$

Dans la mesure où $n = \text{constante}$ et à l'aide des équations d'état on en déduit :

$$\begin{aligned} PV^{-1-\frac{1}{n}} &= \text{constante} \\ PT^{-1-n} &= \text{constante} \\ TV^{\frac{1}{n}} &= \text{constante} \end{aligned} \quad (3.21)$$

À présent, si l'on fait une analogie avec le coefficient adiabatique $\gamma = \frac{C_p}{C_V}$ pour un gaz parfait alors il est possible de définir **un exposant polytropique** d'un gaz parfait par la formule suivante :

$$\gamma' = \frac{C_p - C}{C_V - C} \quad (3.22)$$

Si l'on remplace 3.20 dans 3.22 on obtient :

$$n = \frac{1}{\gamma' - 1}; \gamma' = 1 + \frac{1}{n} \quad (3.23)$$

Finalement, à partir des équations 3.21 il est possible de définir l'équation générale d'une évolution polytropique :

$$p \cdot V^{\gamma'} = \text{constante}; p \cdot T^{\frac{\gamma'}{1-\gamma'}} = \text{constante}; T \cdot V^{\gamma'-1} = \text{constante} \quad (3.24)$$

Dans la littérature, l'exposant polytropique est souvent noté « k », cette dernière notation sera alors conservée dans la suite de ce manuscrit.

Si l'on souhaite s'affranchir des polytropes, une autre méthode est parfois utilisée [Lontsi, 2010] pour déterminer le terme $\frac{\delta Q_d}{dt}$, du flux de chaleur échangé par le fluide vers le milieu extérieur. Il s'agit d'une loi linéaire qui peut être employée pour l'estimer, souvent calée à partir de résultats expérimentaux. Ce qui donne : $\frac{\delta Q_d}{dt} = S_d \cdot h_d \cdot (T_d - T_p)$

Dans le cadre du modèle numérique appliqué à la machine Ericsson, trois évolutions sont envisagées pour lesquelles les expressions 3.10 et 3.14 sont adaptées :

1. Isotherme : la température du fluide en entrée T_{ed} est égale à la température en sortie T_{sd} et reste constante pendant la transformation.

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{\gamma \cdot p_d}{V_d} \cdot \frac{dV_d}{dt} + \frac{\gamma \cdot r \cdot T_{sd}}{V_d} \cdot (\dot{m}_{ed} - \dot{m}_{sd}) + \frac{\gamma - 1}{V_d} \cdot \frac{\delta Q_d}{dt} \quad (3.25)$$

2. Adiabatique : le flux de chaleur vers le milieu extérieur est nul, $\frac{\delta Q_d}{dt} = 0$.

$$\begin{aligned} \frac{dT_d}{dt} &= \frac{r \cdot T_d}{p_d \cdot V_d} \cdot (\gamma \cdot T_{ed} - T_d) \cdot \dot{m}_{ed} - \frac{r \cdot T_d^2}{p_d \cdot V_d} \cdot (\gamma - 1) \cdot \dot{m}_{sd} - \\ &\quad (\gamma - 1) \frac{T_d}{V_d} \cdot \frac{dV_d}{dt} \end{aligned} \quad (3.26)$$

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{\gamma \cdot r \cdot T_{ed}}{V_d} \cdot \dot{m}_{ed} - \frac{\gamma \cdot r \cdot T_d}{V_d} \cdot \dot{m}_{sd} - \frac{\gamma \cdot p_d}{V_d} \cdot \frac{dV_d}{dt} \quad (3.27)$$

3. Polytropique : La relation $T_d^k \cdot P_d^{k-1} = Cte$ est intégrée à l'équation du flux thermique échangé et donne ainsi, la température équivalente du fluide durant la transformation pour obtenir le même état final.

$$\begin{aligned} \frac{dT_d}{dt} &= \frac{r \cdot T_d}{p_d \cdot V_d} \cdot (k_d \cdot T_{ed} - T_{sd}) \cdot \dot{m}_{ed} - \frac{r \cdot T_d^2}{p_d \cdot V_d} \cdot (k_d - 1) \cdot \dot{m}_{sd} - \\ &\quad (k_d - 1) \frac{T_d}{V_d} \cdot \frac{dV_d}{dt} \end{aligned} \quad (3.28)$$

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{p_d \cdot k_d}{V_d} \cdot \frac{dV_d}{dt} + \frac{T_{sd} \cdot r \cdot k_d}{V_d} \cdot (\dot{m}_{ed} - \dot{m}_{sd}) \quad (3.29)$$

Le plus souvent, il est choisi d'utiliser un modèle polytropique car les résultats expérimentaux permettent de retrouver assez aisément la valeur de k_d .

Comme cela a été présenté dans la partie 3.20, le terme correspondant au flux de chaleur noté $\frac{\delta Q}{dT}$ n'est ainsi pas résolu par le système d'équations. Il est toutefois pris en compte au travers de l'exposant polytropique noté γ' ou k et le terme n qui correspond à l'indice polytropique qui inclut le flux de chaleur.

3.2.3/ COMPRESSEUR

La seconde enceinte du moteur est modélisée exactement de la même manière que le détendeur. Ainsi, les équations en polytrope à résoudre sont les suivantes :

$$\frac{dT_c}{dt} = \frac{r \cdot T_c}{p_c \cdot V_c} \cdot (k_c \cdot T_{ec} - T_{sc}) \cdot \dot{m}_{ec} - \frac{r \cdot T_c^2}{P_c \cdot V_c} \cdot (k_c - 1) \cdot \dot{m}_{sc} - (k_c - 1) \frac{T_c}{V_c} \cdot \frac{dV_c}{dt} \quad (3.30)$$

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{p_c \cdot k_c}{V_c} \cdot \frac{dV_c}{dt} + \frac{T_{sc} \cdot r \cdot k_c}{V_c} \cdot (\dot{m}_{ec} - \dot{m}_{sc}) \quad (3.31)$$

3.2.4/ VÉRIN

La modélisation du vérin pneumatique de rappel est relativement proche de celle des deux enceintes. Deux systèmes thermodynamiques sont mis en équation, l'un en système fermé, tandis que l'autre est considéré comme un système ouvert à l'atmosphère. En fonction de l'équilibre mécanique souhaité, il est possible d'inverser la chambre en vase clos et celle à l'atmosphère dont un des deux scénarios est illustré en figure 3.1. Les équations relatives au système ouvert sont calquées sur celles obtenues pour les enceintes de détente et de compression, tandis que la mise en équation concernant la chambre isolée est présentée ci-après.

L'énergie interne du gaz contenu dans l'enceinte de détente s'écrit :

$$U_{vf} = m_{vf} \cdot C_{vf} \cdot T_{vf} \quad (3.32)$$

Dans un système fermé réversible, la variation de l'énergie interne du gaz contenu dans l'enceinte de détente est égale à :

$$dU_{vf} = \delta W_{vf} + \delta Q_{vf} \quad (3.33)$$

En se plaçant dans l'hypothèse de transformation réversible au sein du volume V , le travail fourni au gaz par le système mobile s'exprime par :

$$\delta W_{vf} = -p_{vf} \cdot dV_{vf} \quad (3.34)$$

Les équations 3.32 et 3.34 remplacent les termes respectifs de l'équation 3.33 avant de procéder à sa dérivation par rapport au temps :

$$\frac{dp_{vf}}{dt} = \frac{-p_{vf} \cdot \gamma}{V_{vf}} \cdot \frac{dV_{vf}}{dt} + \frac{\gamma - 1}{V_{vf}} \cdot \frac{dQ_{vf}}{dt} \quad (3.35)$$

Puis, l'application de l'équation polytropique donne :

$$\frac{dp_{vf}}{dt} = \frac{-p_{vf} \cdot k_{vf}}{V_{vf}} \cdot \frac{dV_{vf}}{dt} \quad (3.36)$$

La seconde enceinte du vérin est modélisée en suivant la même méthode que pour le détendeur. Ainsi, les équations à résoudre sont les suivantes :

$$\frac{dT_{vo}}{dt} = \frac{r \cdot T_c}{p_{vo} \cdot V_{vo}} \cdot (k_{vo} \cdot T_{evo} - T_{svo}) \cdot \dot{m}_{evo} - \frac{r \cdot T_{vo}^2}{P_{vo} \cdot V_{vo}} \cdot (k_{vo} - 1) \cdot \dot{m}_{svo} - (k_{vo} - 1) \frac{T_{vo}}{V_{vo}} \cdot \frac{dV_{vo}}{dt} \quad (3.37)$$

$$\frac{dp_{vo}}{dt} = \frac{P_{vo} \cdot k_{vo}}{V_{vo}} \cdot \frac{dV_{vo}}{dt} + \frac{T_{svo} \cdot r \cdot k_{vo}}{V_{vo}} \cdot (\dot{m}_{evo} - \dot{m}_{svo}) \quad (3.38)$$

Lors de certains essais, il est possible que l'équilibre mécanique soit atteint avec une pression de la chambre du vérin égale à la pression atmosphérique. Ce cas de figure correspond dans la réalité aux deux chambres en système ouvert avec l'atmosphère dont on peut considérer le volume comme infini. Pour simplifier numériquement ce cas de figure, la valeur du volume de cette chambre sera significativement augmentée (multiplié par 100), pour rendre négligeable la variation de volume liée au déplacement du détendeur et donc maintenir une pression constante dans le vérin.

3.3/ MISE EN ÉQUATION DE LA PARTIE MÉCANIQUE

3.3.0.1/ SYSTÈME À BRAS DE LEVIER

Le principe fondamental de la dynamique en translation est retenu pour la modélisation du système illustré figure 3.4. En toute rigueur, pour prendre en compte la cinématique exacte du bras de levier, il serait plus rigoureux de l'écrire suivant le principe fondamental de la dynamique en rotation. Le bras effectue, en effet, des oscillations autour de l'axe central. Néanmoins, l'erreur absolue commise est au maximum de 1,25 mm soit une erreur relative inférieure à 0,5% et cela permet une grande simplification du système d'équations à résoudre.

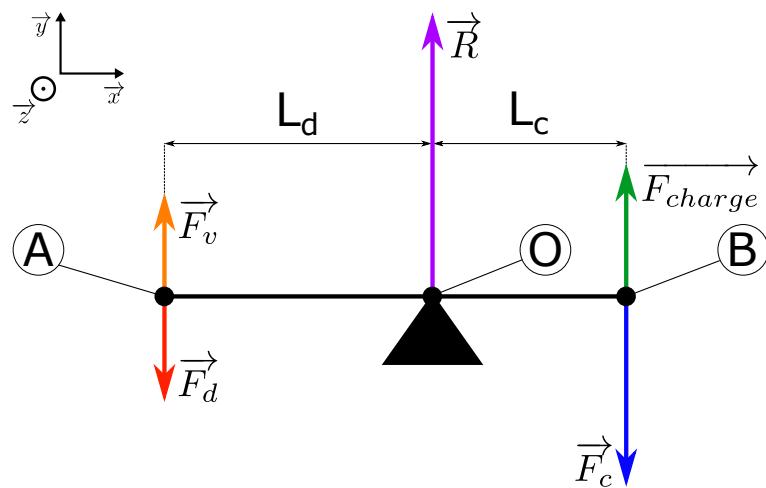


FIGURE 3.4 – Principe de fonctionnement du système de transmission de puissance par bras de levier coulissant.

Le frottement des éléments de guidage et des roulements montés sur cet ensemble sera considéré comme négligeable. Les faibles vitesses et les courts déplacements permettent de faire cette hypothèse sans impacter significativement les solutions obtenues.

Le principe fondamental de la statique est appliqué au levier de type première classe puis est projeté sur \vec{O}^j :

$$-F_d - F_c + F_v + F_{charge} + R = 0 \quad (3.39)$$

Finalement, le calcul des moments projetés sur \vec{z} donne

$$F_d = \frac{L_d}{L_c} \cdot F_c + F_v + F_{charge} \quad (3.40)$$

3.3.0.2/ SOUFFLETS MÉTALLIQUES

Les soufflets métalliques illustrés figure 3.5 sont utilisés en lieu et place des pistons / cylindres traditionnels. Ils présentent un comportement mécanique bien différent, notamment, de part leur construction, le guidage en translation qui ne peut pas être assuré. La durée de vie est un facteur clé de ces dispositifs. C'est pourquoi une grande attention lors de la conception du système de guidage est primordiale pour en améliorer la durabilité. La force due à la résistance à l'avancement de ce système est de l'ordre de quelques Newtons [Bosch, 2015]. Ces pertes ne sont donc pas intégrées au modèle des soufflets, car leurs intensités sont largement inférieures aux forces mises en jeu dans le dispositif complet. La déformation des ondulations métalliques nécessite l'application d'un effort. Celui-ci est analogue à celui d'un ressort de raideur K , linéaire dans la gamme de déplacement normale. Les soufflets sont des dispositifs emboutis et soudés sur mesure dont les caractéristiques géométriques et mécaniques ne sont donc pas parfaitement constantes. Les données standards du fabricant seront donc utilisées en première approximation, puis une mesure expérimentale sera menée pour obtenir une loi de résistance à l'avancement pour le système complet.

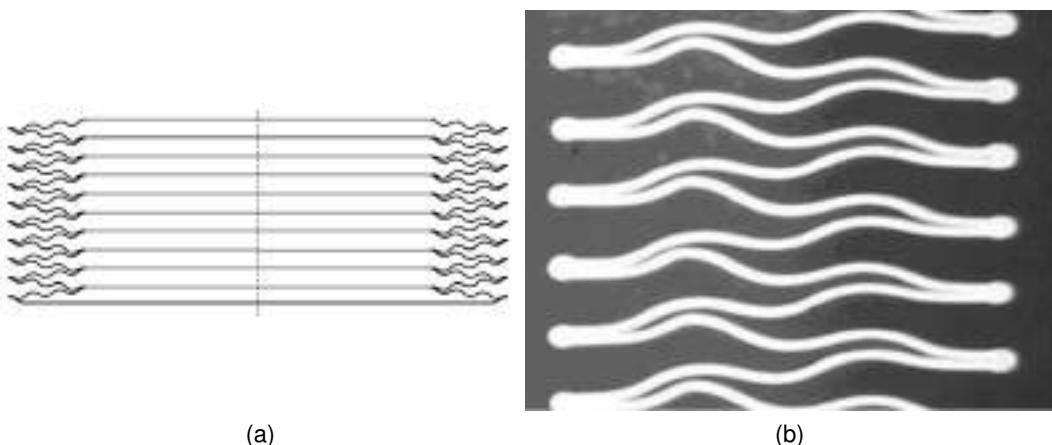


FIGURE 3.5 – (a) Coupe schématique du soufflet à diaphragme. (b) Coupe métallographique du soufflet à diaphragme. [Witzenmann, 2010]

Les travaux de [Zhang et al., 2016], permettent d'analyser l'influence de la pression sur le volume de différents soufflets causée par la déformation des ondulations. Si l'on se place dans le cas d'une source de pression interne, l'erreur relative sur le diamètre effectif du soufflet est de l'ordre de 3% dans la gamme de pression de la machine. Dans un premier temps, le calcul du diamètre équivalent du soufflet sera réalisé à l'aide de l'équation :

$$D_{eq} = \frac{d_{int} + d_{ext}}{2} \quad (3.41)$$

Pour le modèle mécanique, l'origine du repère choisi est placée au centre du point mort haut du détendeur et est illustrée figure 3.6. Cela permet d'écrire une relation cinématique simplifiée entre les différents éléments mobiles.

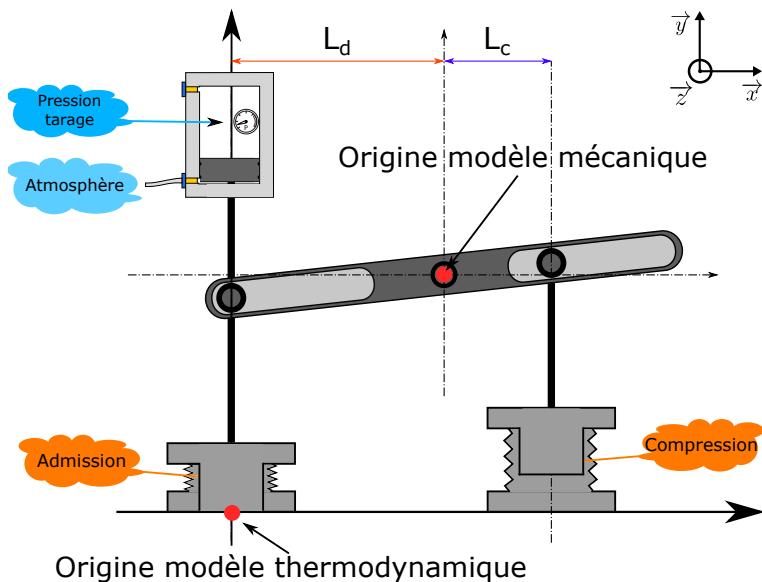


FIGURE 3.6 – Positionnement de l'origine du repère utilisé comme référence de la cinématique du dispositif.

On note que la position du compresseur noté x_c se calcule par : $x_c = \frac{L_c}{L_d} \cdot (C_d - x_d)$

Ainsi, une fois ramenées au niveau de l'enceinte de détente, les équations de raideurs intégrées au modèle sont les suivantes :

$$F_{rd} = x_d \cdot K_d \quad (3.42)$$

$$F_{rc} = \frac{L_c}{L_d} \cdot (C_d - x_d) \cdot \frac{L_c}{L_d} \cdot K_c \quad (3.43)$$

3.3.0.3/ FORCE DE PRESSION

Le modèle thermodynamique des trois enceintes fournit la variable de pression au cours du temps, qui permet de calculer la force de pression exercée sur chaque sous-ensemble.

Les équations obtenues sont :

$$F_{pd} = p_d \cdot S_d \quad (3.44)$$

$$F_{pc} = p_c \cdot S_c \quad (3.45)$$

$$F_{pvf} = p_{vf} \cdot S_{vf} \quad (3.46)$$

$$F_{pvo} = p_{vo} \cdot S_{vo} \quad (3.47)$$

Pour le vérin de rappel, la force de pression du volume ouvert ou fermé doit être appliquée tantôt positivement tantôt négativement dans le bilan des forces, en fonction de la configuration choisie. D'une manière générale, les forces de la chambre inférieure et supérieure sont notées respectivement F_{pvinf} et F_{pvsup} .

3.4/ SYSTÈME D'ÉQUATIONS À RÉSOUTRE

Le système à bras de levier choisi pour le raccordement des deux enceintes est illustré figure 3.7. La modélisation mécanique est une simplification du système réel.

La somme des forces résultant des ressorts et des pressions s'écrit :

$$\sum F_G = F_d - F_c \cdot \frac{L_c}{L_d} + F_{vinf} - F_{vsup} - F_r + F_{charge} + F_{gd} + F_{gd} \quad (3.48)$$

$$\begin{aligned} \sum F_g = & K_d \cdot x_d + (p_d - p_a) \cdot S_d - \left[K_c \cdot \frac{L_c}{L_d} \cdot (C_d - x_d) + (p_c - p_a) \cdot S_c \right] \cdot \frac{L_c}{L_d} \\ & + p_{vinf} \cdot S_{vinf} - p_{vsup} \cdot S_{vsup} + F_{charge} \cdot \frac{L_c}{L_d} - M_d \cdot g_0 + M_c \cdot g_0 \cdot \frac{L_c}{L_d} \end{aligned} \quad (3.49)$$

Le principe fondamental de la dynamique en translation 3.50 est écrit en ramenant tous les sous-ensembles au niveau du détendeur :

La somme des forces est égale au produit de la masse et de l'accélération :

$$\sum \vec{F}_G = M \cdot \vec{a} = M \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (3.50)$$

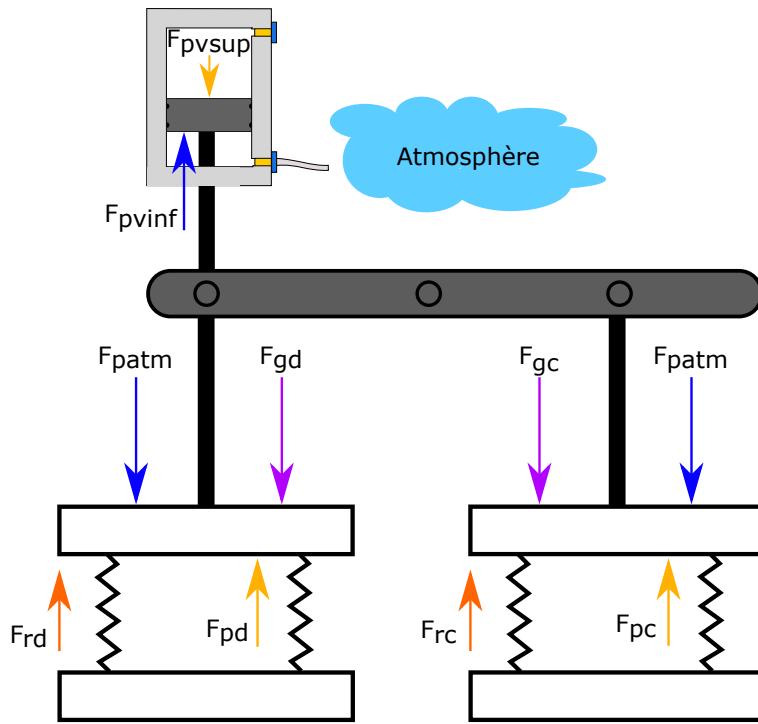


FIGURE 3.7 – Schématisation de l'équilibre des forces de pression, de gravité et de raideur de ressort du système complet.

Afin de simplifier l'intégration numérique, on transforme l'équation différentielle du second ordre vers un système à deux équations différentielles du premier ordre :

$$\begin{aligned} \frac{dx_d}{dt} &= v_d \\ \frac{dv_d}{dt} &= a \end{aligned} \quad (3.51)$$

Soit, mis sous la forme différentielle :

$$\begin{aligned} \frac{dv}{dt} = \frac{1}{M} \cdot & \left[\left(K_d + K_c \cdot \left(\frac{L_c}{L_d} \right)^2 \right) \cdot x_d - K_c \cdot C_d \cdot -p_a \cdot \left(S_d - S_c \cdot \left(\frac{L_c}{L_d} \right)^2 \right) - p_c \cdot S_c \cdot \frac{L_c}{L_d} \right. \\ & \left. + p_d \cdot S_d + F_{charge} \cdot \frac{L_c}{L_d} + p_{vinf} \cdot S_{vinf} - p_{vsup} \cdot S_{vsup} - M_d \cdot g_0 + M_c \cdot g_0 \cdot \frac{L_c}{L_d} \right] \end{aligned} \quad (3.52)$$

En posant :

$$\begin{aligned}
 V_d &= S_d \cdot dx_d \\
 \frac{dV_d}{dt} &= S_d \cdot \frac{dx_d}{dt} = S_d \cdot v_d \\
 \frac{dV_c}{dt} &= S_c \cdot \frac{dx_c}{dt} = S_c \cdot v_c \\
 \frac{dx_c}{dt} &= C_{max} - \frac{dx_d}{dt} \frac{L_c}{L_d} \\
 v_c &= -v_d \cdot \frac{L_c}{L_d} \\
 \frac{dV_c}{dt} &= S_c \cdot -v_d \cdot \frac{L_c}{L_d}
 \end{aligned} \tag{3.53}$$

Finalement, le système de neuf équations à neuf inconnues à résoudre est :

$$\left\{
 \begin{aligned}
 \frac{dp_d}{dt} &= \frac{p_d \cdot k_d}{V_d} \cdot \frac{dV_d}{dt} + \frac{T_{sd} \cdot r \cdot k_d}{V_d} \cdot (\dot{m}_{ed} - \dot{m}_{sd}) \\
 \frac{dT_d}{dt} &= \frac{r \cdot T_d}{p_d \cdot V_d} \cdot (k_d \cdot T_{ed} - T_{sd}) \cdot \dot{m}_{ed} - \frac{r \cdot T_d^2}{P_d \cdot V_d} \cdot (k_d - 1) \cdot \dot{m}_{sd} - \\
 &\quad (k_d - 1) \frac{T_d}{V_d} \cdot \frac{dV_d}{dt} \\
 \frac{dp_c}{dt} &= \frac{p_c \cdot k_c}{V_c} \cdot \frac{dV_c}{dt} + \frac{T_{sc} \cdot r \cdot k_d}{V_c} \cdot (\dot{m}_{ec} - \dot{m}_{sc}) \\
 \frac{dT_c}{dt} &= \frac{r \cdot T_c}{p_c \cdot V_c} \cdot (k_c \cdot T_{ec} - T_{sc}) \cdot \dot{m}_{ec} - \frac{r \cdot T_c^2}{P_c \cdot V_c} \cdot (k_c - 1) \cdot \dot{m}_{sc} - \\
 &\quad (k_c - 1) \frac{T_c}{V_c} \cdot \frac{dV_c}{dt} \\
 \frac{dp_{vo}}{dt} &= \frac{p_{vo} \cdot k_{vo}}{V_{vo}} \cdot \frac{dV_{vo}}{dt} + \frac{T_{svo} \cdot r \cdot k_c}{V_{vo}} \cdot (\dot{m}_{evo} - \dot{m}_{svo}) \\
 \frac{dT_{vo}}{dt} &= \frac{r \cdot T_c}{p_{vo} \cdot V_{vo}} \cdot (k_{vo} \cdot T_{evo} - T_{svo}) \cdot \dot{m}_{evo} - \frac{r \cdot T_{vo}^2}{P_{vo} \cdot V_{vo}} \cdot (k_{vo} - 1) \cdot \dot{m}_{svo} - \\
 &\quad (k_{vo} - 1) \frac{T_{vo}}{V_{vo}} \cdot \frac{dV_{vo}}{dt} \frac{dp_{vf}}{dt} = \frac{-p_{vf} \cdot k_{vf}}{V_{vf}} \cdot \frac{dV_{vf}}{dt} \\
 \frac{dp_{vf}}{dt} &= \frac{-p_{vf} \cdot k_{vf}}{V_{vf}} \cdot \frac{dV_{vf}}{dt} \\
 \frac{dv}{dt} &= \frac{1}{M} \cdot \left[\left(K_d + K_c \cdot \left(\frac{L_c}{L_d} \right)^2 \right) \cdot x_d - K_c \cdot C_d \cdot -p_a \cdot \left(S_d - S_c \cdot \left(\frac{L_c}{L_d} \right)^2 \right) - p_c \cdot S_c \cdot \frac{L_c}{L_d} \right. \\
 &\quad \left. + p_d \cdot S_d + F_{charge} \cdot \frac{L_c}{L_d} + p_{vinf} \cdot S_{vinf} - p_{vsup} \cdot S_{vsup} - M_d \cdot g_0 + M_c \cdot g_0 \cdot \frac{L_c}{L_d} \right] \\
 &\quad \frac{dx_d}{dt} = v_d
 \end{aligned} \tag{3.54}
 \right.$$

Le système d'équations obtenu est non linéaire. Les équations de pression du détendeur, du compresseur et du vérin de rappel comportent une variable de débit dont la valeur dépend de la pression des enceintes. Ces débits peuvent résulter de deux régimes d'écoulement, sonique et subsonique. Cela rend impossibles leurs résolutions analytiques. Pour s'en affranchir, des techniques de résolution numérique sont mises en œuvre.

3.5/ MODÉLISATION DES ÉCOULEMENTS

La difficulté principale du problème posé réside dans la caractérisation des flux de matières entrants et sortants des volumes de contrôle. Il n'est pas envisageable, dans le cadre de ces travaux, d'intégrer un système supplémentaire basé sur les équations d'écoulements de Naviers Stockes . En effet, le dispositif étudié est un système tridimensionnel sujet à des écoulements pouvant être instationnaires avec fluides compressibles et turbulents. Des techniques utilisées par de nombreux auteurs traitants des écoulements dans les moteurs automobiles [Piton, 2011], [Dinescu, 2010], [Bordjane, 2013] permettent de surmonter, en partie, cette difficulté. Bien souvent, il est fait appel à des modélisations simplifiées de type « 0D », qui apportent une approximation satisfaisante pour de nombreuses applications dans la mesure où le coefficient d'ajustement noté C_D est bien validé expérimentalement. Ce dernier correspond au rapport

$$\frac{\dot{m}_{dreal}}{\dot{m}_{dtheorique}}.$$

3.5.1/ ENCEINTE DE DÉTENTE

L'enceinte de détente dispose de deux soupapes, l'une pour l'admission et l'autre pour l'échappement. Chacune permet une communication entre le volume de contrôle et le milieu extérieur. Habituellement, les soupapes sont montées sur un système came/poussoir qui autorise d'importantes fréquences d'actionnement et un profil avec amortissement en fin de course, dans le but de limiter les chocs. Il est toutefois très difficile de faire varier pendant son fonctionnement le profil imposé, ce qui représente un inconvénient majeur de ce système. Un dispositif sans arbre à cames est donc mis en œuvre. La levée de chaque soupape est opérée par un vérin pneumatique, lui-même actionné par de l'air sous pression piloté par une électrovanne. Le profil de déplacement peut être soit de type « tout ou rien » soit « proportionnel » en fonction de l'organe électropneumatique choisi [Doubs, 2019]. Le modèle numérique développé ici considère une loi de levée suivant une loi expérimentale obtenue après essai sur un système d'actionnement complet, figure 3.8. Le modèle retenu est couramment appelé, « Barré de Saint-Venant » du nom de son auteur [Barré de Saint-Venant, 1882] [Barré de Saint-Venant et al., 1883].

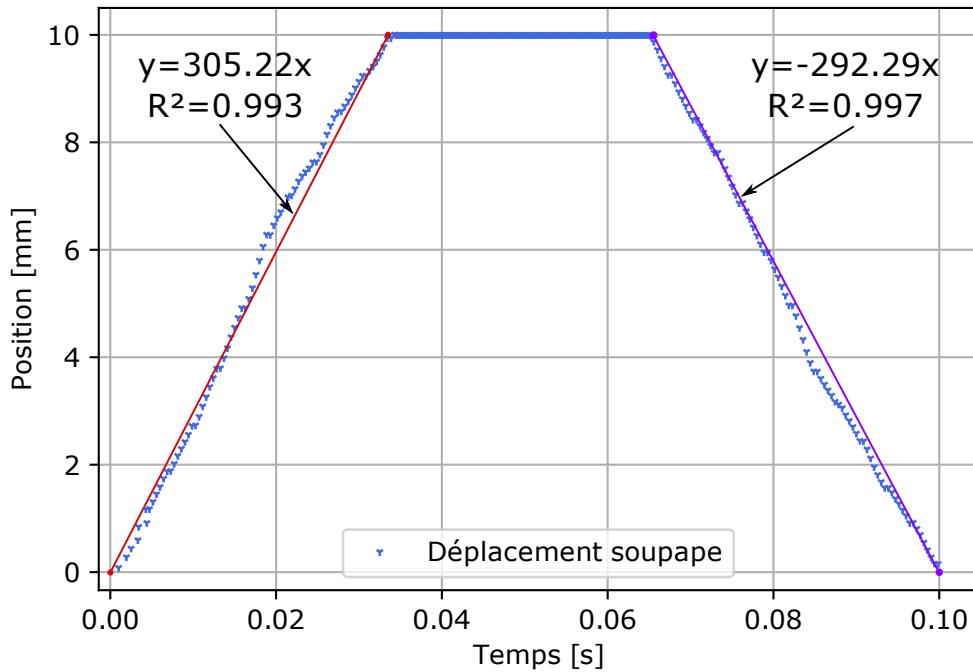


FIGURE 3.8 – Courbe de loi des levées des soupapes.

Les équations pour le calcul des débits massiques sont les suivantes :

$$\dot{m}_{ed} = C_{Dsadm} \cdot S_{sadm} \cdot \left(\frac{P_{ed}}{\sqrt{r \cdot T_{ed}}} \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \left(\frac{P_{ed}}{P_d} \frac{-2}{\gamma} - \frac{P_{ed}}{P_d} \frac{(\gamma + 1)}{-\gamma} \right)} \quad (3.55)$$

$$\dot{m}_{ds} = C_{Dsech} \cdot S_{sech} \cdot \left(\frac{P_d}{\sqrt{r \cdot T_d}} \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \left(\frac{P_d}{P_a} \frac{-2}{\gamma} - \frac{P_d}{P_a} \frac{(\gamma + 1)}{-\gamma} \right)} \quad (3.56)$$

$$\dot{m}_d = \dot{m}_{de} - \dot{m}_{ds} \quad (3.57)$$

Avec S_{adm} et S_{ech} , les surfaces annulaires de passage au col du siège de soupape, illustrées figure 3.9 :

Ces surfaces se calculent selon les formules :

$$S_{adm} = \pi \cdot D_{coladm} \cdot l_{adm} = \pi \cdot D_{int} \cdot l_{adm} \quad (3.58)$$

$$S_{ech} = \pi \cdot D_{colech} \cdot l_{ech} \quad (3.59)$$

Dans un premier temps, une valeur du coefficient de décharge plausible sera utilisée avant d'être corrigée à l'aide des résultats expérimentaux.

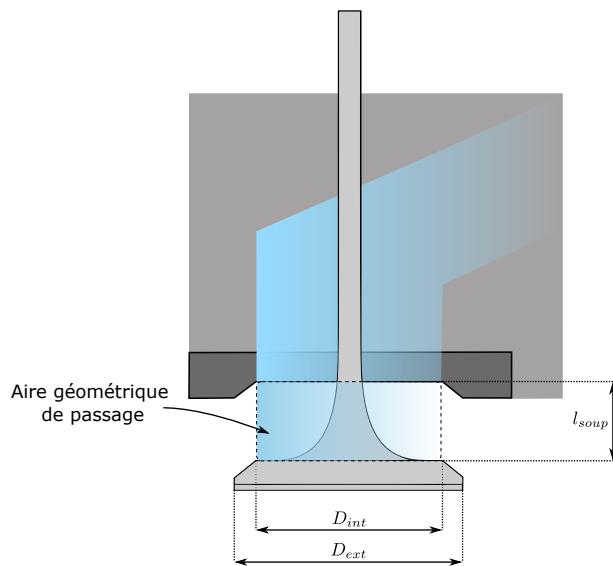


FIGURE 3.9 – Paramètres géométriques de soupape.

3.5.2/ ENCEINTE DE COMPRESSION

Les transferts de fluide entre l'enceinte de compression et le milieu extérieur sont réalisés à l'aide d'une plaque à clapets illustrée figure 3.10 .

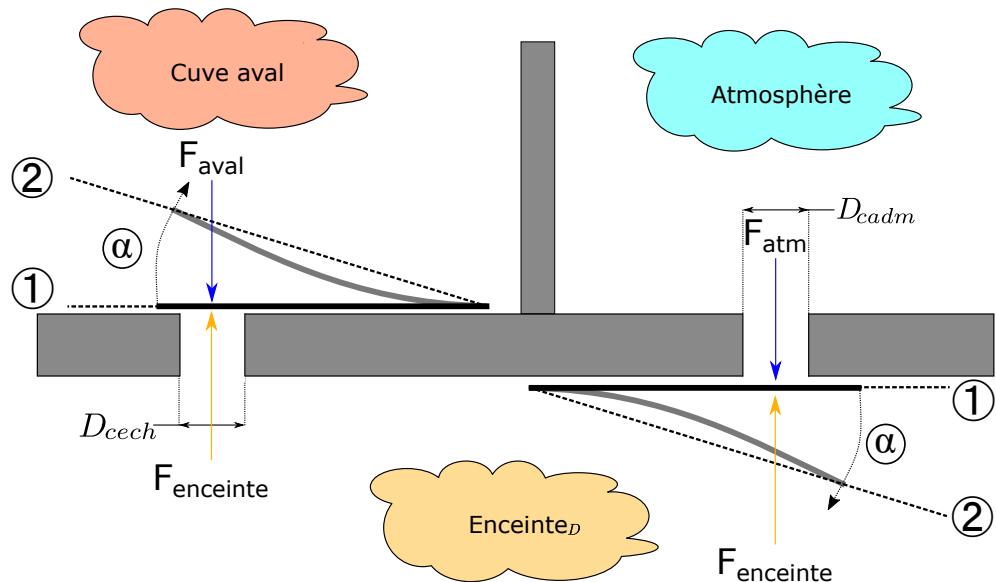


FIGURE 3.10 – Vue en coupe d'une plaque à clapets d'admission et d'échappement.

En raison de leurs masses extrêmement faibles, les ouvertures des clapets d'admission et d'échappement sont considérées comme instantanées. De plus, la levée des clapets est fixée comme une constante.

De manière semblable à l'enceinte de détente, le même modèle d'écoulement sera appliqué aux clapets d'admission et d'échappement.

$$\dot{m}_{ec} = C_{Dcadm} \cdot S_{cadm} \cdot \left(\frac{P_{ec}}{\sqrt{r \cdot T_{ec}}} \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \left(\frac{P_a}{P_c} \frac{-2}{\gamma} - \frac{P_a}{P_c} \frac{(\gamma + 1)}{-\gamma} \right)} \quad (3.60)$$

$$\dot{m}_{sc} = C_{Dcech} \cdot S_{cech} \cdot \left(\frac{P_c}{\sqrt{r \cdot T_c}} \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \left(\frac{P_c}{P_{sc}} \frac{-2}{\gamma} - \frac{P_c}{P_{sc}} \frac{(\gamma + 1)}{-\gamma} \right)} \quad (3.61)$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_{ec} - \dot{m}_{sc} \quad (3.62)$$

Avec S_{cadm} et S_{cech} , les sections de passage au droit de la plaque (figure 3.10) et s'écrivant :

$$S_{cadm} = \frac{\pi \cdot D_{cadm}^2}{4} \cdot n_{cadm} \quad (3.63)$$

$$S_{cech} = \frac{\pi \cdot D_{cech}^2}{4} \cdot n_{cech} \quad (3.64)$$

3.5.3/ VÉRIN DE RAPPEL

Le débit d'air entrant et sortant de la chambre du vérin en communication à l'atmosphère est calculé à partir de l'équation suivante :

$$\dot{m}_{vo} = C_{Dvo} \cdot S_{orifice} \cdot \left(\frac{P_{vo}}{\sqrt{r \cdot T_{vo}}} \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \left(\frac{P_{vo}}{P_{atm}} \frac{-2}{\gamma} - \frac{P_{vo}}{P_{atm}} \frac{(\gamma + 1)}{-\gamma} \right)} \quad (3.65)$$

Avec S_{vo} la section de l'orifice de passage du fluide :

$$S_{vo} = \frac{\pi \cdot D_{orifice}^2}{4} \quad (3.66)$$

3.6/ RÉSOLUTION DU SYSTÈME

Le système à résoudre est composé de neuf équations différentielles couplées du premier ordre. À l'aide du logiciel Python nous avons écrit un programme permettant la résolution du système d'équations, par intégration numérique itérative de Runge-Kutta [Kutta, 1901]. Les problèmes qui ne présentent pas de discontinuités sont le plus souvent résolus assez simplement une fois le système d'équations programmé. La modélisation de cette machine ne rentre pas dans ce cadre, bien que le système à résoudre soit relativement peu complexe. En effet, il est très difficile d'y incorporer les lois de contrôle et de commande, qui permettent la réalisation du cycle moteur voulu. Des méthodes dédiées aux problèmes discontinus existent.

Elles utilisent des fonctions évènements afin d'agir, au moment opportun, sur les paramètres du système d'équations [Andersson et al., 2015]. Leurs utilisations requièrent de larges compétences de programmation et impliquent un temps élevé de mise en place et de mise au point. Le choix retenu pour ce modèle consiste en l'ajout de critères conditionnels dont l'évaluation est effectuée à chaque pas de temps. Cette stratégie permet de s'affranchir des techniques avec évènements. Cependant, faire ce choix revient à modifier les valeurs des constantes au cours de la résolution. Une erreur est donc commise lors de l'évaluation des dérivées du système. Celle-ci est à relativiser dès lors que le pas de calcul choisi est suffisamment faible pour gommer l'influence de ces discontinuités. Les origines de celles-ci sont illustrées figure 3.11 et décrites comme :

- 1. Sélection de la phase du détendeur :** une structure condition permet de définir dans quelle étape le cycle moteur se situe. C'est cette information qui est utilisée par le programme pour définir les valeurs à utiliser pour la résolution.
- 2. Levée de la soupape d'admission :** le fluide est admis dans l'enceinte de détente à travers la soupape d'admission. La levée de la soupape est définie suivant l'équation expérimentale vue dans la section 3.5.1. La levée de soupape calculée permet de définir la section de passage de fluide à l'aide de l'équation 3.58.
- 3. Levée de la soupape d'échappement :** le fluide est évacué de l'enceinte de détente à travers la soupape d'échappement. La levée de la soupape est définie suivant l'équation expérimentale vue dans la section 3.5.1. La levée de soupape calculée permet de définir la section de passage de fluide à l'aide de l'équation 3.59.
- 4. Calcul du débit soupape d'admission :** la quantité de fluide admise dans l'enceinte de détente est calculée à partir de l'équation de Barré de Saint-Venant 3.55, dont un des paramètres d'entrée est la section de passage de fluide 3.58.
- 5. Calcul du débit soupape d'échappement :** la quantité de fluide évacuée de l'enceinte de détente est calculée à partir de l'équation de Barré de Saint-Venant 3.56, dont un des paramètres d'entrée est la section de passage de fluide 3.59.
- 6. Sélection de la phase de compresseur :** une structure condition permet de définir à quelle étape de compression le compresseur se situe. Cette information permet au programme de cibler quelles valeurs doivent être utilisées pour la résolution.
- 7. Calcul du débit au clapet d'admission :** la quantité de fluide admise dans l'enceinte de compression est calculée à partir de l'équation de Barré de Saint-Venant 3.60, dont un des paramètres d'entrée est la section de passage de fluide 3.63.
- 8. Calcul du débit au clapet d'échappement :** la quantité de fluide évacuée de l'enceinte de compression est calculée à partir de l'équation de Barré de Saint-Venant 3.65, dont un des paramètres d'entrée est la section de passage de fluide 3.66.

Les résultats pour différents pas de temps de calcul et les mêmes paramètres d'entrée ont été comparés. Il en est tiré une valeur optimale qui permet d'avoir une précision suffisante tout en contenant le temps de calculs. De quoi, cette valeur est de 0,1 ms par itération. À titre indicatif, le temps de calcul du modèle exécuté sur un ordinateur de bureau ne disposant pas de performances particulières est de l'ordre de 4 min pour obtenir cinq cycles complets de la machine.

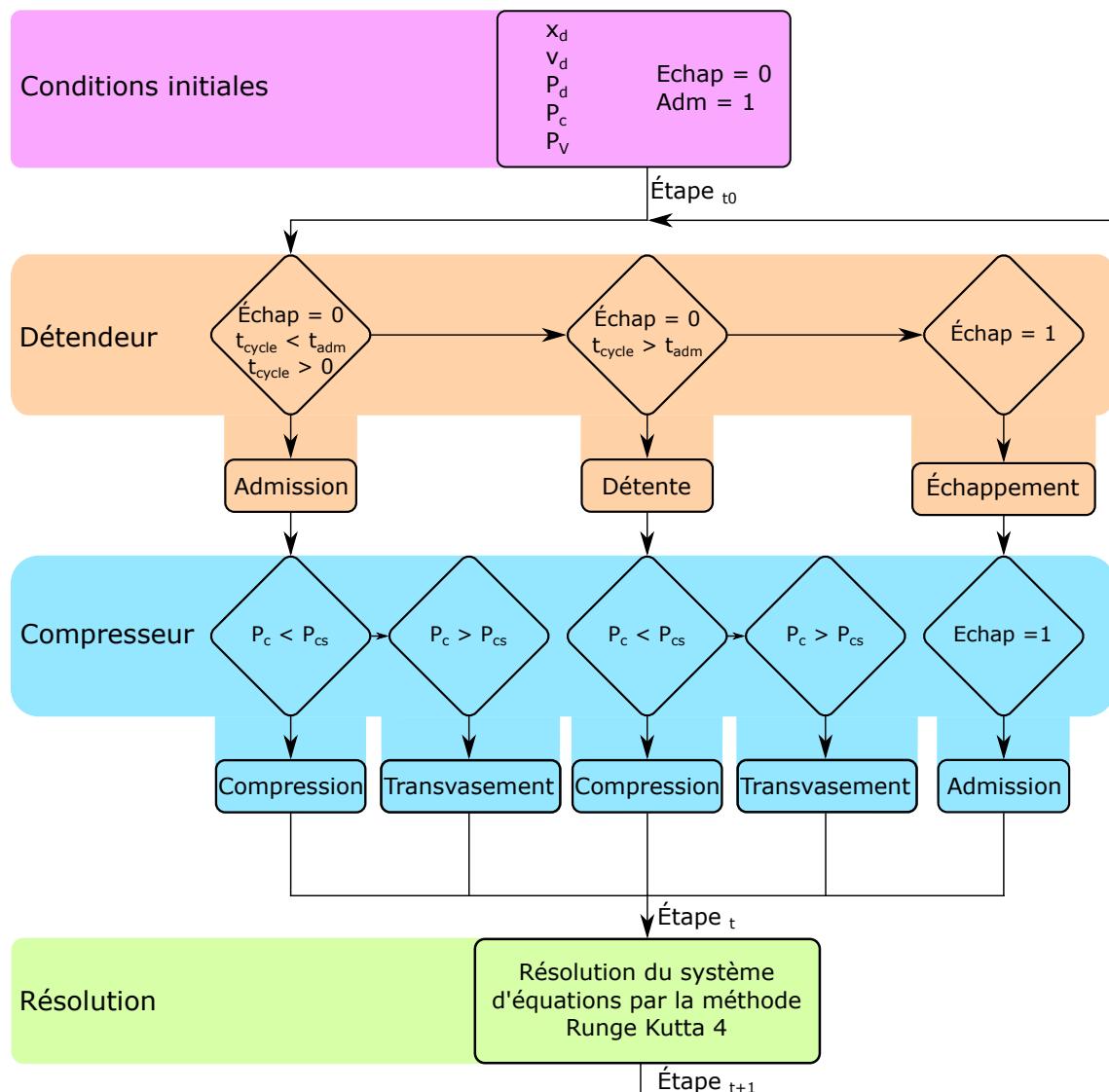


FIGURE 3.11 – Séquences simplifiées du programme de simulation.

La figure 3.12 correspond aux tracés des différents cycles en partant de l'état initial à $t = 0$ s. Un dépassement important de la position est clairement identifiable lors du premier calcul de cycle. Cela est lié aux conditions de départ qui ne sont pas représentatives du point d'équilibre du système. La phase de retour est également modifiée par voie de conséquence. Cette erreur se propage alors jusqu'au deuxième cycle. Ce dernier permettra d'avoir, en fin de cycle, l'état d'équilibre recherché. Les deux dernières périodes sont alors quasi identiques. D'une manière générale, le quatrième cycle sera choisi pour les tracés.

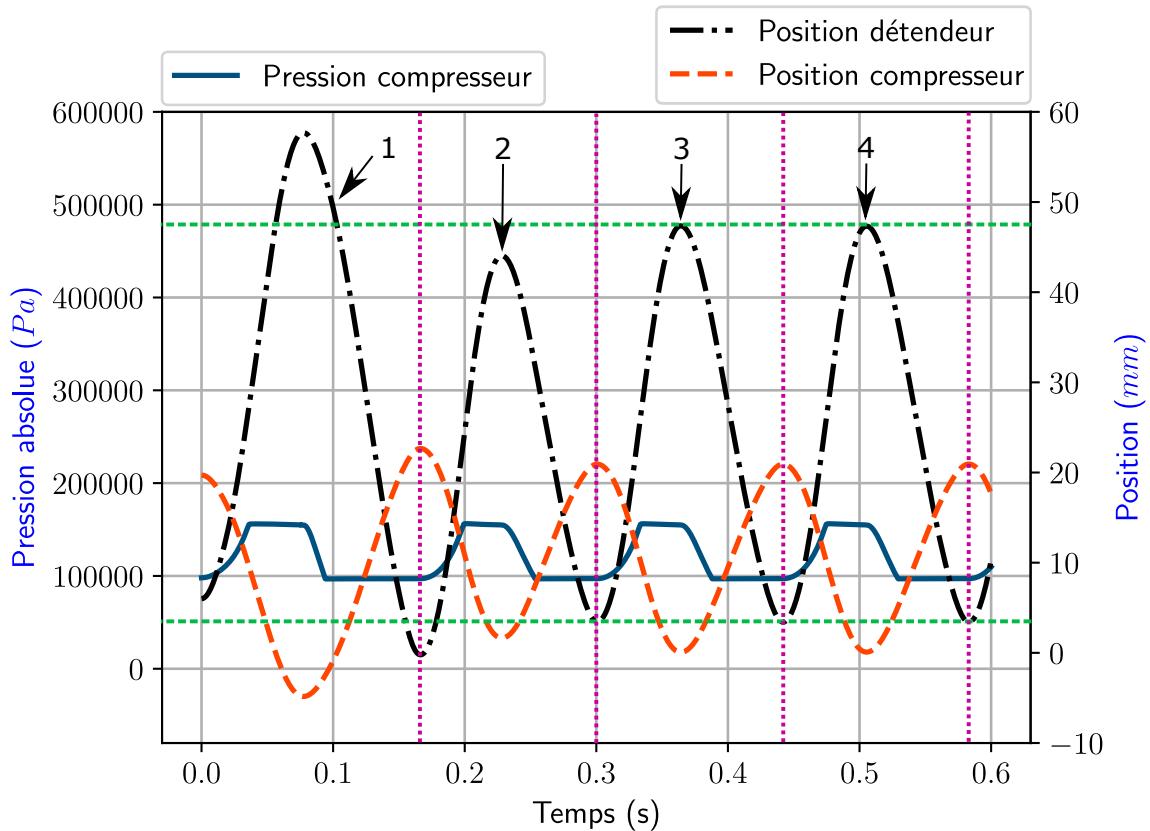


FIGURE 3.12 – Résultats typiques de la simulation numérique à partir du pas de temps initial jusqu'à $t = 0,6\text{ s}$.

3.7/ RÉSULTATS TYPIQUES DE PRÉDIMENSIONNEMENT

La mise au point du modèle est relativement longue et son aboutissement est tributaire des paramètres d'entrée utilisés. Une première estimation a été faite pour certains d'entre eux, afin d'obtenir des éléments de dimensionnement pour construire la machine expérimentale. Par exemple, certaines données de construction ne sont pas modifiables comme les diamètres et courses maximales des soufflets ou la pression et la température interne maximale. Pour l'ensemble des essais présentés dans le cadre de ces travaux, l'équilibre du moteur obtenu est uniquement le fruit des interactions mathématiques entre les différentes équations thermodynamiques, mécaniques et fluidiques mais aussi des consignes permettant de contrôler la position des enceintes. Grâce à cela, il n'est en aucun cas nécessaire d'imposer la fréquence d'oscillation et l'amplitude de la course, qui est elle même limitée par les butées mécaniques hautes et basses. Pour ce moteur à déplacement linéaire, ces variables sont donc bien des données de sorties du modèle numérique. C'est pour cela qu'entre les différentes configurations d'essais il n'est pas possible d'obtenir une fréquence de fonctionnement ou une amplitude de course parfaitement identique dans la mesure ou l'équilibre du moteur n'est plus le même. Dans un souci d'uniformité, les noms des variables tracées dans les parties simulation et expérimentations sont identiques. Leurs dénominations sont reportées dans le tableau 3.1. Le code graphique choisi pour la présentation des résultats de simulation sera composé de traits continus ou pointillés sans marqueur et sera identique dans tout ce manuscrit.

Sauf indication contraire, dans les sections suivantes un seul paramètre de la simulation sera modifié pour ne pas biaiser l'analyse qui en est faite.

Dénomination	Localisation
Détendeur	Position du détendeur
Compresseur	Position du compresseur
CP002	Pression de l'enceinte de compression
CP006	Pression de l'enceinte de détente
CP007	Pression de la chambre inférieure du vérin de rappel
CP008	Pression de la chambre supérieure du vérin de rappel
CT002	Température du gaz dans l'enceinte de compression
CT007	Température du gaz dans l'enceinte de détente

TABLE 3.1 – Table de dénomination des points de mesure et leurs localisations.

3.7.0.1/ DISPOSITIF À L'ÉQUILIBRE (PRESSION DE COMPRESSION ÉGALE À 155 kPa)

Dans cette partie, le modèle numérique est réglé pour un fonctionnement nominal du moteur sans charge additionnelle. En effet, il sera plus facile par la suite de comparer les résultats de la simulation et de l'expérimentation, car cette dernière ne dispose pas de charge mécanique (générateur linéaire ou charge hydraulique). Une fois le modèle validé, un calcul des performances du moteur pour différentes charges sera alors mené à l'aide de la simulation. La chambre supérieure du vérin est fermée, tandis que la chambre inférieure est à l'atmosphère dans cet essai. Les paramètres de simulation pour les courbes présentées dans cette section sont consignés dans le tableau 3.2. Les données tracées dans tous les graphiques présentés dans cette section sont issues d'un seul et même cycle du même jeu de simulation.

Détendeur		Compresseur		Vérin	
Variable	Valeur	Variable	Valeur	Variable	Valeur
P_{ed}	165 000 Pa	P_{sc}	155 000 Pa	P_{vsup0}	90 000 Pa
T_{ed}	18 °C	T_{ec}	18 °C	P_{vinf0}	125 000 Pa
k_d	1,1	k_c	1,1	k_v	1,4
D_d	113 mm	D_c	113 mm	D_v	50 mm
K	$x_d \cdot (-15118) + 308,09$	$\frac{L_c}{L_d}$	0,475	D_{av}	2 mm
V_{md}	$89 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mc}	$93 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mv}	$236 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
C_{Dsadm}	0,75	C_{Dcadm}	0,8	$D_{orifice}$	6 mm
C_{Dsech}	0,85	C_{Dcech}	0,8	C_{maxv}	100 mm
D_{sadm}	33 mm	S_{cadm}	$8,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	C_{Dv}	0,95
D_{sech}	0,038 m	S_{cech}	$4,02 \times 10^{-4} \text{ m}^2$		
M_d	14 kg	M_c	9 kg		
t_{adm}	21 ms				
AOE	42 mm				
AFE	25 mm				
AOA	11 mm				
C_d	47,5 mm				

TABLE 3.2 – Table de paramètres et variables de simulation (Pcomp = 155 kPa).

La figure 3.13 permet d'identifier différentes zones caractéristiques au cours d'un cycle moteur. La zone grise correspond à la phase de remplissage du cylindre de détente pendant laquelle la soupape d'admission est ouverte. La course maximale de la soupape n'est pas atteinte dans cet essai, avec une levée de 7,6 mm contre 10 mm au maximum. La pression dans l'enceinte de détente CP006 tracée en rouge atteint un maximum lorsque la position de la bride mobile du soufflet tracé en noir atteint le point mort haut. En effet, le volume est à cet instant très proche du volume mort ainsi, une quantité de gaz minime est nécessaire pour équilibrer les pressions amont/aval. Lorsque la position du détendeur augmente, le volume de l'enceinte suit la même évolution. Le débit d'air nécessaire au maintien de la pression est à cette occasion important. Le temps d'ouverture et de fermeture intrinsèque au système d'admission le rend imparfait. Cela implique une diminution de débit et donc de pression, dès lors que la soupape entame sa fermeture. Ce phénomène est de plus combiné à la variation de volume, qui est à son maximum. Bien que le processus de détente soit déjà entamé, la traditionnelle phase théorique qui s'effectue en vase clos commence peu après la mi-course, pour terminer au point mort bas, à une pression inférieure à l'atmosphère d'environ 13 000 Pa. Dans un cas idéal, la pression en fin de détente est égale à l'atmosphère pour maximiser le travail mécanique. En dessous de la pression ambiante, la force mécanique s'inverse et freine le déplacement de l'enceinte.

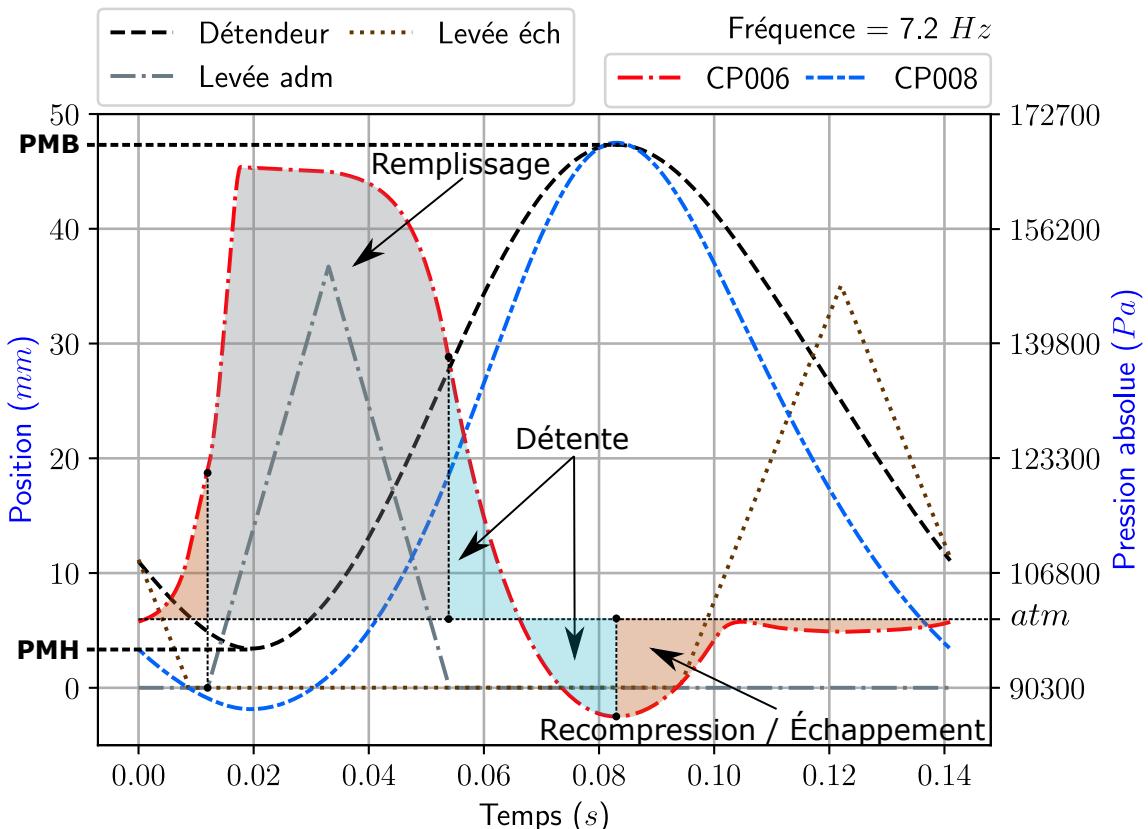


FIGURE 3.13 – Évolutions temporelles de la pression, de la position du détendeur et des levées de soupapes X 5 pour un cycle à 7,2 Hz.

Cet élément peut néanmoins aider à trouver l'équilibre mécanique qui est très difficile à obtenir, tant le nombre de paramètres et de réglages peuvent influencer la cinématique de l'ensemble. Enfin, lors de l'ouverture de la soupape d'échappement, un débit d'air entre dans l'enceinte pour les raisons évoquées. Il s'en suit, une phase de recompression du volume résiduel pendant la phase de fermeture de la soupape d'échappement. Celle-ci est consommatrice d'énergie, mais elle permet de limiter le risque de choc en butée. Elle agit comme un ressort et permet également de réduire la masse de fluide à injecter pendant la phase de détente. Enfin, la pression dans la chambre supérieure du vérin tracée en bleue $CP008$ contribue au retour du détendeur au point mort haut. Le profil d'évolution est très similaire au profil de position.

Le graphique 3.14 correspond au tracé de la pression en rouge et de la température en bleue $CT007$, au cours d'un cycle moteur à une fréquence de 7,2 Hz. La température augmente tout d'abord pendant la phase de recompression, puis atteint son maximum au même instant que la pression avant le point mort haut. Il n'est pas constaté de déphasage entre la température et la pression. Pendant le remplissage de l'enceinte, la température diminue de quelques degrés. Puis, lors de la détente, l'écart de température jusqu'au point mort bas est d'environ 10 °C. Dans le cas où la température d'admission serait bien plus grande, l'écart serait vraisemblablement significativement plus important.

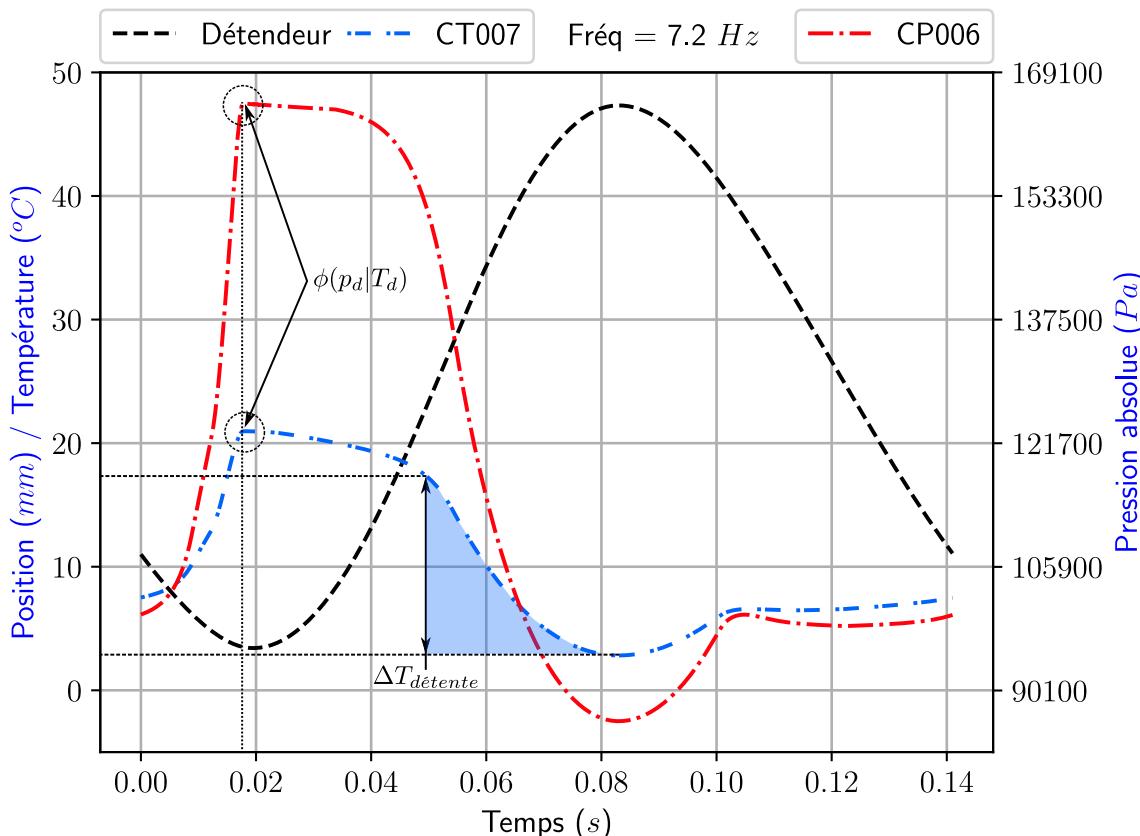


FIGURE 3.14 – Évolutions temporelles de la pression et de la température du détendeur pour un cycle à 7,2 Hz.

Le diagramme indicateur de l'enceinte de détente est illustré figure 3.15. Ce diagramme est assez proche du cycle théorique à l'exception de la zone entourée, où la détente du gaz est inférieure à la pression atmosphérique et génère un phénomène de rebond de type ressort gazeux. Cette évolution sera à comparer avec l'expérience, car l'évolution théorique est stricto sensu identique au cours des deux processus. L'admission du fluide intervient à partir de 1_{AOA} avant d'atteindre le volume minimal. Le remplissage se poursuit jusqu'à 2, au cours duquel la pression diminue par une combinaison de facteurs entre, l'augmentation de volume et la diminution du débit d'admission pendant la fermeture de la soupape. De 2 à 3, s'en suit l'étape de détente puis d'une recompresion de 3 à 4_{AOE} . L'ouverture de la soupape d'échappement intervient à 4_{AOE} , et rééquilibre les pressions puis évacue l'air de la chambre jusqu'à 4_{AFE} avec une légère recompresion, causée par la diminution de la section de passage de la soupape d'échappement. Cette étape se poursuit jusqu'à 1_{AOA} et l'ouverture à nouveau de la soupape d'admission. L'aire colorée en rouge, correspond au travail de détente net tandis que l'aire en jaune est représentative du travail de recompresion. La somme des deux aires correspond au travail total sur un cycle de détente.

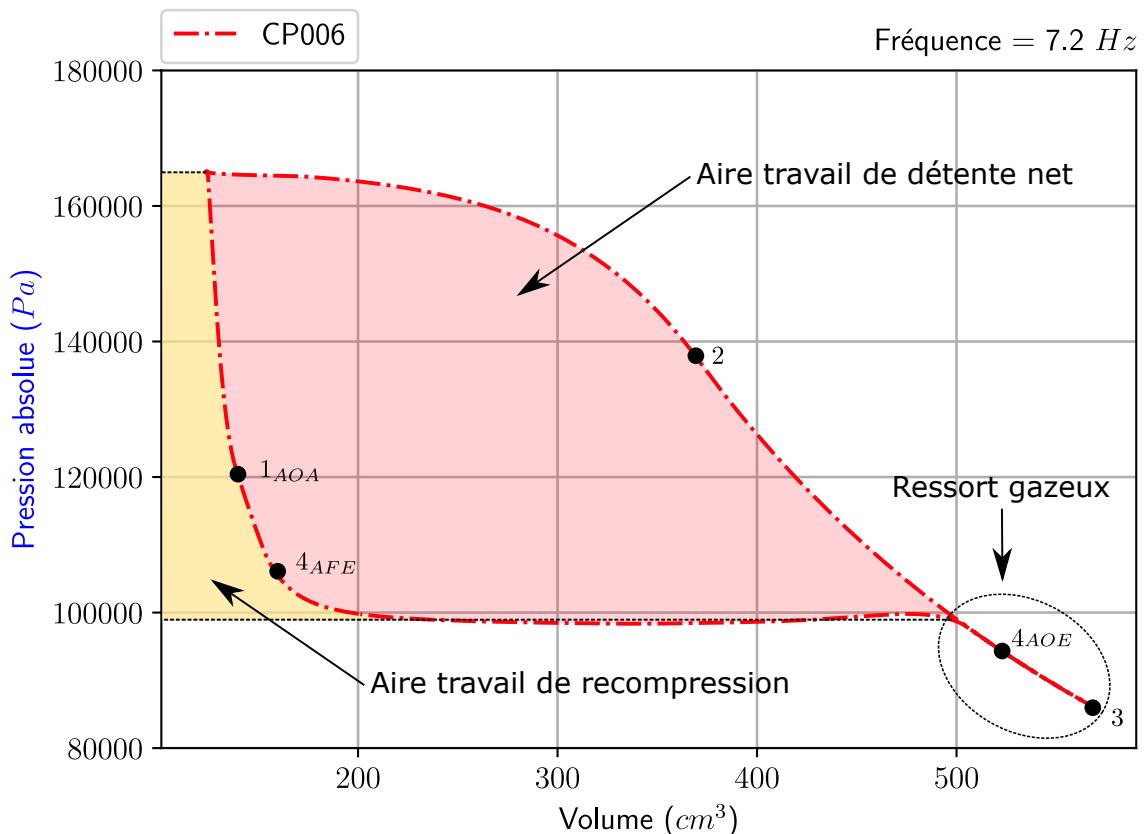


FIGURE 3.15 – Diagramme indicateur de l'enceinte de détente pour un cycle à 7,2 Hz.

L'évolution de pression en vert *CP002* et de position du compresseur en orange est illustrée figure 3.16. Il est observé au point mort bas, une compression du fluide jusqu'à la pression du réservoir aval. Une fois cette pression atteinte, le gaz en pression est transvasé vers la cuve de stockage. Au cours de cette étape, les pertes de charge engendrent une légère diminution de pression. Enfin, le volume résiduel est détendu jusqu'à l'atmosphère pour admettre un nouveau volume de gaz.

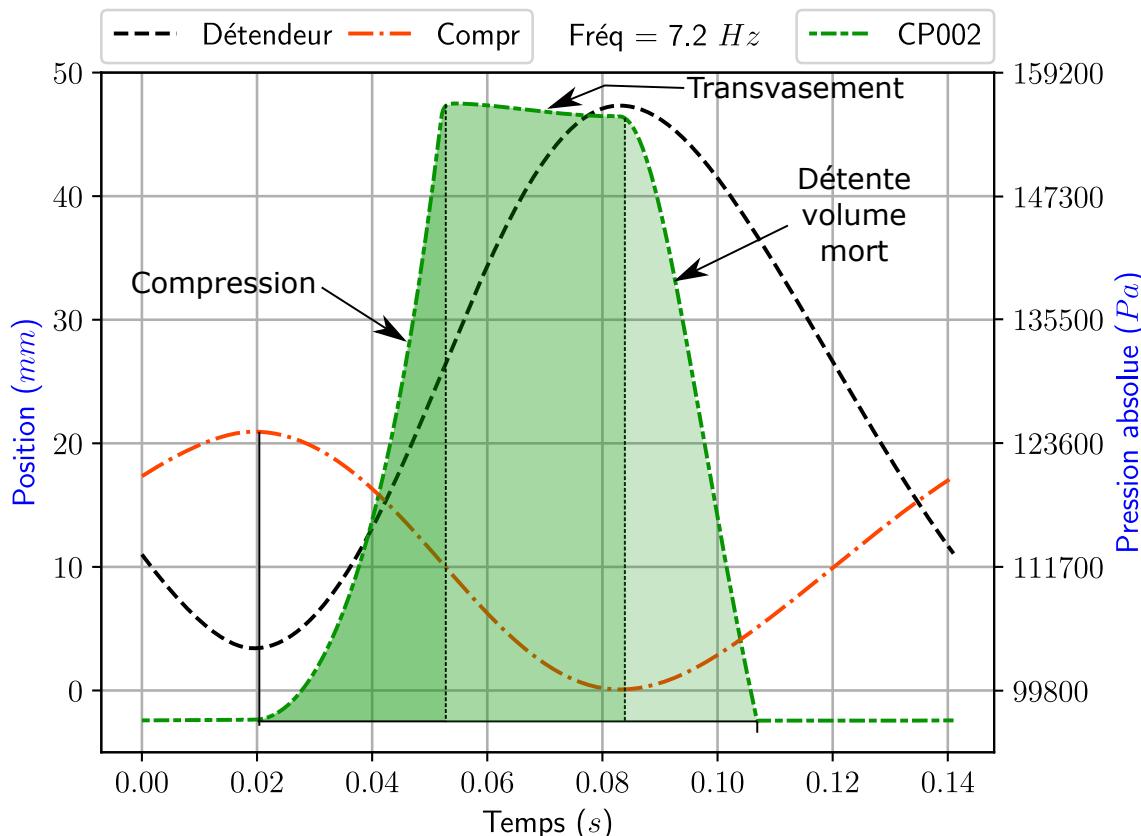


FIGURE 3.16 – Évolutions temporelles de la pression et de la position du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.

La température du fluide dans le compresseur *CT002* tracée en bleu figure 3.17, augmente jusqu'à environ 33 °C pendant la compression. De la même manière qu'au détendeur, le maximum de pression est atteint au même instant que la température et ne laisse donc pas apparaître de déphasage. Au cours du transvasement, la température diminue de quelques degrés. Enfin, la température est abaissée en-dessous de l'ambiance pendant la phase de détente du volume mort. Cela s'explique par une pression de l'enceinte légèrement inférieure permettant le remplissage du volume. Aussi, la pression dans l'enceinte est égale à l'atmosphère à partir du tiers de la course de remontée. Cette caractéristique est directement dépendante du volume ; plus il est important plus la course de détente sera grande. Cela diminuera d'autant la masse admise sur un cycle. Les deux courbes de déplacement des enceintes de compression et de détente mettent en évidence le déplacement en opposition de celles-ci.

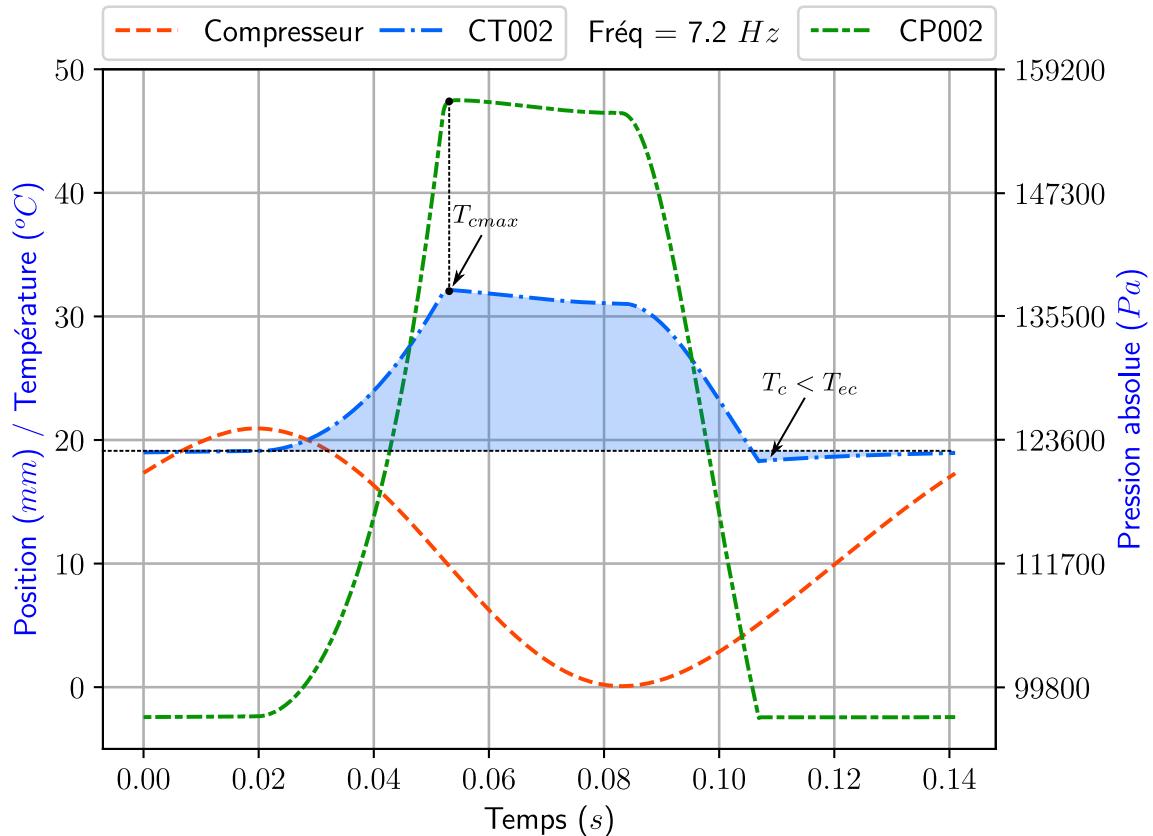


FIGURE 3.17 – Évolutions temporelles de la pression et de la température du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.

Le diagramme indicateur de l'enceinte de compression est illustré en figure 3.18. L'air est d'abord comprimé dans l'enceinte de 1 à 2 puis est transvasé dans le réservoir de 2 à 3. Le volume mort est ensuite détendu de 3 à 4. Enfin le remplissage de l'enceinte de compression est assuré de 4 à 1. Le travail de compression correspond à l'aire en vert, tandis que le travail de détente est en bleu.

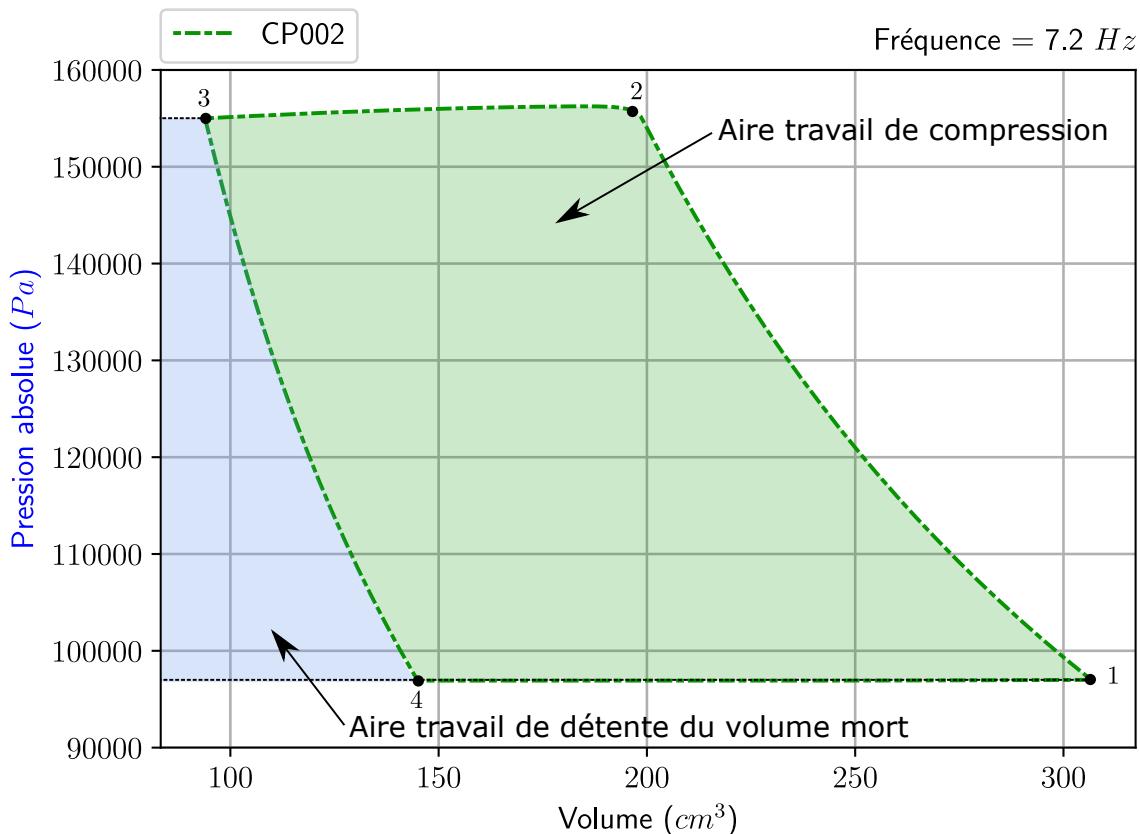


FIGURE 3.18 – Diagramme indicateur du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.

Le bilan des forces est tracé dans le graphique de la figure 3.19. La position du détendeur permet de mieux comprendre les différentes phases au cours du cycle. Tout d'abord, la pression dans l'enceinte de détente tracée en rouge augmente et la raideur de ressort des soufflets tracé en orange est positive. C'est à cet instant, au point mort bas, que la force totale tracée en violet est à son maximum avec environ 1000 N. La force décroît ensuite avec l'augmentation de pression dans le compresseur tracé en vert et l'inversion de signe de la raideur. La diminution de la pression dans l'enceinte de détente combinée à l'augmentation de pression du vérin, permettent l'inversion de signe de la force totale et ainsi de ralentir la masse de l'ensemble jusqu'au point mort haut. Enfin, l'échappement de l'air du compresseur et la détente de la chambre du vérin freinent à leurs tours le retour du soufflet au point mort haut. La position du détendeur est quasiment à mi-course, lors des deux instants d'inversion de signe de la force.

La figure 3.20 représente l'accélération subie par le système mécanique complet ainsi que les pressions des différentes enceintes. Le profil est très proche de celui de la somme des forces illustrée figure 3.19. La valeur d'accélération maximale est d'environ $50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ au moment où l'inversion de sens a lieu au point mort haut ainsi qu'au point mort bas. C'est à cet instant que les forces de pressions combinées aux autres efforts permettent de ralentir la masse du système pour ne pas entrer en collision avec les butées hautes ou basses, puis de repartir en sens inverse. L'accélération change de signe approximativement à la mi-course pour freiner suffisamment rapidement avant la prochaine butée.

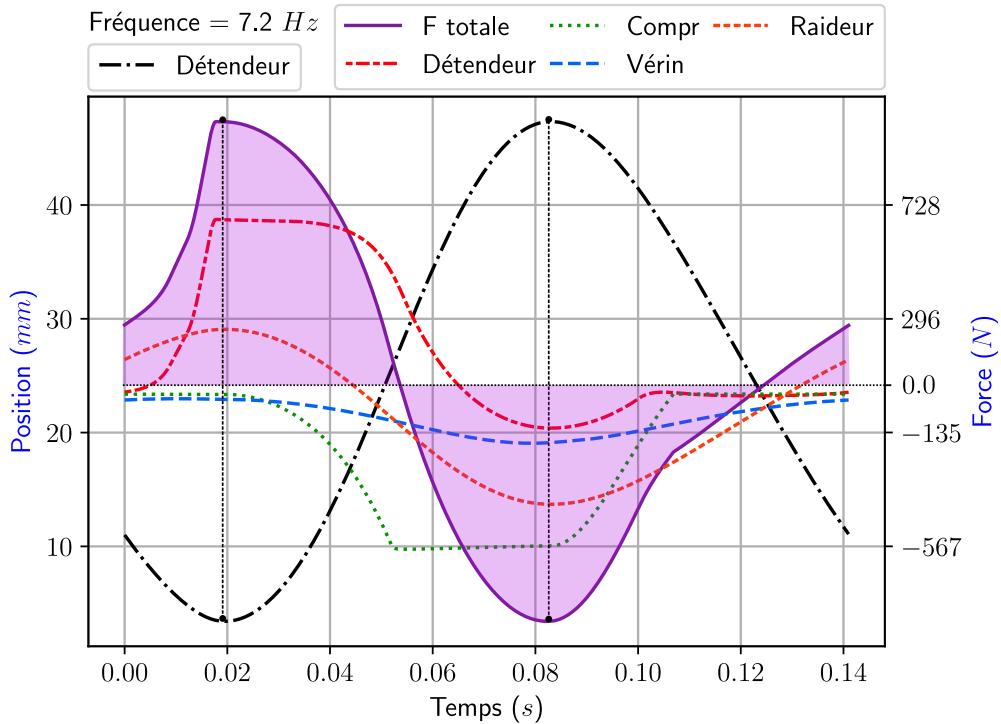


FIGURE 3.19 – Évolutions temporelles de la position du détendeur et des forces instantanées du détendeur, du compresseur, du vérin et de la raideur du système complet avec effet de la gravité pour un cycle à 7,2 Hz.

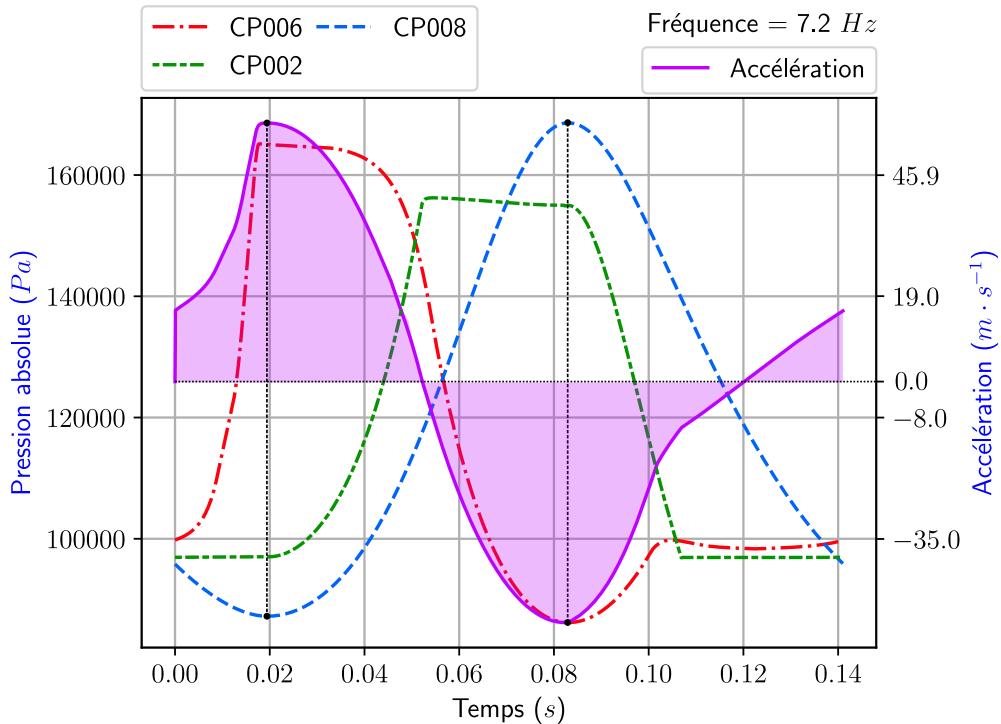


FIGURE 3.20 – Évolutions temporelles de l'accélération et des pressions dans le vérin de rappel et les enceintes de détente et de compression pour un cycle à 7,2 Hz.

La figure 3.21 permet de visualiser la répartition des puissances consommées ou générées par chaque système. Le détendeur est celui qui apporte le plus de puissance avec environ 600 W crête. Le compresseur, le vérin et l'ensemble raideur / gravité sont individuellement d'une importance bien moindre. Le système n'ayant pas de charge mécanique, aucune puissance excédentaire n'est produite, l'énergie (aire violette) est globalement nulle sur le cycle.

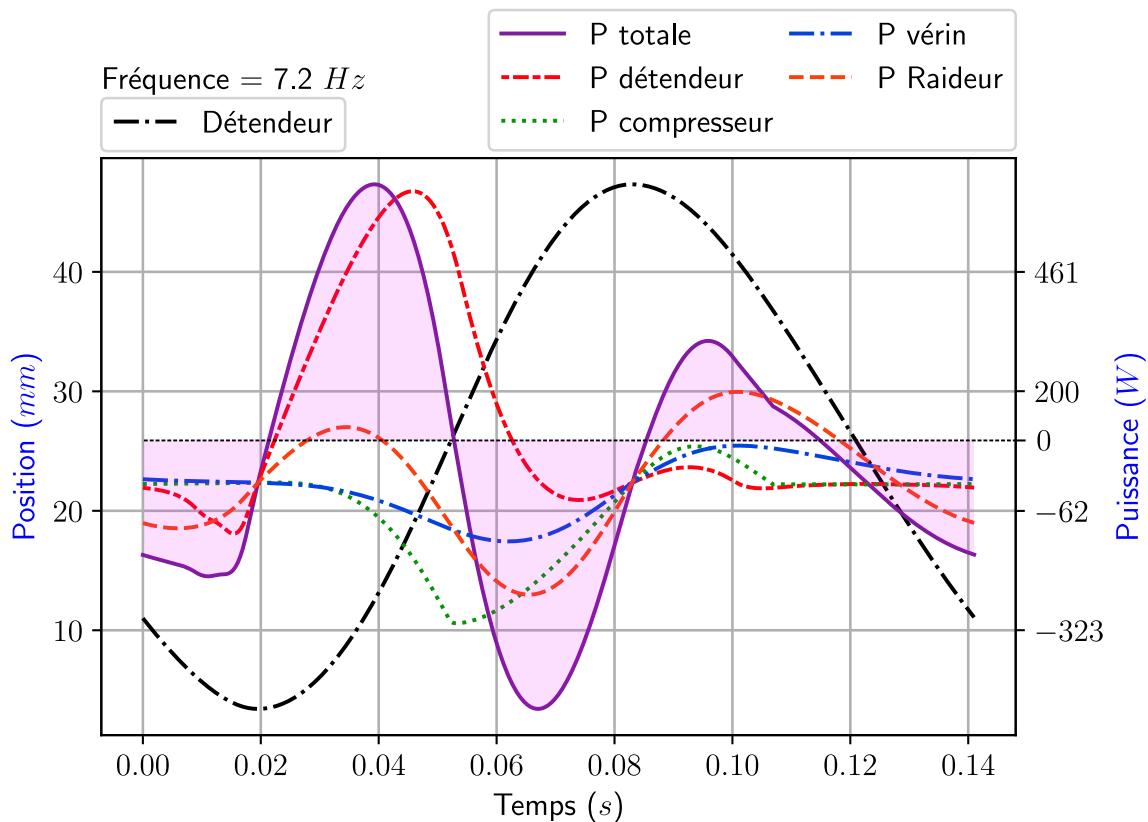


FIGURE 3.21 – Évolutions temporelles de la position du détendeur et des puissances instantanées du détendeur, du compresseur, du vérin et de la raideur du système complet avec effet de la gravité pour un cycle à 7,2 Hz.

Le tracé des débits d'admission et d'échappement au détendeur illustré figure 3.22, confirme les conclusions tirées précédemment. En effet, le débit est d'abord croissant à l'ouverture de la soupape d'admission puis diminue à partir du point mort haut avant d'augmenter jusqu'à son maximum peu après la levée maximale. Lors de la phase de fermeture de cette soupape, le débit chute, ce qui entraîne une baisse du remplissage et donc une diminution de la pression. Il faut attendre l'ouverture de la soupape d'échappement pour évacuer l'air de l'enceinte de détente. Pendant la phase de fermeture de la soupape, le volume de fluide est légèrement recomprimé.

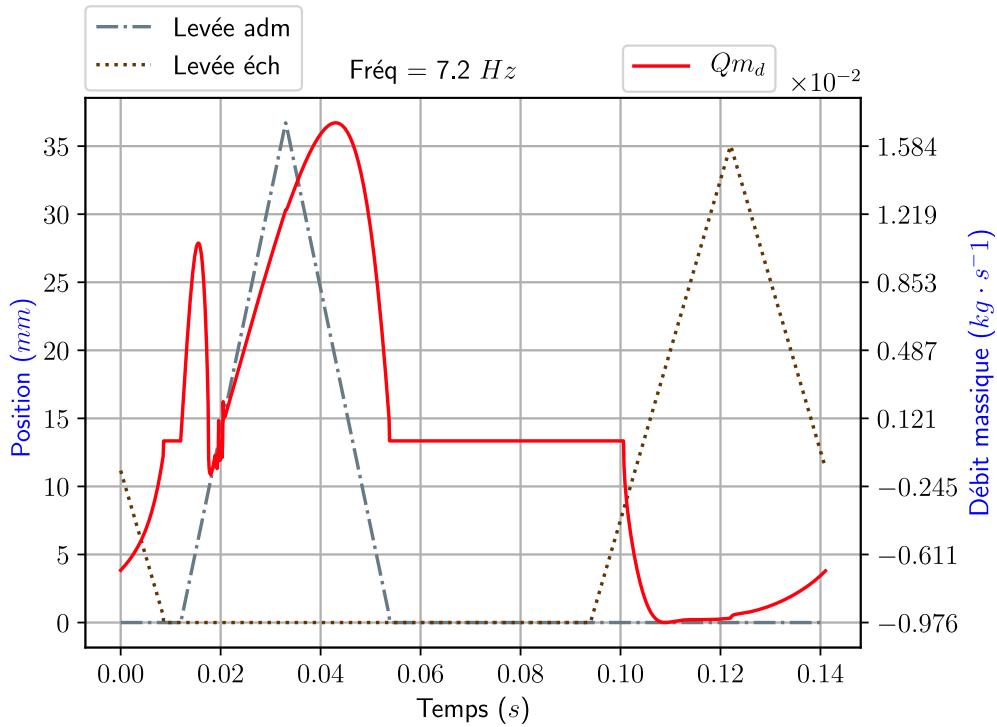


FIGURE 3.22 – Évolutions temporelles des positions (gauche) des soupapes et du débit (droite) de gaz total entrant et sortant du détendeur pour un cycle à 7,2 Hz.

À titre indicatif, la figure 3.23 illustre les vitesses de fluide dans les conduites d'admission et d'échappement (en rouge), ainsi qu'au passage des orifices du compresseur (en vert). Dans les deux cas, la vitesse ne suit pas un profil constant. La vitesse maximale est proche de $25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ au détendeur et $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ au compresseur. Ces données peuvent servir à estimer des coefficients de perte charge ou de transfert de chaleur, tout en gardant à l'esprit que l'écoulement n'est pas stationnaire.

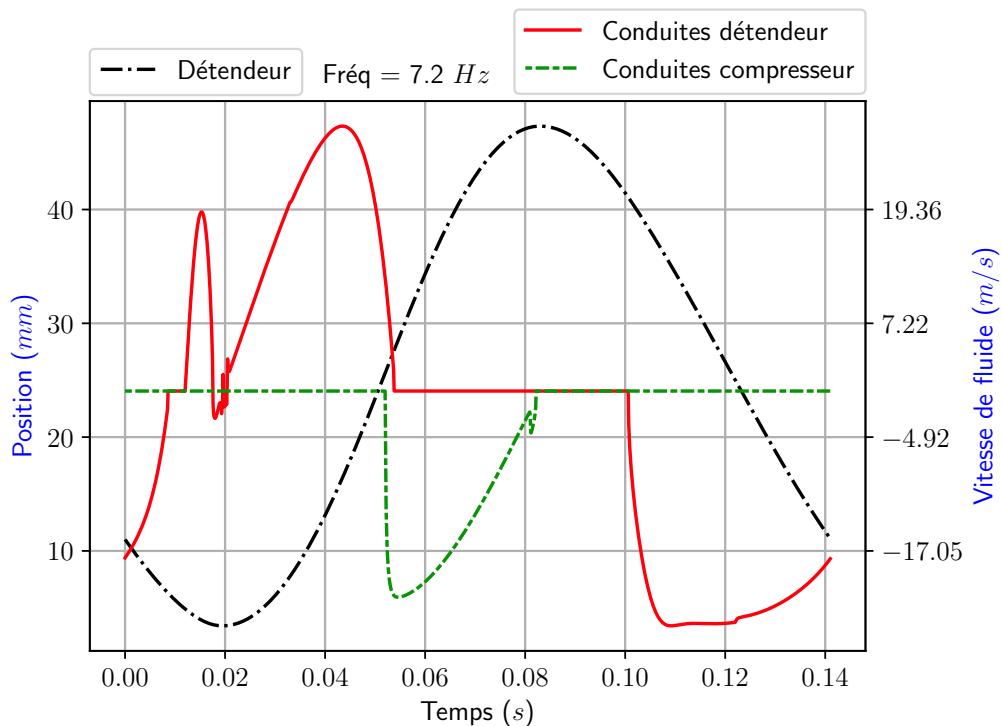


FIGURE 3.23 – Évolutions temporelles de la position du détendeur (gauche) et de la vitesse de fluide (droite) dans les conduites d'admission et d'échappement du détendeur et dans l'orifice de sortie compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.

3.7.1/ IMPACT DU TEMPS D'INJECTION

Au regard du nombre de paramètres contenus dans le modèle numérique, différents tests sont menés afin d'évaluer de manière qualitative, l'influence de certains d'entre eux. Pour rappel, la simulation de référence choisie pour la comparaison est celle qui est présentée dans la partie 3.7.0.1. Seule une grandeur unique sera modifiée par essai. Les tracés de référence sont par convention en ligne discontinue, tandis que les données à comparer seront tracées en lignes continues. Par exemple, l'impact du temps d'injection de la soupape d'admission est tracé sur la figure 3.24. Le profil de pression, lorsque le temps d'ouverture est de 25 ms, est semblable à celui comparé. La principale différence se situe au cours de la phase de détente. En effet, la soupape se ferme légèrement plus tard et cela permet de maintenir plus longtemps la pression dans l'enceinte. Cela implique toutefois un remplissage plus important de l'enceinte et donc une consommation d'air comprimé accrue. Logiquement, la position se trouve également impactée, en particulier au niveau de l'amplitude qui augmente d'un peu plus de 10 mm. Cette variation d'amplitude a pour conséquence une diminution de la fréquence d'environ 0,5 Hz. Il est important de noter que dans la pratique, les autres paramètres qui impactent l'équilibre mécanique devront être adaptés pour maintenir la course dans sa plage admissible soit de 0 mm à la course maximale de 47,5 mm.

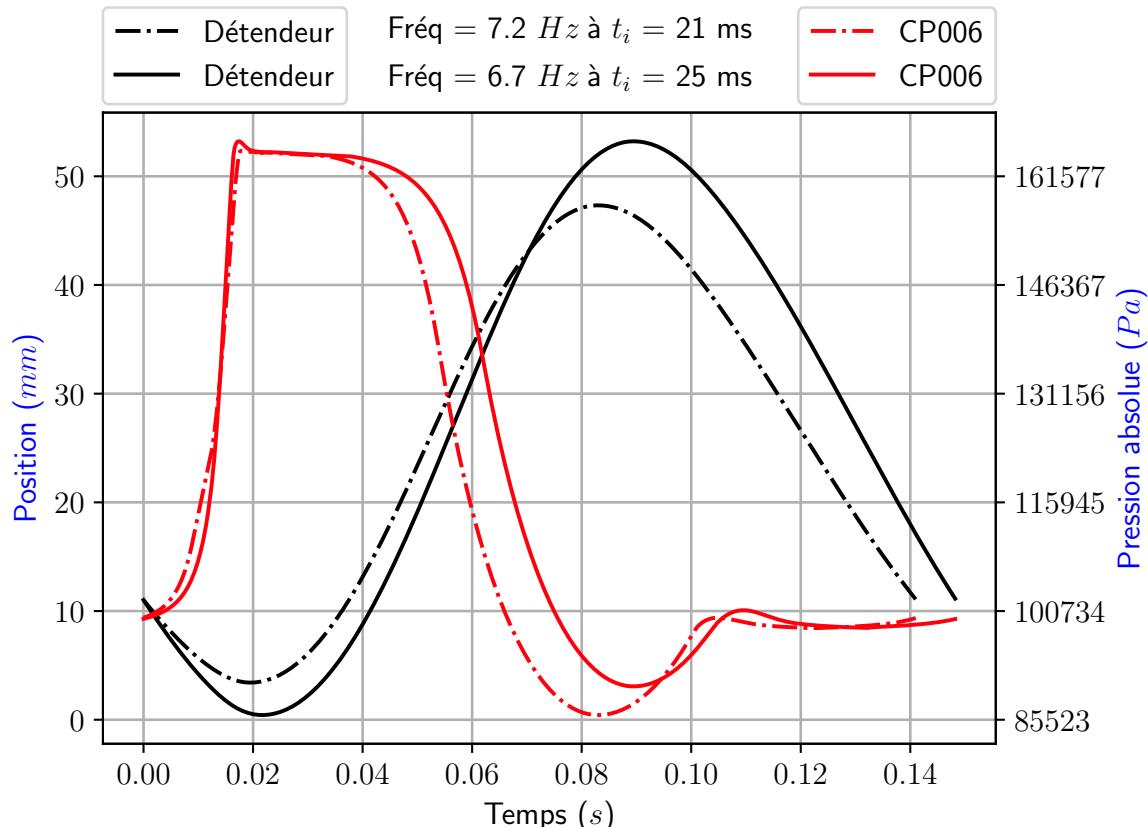


FIGURE 3.24 – Comparaison entre la pression et le déplacement du détendeur pour deux valeurs de temps d'injection respectivement de 21 ms et 25 ms.

3.7.2/ IMPACT DU COEFFICIENT POLYTROPIQUE

Le coefficient polytropique est certainement l'un des paramètres les plus difficiles à obtenir, car il est le reflet du flux thermique échangé entre le fluide et le milieu extérieur au cours des transformations. L'évolution de pression sur la figure 3.25 illustre bien l'impact de ce coefficient. Son augmentation se traduit par une diminution de la pression en fin de détente d'environ 6000 Pa. Cela s'explique par un flux de chaleur nul dans le cas où $k = \gamma$ et un flux positif lorsque $k = 1,1$. La position du détendeur s'en trouve par conséquent modifiée avec une légère diminution de l'amplitude à 3 mm, et une augmentation de la fréquence de 0,2 Hz. Pour confirmer cette analyse, la figure 3.26 correspond aux tracés de température dont l'amplitude est très largement différente suivant les deux scénarios. Lorsque $k = \gamma$, la variation de température est d'environ 70 °C contre 20 °C à $k = 1,1$. Cela confirme de prime abord ce qui avait été constaté avec l'étude de la pression. En conclusion, le coefficient k au détendeur, au compresseur ou au vérin, aura un impact significatif sur les résultats obtenus.

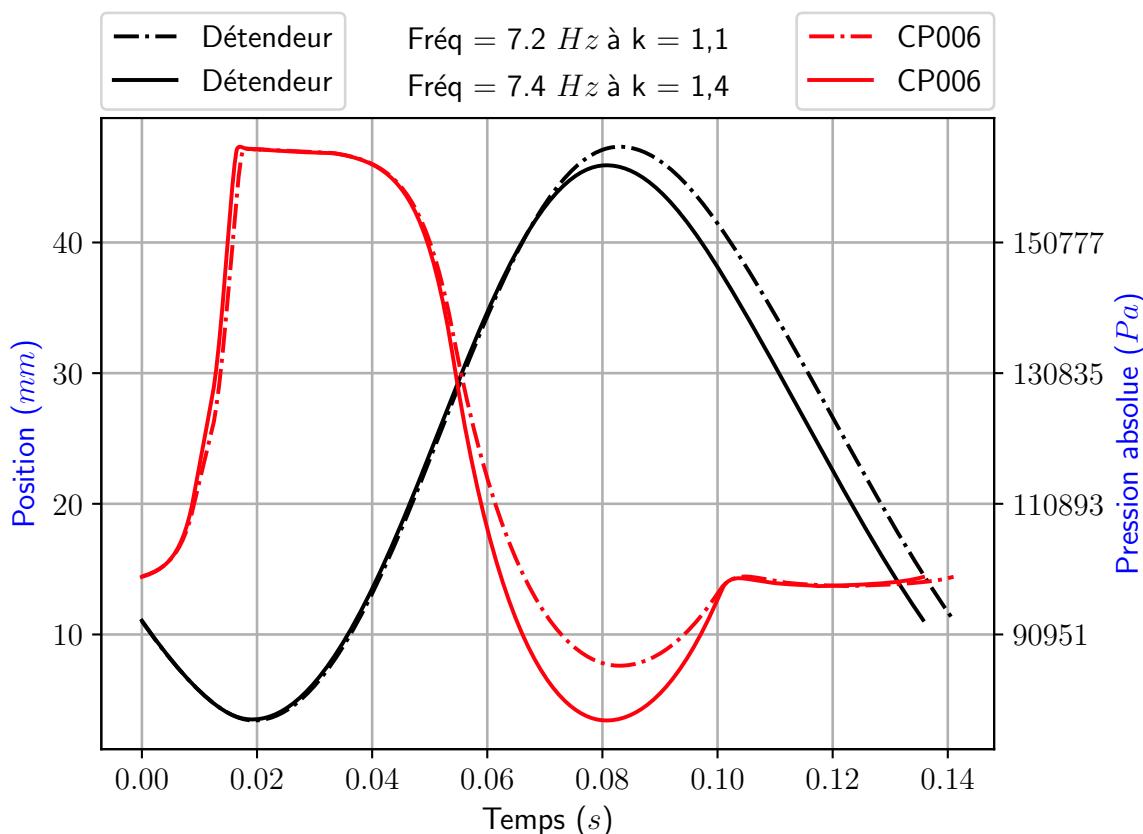


FIGURE 3.25 – Comparaison entre la pression et le déplacement du détendeur pour deux valeurs de coefficient polytropique égales à 1,1 et 1,4.

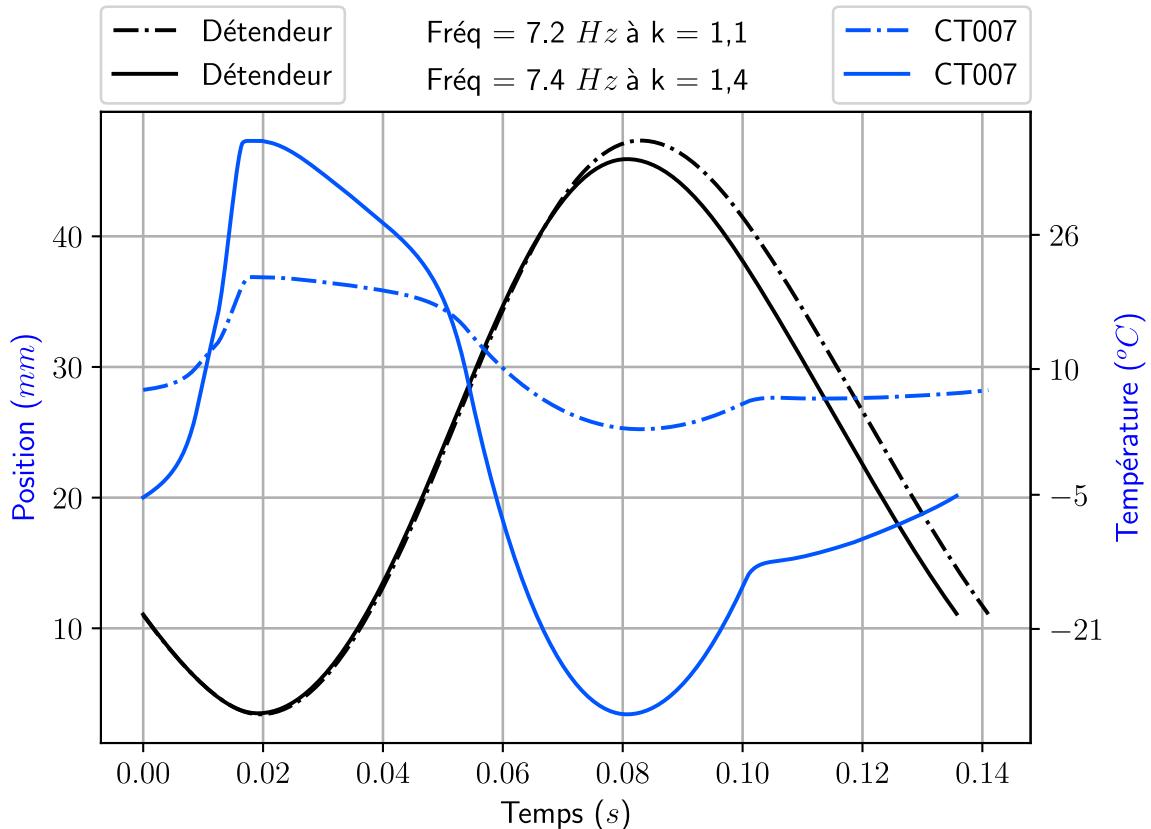


FIGURE 3.26 – Comparaison entre la température et le déplacement du détendeur pour deux valeurs de coefficient polytropique égales à 1,1 et 1,4.

3.7.3/ IMPACT DE LA TEMPÉRATURE D'ADMISSION AU DÉTENDEUR

Pour faciliter la comparaison avec les résultats expérimentaux, il a été choisi de simuler le moteur avec une température d'admission à l'ambiance, soit 18 °C. Ce paramètre est amené à significativement varier lors des essais en chauffage du moteur. En ce sens, la figure 3.27 donne une indication sur l'influence de la température pour une admission d'air à 450 °C. La différence est relativement minime dans les circonstances de cette simulation. En effet, il est à noter que la température est principalement présente dans l'équation de Barré de Saint-Venant qui est utilisée pour le calcul des débits massiques entrant et sortant. Toutefois l'influence de la viscosité en particulier, mais aussi d'autres paramètres thermophysiques du fluide comme les capacités thermiques massiques, ne sont pas prises en compte. Raisonnement, l'impact réel de la température est supérieur à ce que ces résultats théoriques peuvent afficher.

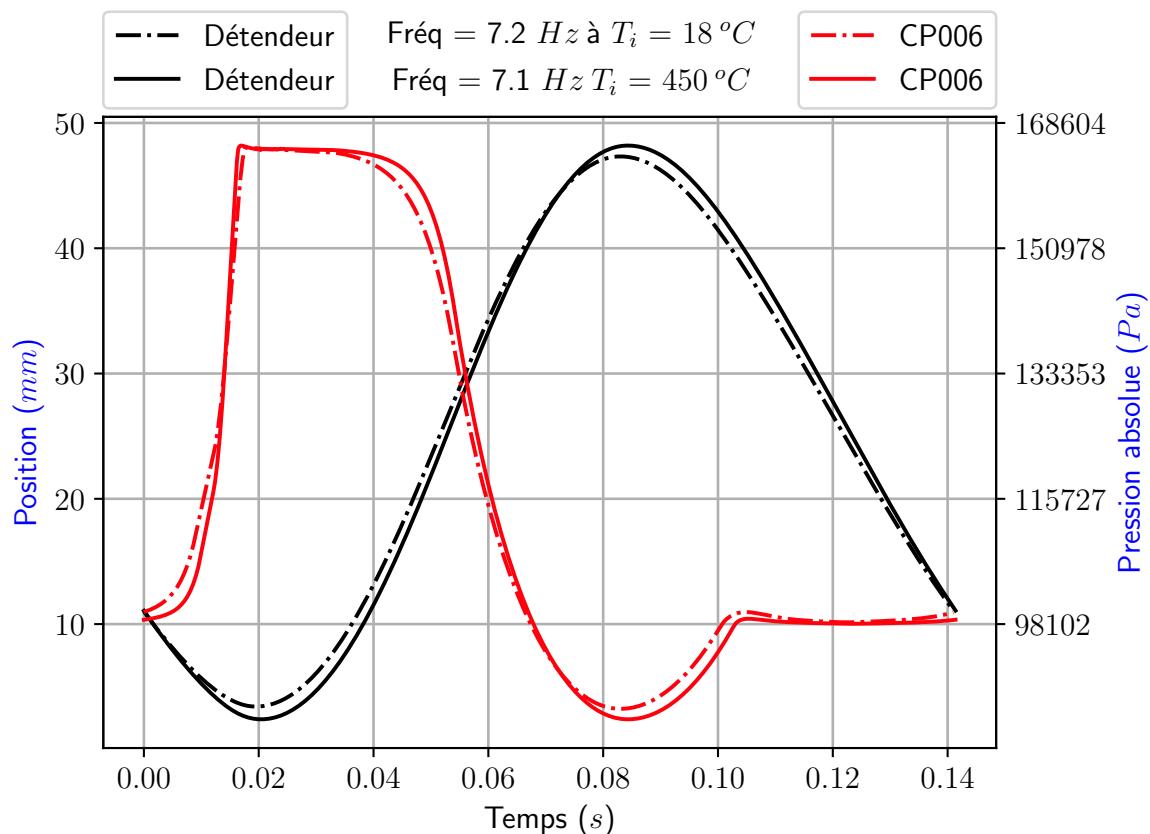


FIGURE 3.27 – Comparaison entre la pression et le déplacement du détendeur pour deux valeurs de températures d'injection au détendeur égales à 18°C et 450°C .

3.7.4/ IMPACT DU LEVIER

La variation du rapport de levier entre les deux enceintes permet de modifier la force que le compresseur applique au détendeur. Il est choisi de conserver constante la valeur L_d correspondant à la longueur entre le point de pivot et l'axe de l'arbre du détendeur. C'est donc la valeur L_c correspondant à la longueur entre le point de pivot et l'axe de l'arbre du compresseur qui est variable. Comme le montre la figure 3.28, la course de ce dernier se trouve ainsi modifiée. De plus, la pression illustrée figure 3.29 montre une phase de détente beaucoup moins importante avec une pression minimale qui est supérieure de l'ordre de 20 000 Pa. Cela est la conséquence directe de l'augmentation de l'effort du compresseur sur l'enceinte de détente. Dans cette configuration, le détendeur n'a plus la capacité de réaliser une course complète jusqu'à la position de course maximale et l'on peut voir une diminution de l'amplitude d'environ 13 mm. Le rapport de levier permet de modifier la course du compresseur, et donc le volume balayé, mais au prix d'une augmentation de l'effort au niveau du détendeur, ce qui impacte la phase de détente en augmentant la pression de fin de détente.

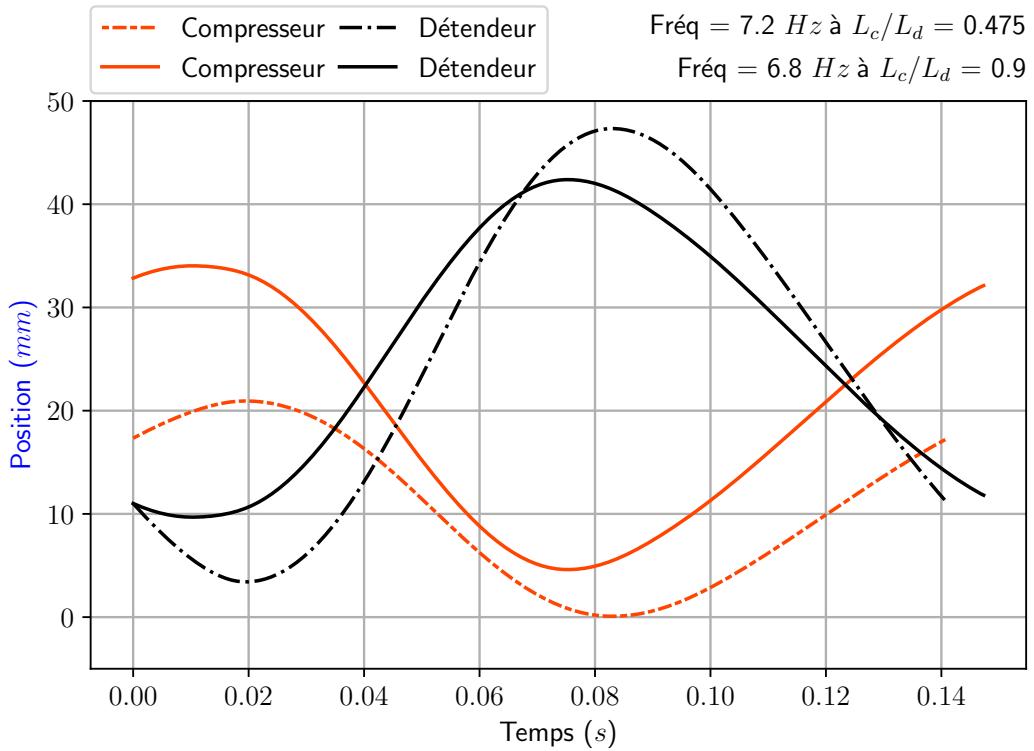


FIGURE 3.28 – Comparaison des déplacements du détendeur et du compresseur pour deux valeurs de rapport de levier égales à 0,475 et 0,9.

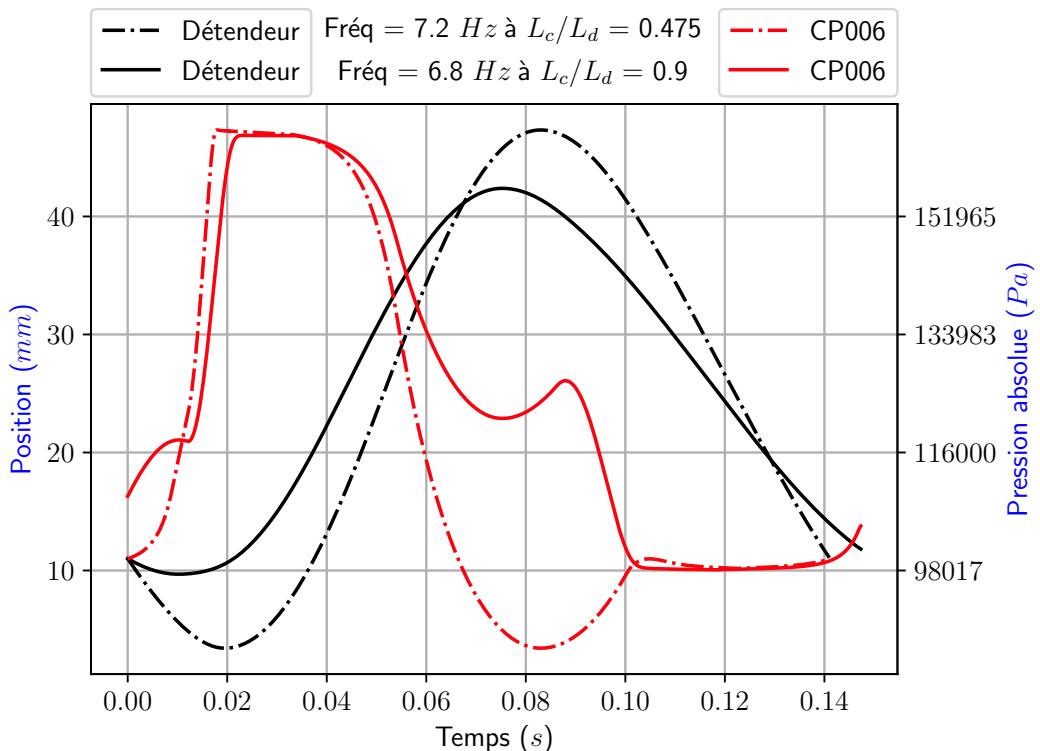


FIGURE 3.29 – Comparaison entre la pression et le déplacement du détendeur pour deux valeurs de rapport de levier égales à 0,475 et 0,9.

3.7.5/ IMPACT DU TAUX DE COMPRESSION

D'une manière générale, la pression en sortie du compresseur doit être la plus proche de la pression en entrée du détendeur, à laquelle sont ajoutées les pertes de charge entre ces deux éléments. Toutefois, l'analyse de l'impact du taux de compression au refoulement calculé par $\tau_c = \frac{P_{ref}}{P_{atm}}$ est importante pour comprendre la manière dont il agit sur le système complet. La figure 3.30 permet notamment de constater une diminution de la pression de fin de détente de l'ordre de 20 000 Pa. En effet, un taux de compression supérieur implique une augmentation de l'effort au niveau du détendeur et impacte en conséquence la phase de détente. De plus, le détendeur n'est plus en mesure de maintenir le point mort haut au-dessus de la position minimale à 0 mm ce qui génère un décalage de la course d'environ 10 mm. Il est donc primordial de minimiser autant que possible la pression de fin de compression en limitant au maximum les pertes de charge entre les deux enceintes.

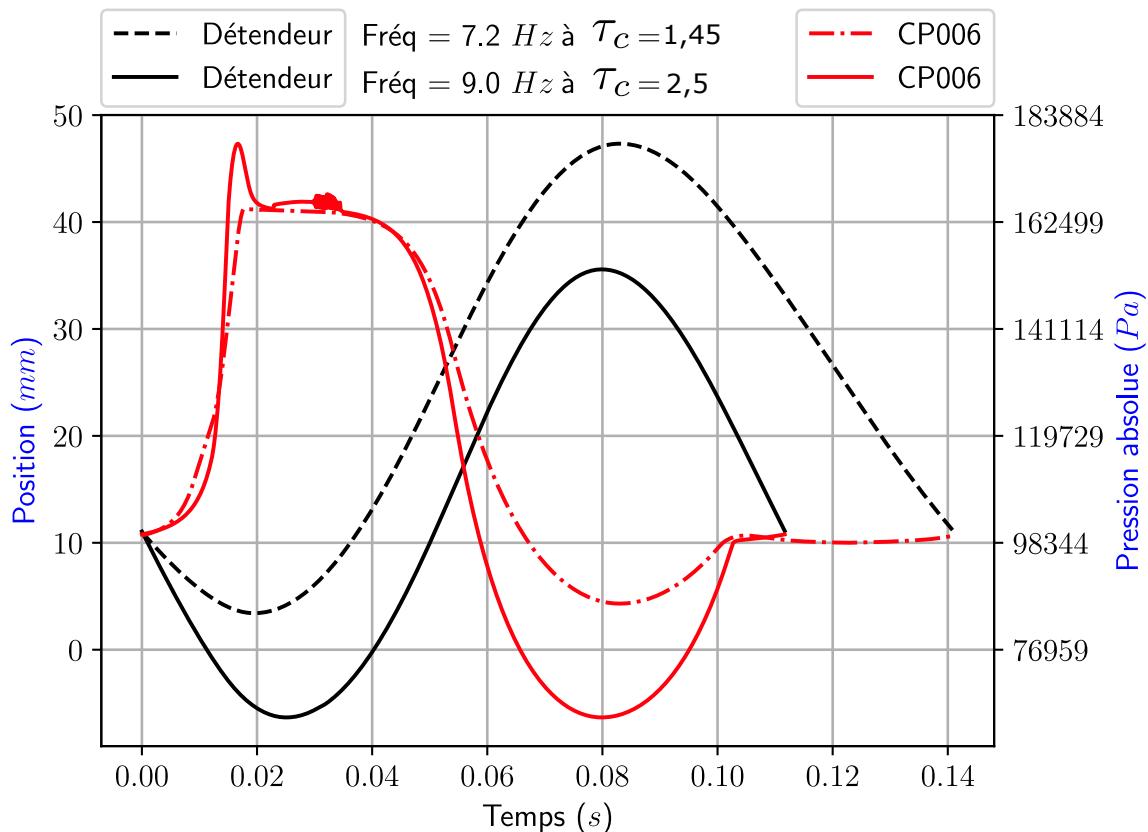


FIGURE 3.30 – Comparaison entre la pression et le déplacement du détendeur pour deux valeurs de taux de compression, $\tau_c = 1,45$ et $\tau_c = 2,5$.

3.7.6/ IMPACT DE LA CHARGE MÉCANIQUE

Finalement, l'objectif est de trouver le meilleur point de fonctionnement que ce soit en termes de rendement ou de puissance que le moteur est capable de fournir. Néanmoins, l'estimation du profil de charge pose ici une importante difficulté, dont la solution n'est pas bien connue à ce jour malgré les nombreux travaux présentés dans le chapitre 1.1. Il aurait été possible de choisir un profil de force théorique de forme sinusoïdale, mais dans un premier temps et pour simplifier la résolution, il est choisi d'appliquer un effort constant tantôt positif lorsque la vitesse du détendeur est négative et tantôt négatif lorsque la vitesse est positive. L'illustration figure 3.31 permet de distinguer clairement l'impact d'une charge constante et égale à 200 N au compresseur. De la même manière que dans l'analyse de l'impact du taux de compression, la pression de fin de détente est sensiblement plus importante d'environ 18 000 Pa. La fréquence du moteur est également fortement impactée avec une diminution d'environ 1,4 Hz

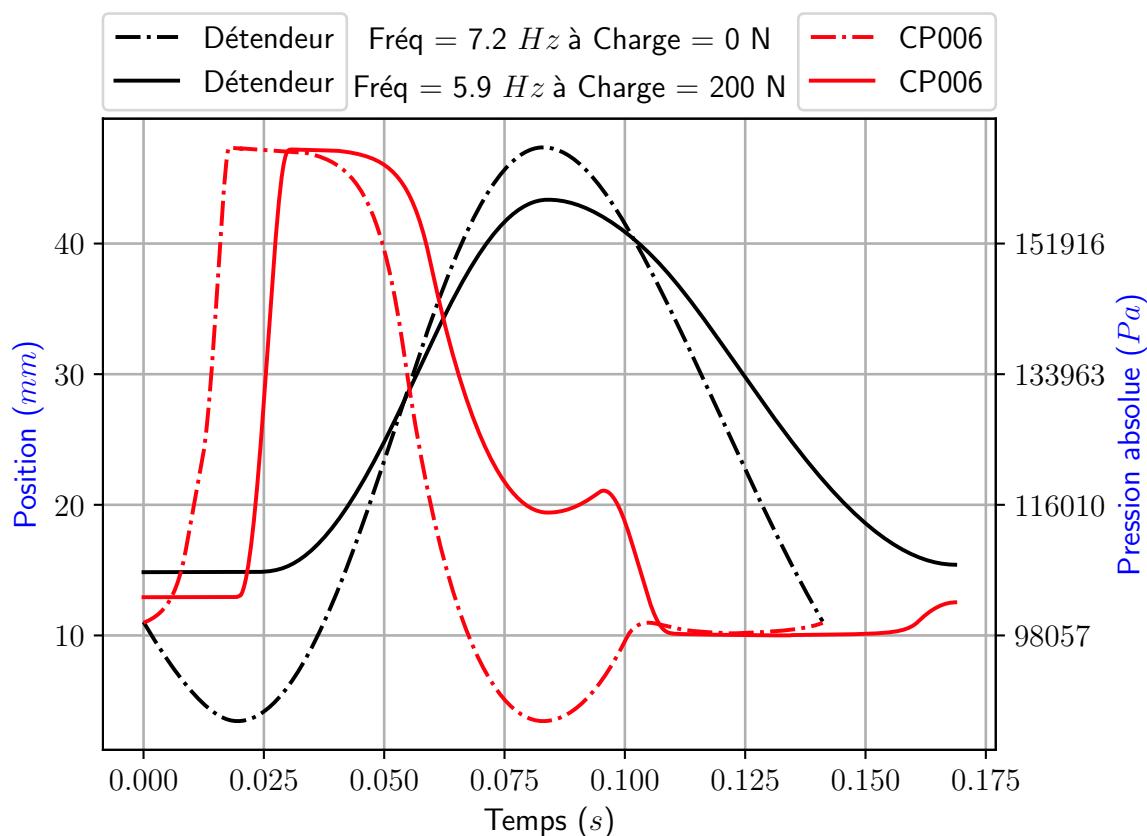


FIGURE 3.31 – Comparaison entre la pression et le déplacement du détendeur pour deux valeurs de charges mécaniques appliquées au niveau du compresseur et égales à 0 N et 200 N.

3.8/ CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Dans ce chapitre, nous avons abordé les nombreuses étapes qui ont permis de mettre en œuvre un programme de simulation numérique appliquée au prototype développé. La mise en équation du moteur a permis d'aboutir à un système de neuf équations à neuf inconnues, à partir de bilans d'énergies thermodynamique et mécanique. Des hypothèses ont été faites pour simplifier la résolution du système. Les nombreux paramètres de simulation et de contrôle du moteur ont été définis. La résolution a été mise en œuvre à l'aide d'un programme écrit sous Python avec la méthode numérique de Runge-Kutta. Le pas de temps nécessaire pour s'affranchir des risques de divergences et de l'utilisation de fonction événement a été calculé. Les résultats obtenus pour une configuration à l'état d'équilibre ont été présentés. Ceux-ci permettent de faire un bilan énergétique du système. Pour mieux appréhender l'impact des différents paramètres d'entrées de la simulation, une série d'essais a été menée pour quelques scénarios. L'analyse des données montre une cohérence physique dans les résultats obtenus. En perspective, une comparaison des résultats avec l'expérimentation est nécessaire pour affiner les variables de la simulation. D'autres essais dans des configurations différentes doivent être menés pour obtenir une plus large plage de validité. Il a été également identifié des paramètres sensibles comme la température du fluides de travail. Son impact n'est probablement pas suffisamment pris en compte dans ce modèle. Les équations de débit sont également un point d'amélioration possible important.

4

ÉTUDE EXPÉIMENTALE D'UN MOTEUR THERMIQUE

4.1/ BANC D'ESSAIS

Le banc d'essais a été totalement dimensionné et réalisé dans le cadre de cette thèse. Ce travail s'est appuyé sur les réalisations précédentes relatives à l'ensemble du projet de recherche. Le prototype réalisé par Assystem en 2011 détaillé au chapitre 2, a pour particularité une cylindrée variable obtenue par une disposition des deux enceintes, détente et compression, en ligne. Au final, l'étude d'un tel dispositif s'est révélée trop complexe particulièrement en matière de pilotage et de précision du dimensionnement, conditions sine qua non pour la réussite de réalisation du moteur. La réponse apportée aux problèmes rencontrés consiste dans un premier temps au découplage des deux enceintes en ligne par un système de bras de levier illustré en figure 4.1. Ce nouvel élément permet de mener des essais sur les deux enceintes séparément, mais aussi de changer le rapport de course et ainsi le rapport de cylindrée. Pour des questions de facilité, l'enceinte de détente est installée de manière fixe et ne peut pas être déplacée le long du bras de levier. A contrario, le compresseur est disposé sur une glissière autorisant le déplacement seulement après le démontage d'équerres de verrouillage. De plus, les systèmes traditionnels de variation de volume par piston et cylindre sont remplacés par des soufflets métalliques déformables. Ceux-ci permettent de s'affranchir des fuites liées à la segmentation, mais aussi des frottements mécaniques de translation. Ils apportent néanmoins quelques contraintes avec notamment une durée de vie réduite de l'ordre de quelques centaines de milliers de cycles, bien qu'il soit aujourd'hui difficile de l'estimer pour les conditions de fonctionnement prévues, sans réaliser de nombreux essais destructeurs. De plus, l'absence de maintien des ondulations des soufflets par succession de diaphragmes soudés impose la mise en place d'un dispositif de guidage pour éviter le flambage mécanique, ce qui contribue à diminuer l'avantage procuré en ce qui concerne le frottement. Certains systèmes plus performants, mais aussi plus coûteux comme les paliers à air utilisés par [Doubs, 2019] sont à prendre en considération.

Dans cette partie seront détaillées les différentes étapes de construction du banc d'essais. Il est assez difficile de déterminer par avance les nombreux paramètres nécessaires au pré-dimensionnement du moteur. En effet, comme cela a été expliqué précédemment, il n'est pas possible de connaître précisément les performances attendues pour chaque géométrie de construction.

Par exemple, la complexité des phénomènes fluidiques instationnaires de l'enceinte de détente rend le choix des diamètres de soupape d'échappement et particulièrement d'admission, délicat. Les résultats obtenus par [Doubs, 2019] apportent un début de réponse à ces questions. La méthodologie utilisée pour le dimensionnement des géométries et des auxiliaires sera décrite ci-après.

4.1.1/ TRANSMISSION DE PUISSANCE

4.1.1.1/ ÉTUDE DE LA TRANSMISSION DE PUISSANCE

La liaison mise en œuvre entre les deux ensembles de détente et de compression est assez différente des systèmes couramment utilisés. Il est en effet possible de modifier le rapport de bras de levier entre les deux enceintes ce qui module le rapport de force, mais aussi la course et donc le volume balayé de chaque enceinte. Ce système illustré par la figure 4.1 permet finalement de modifier le point de fonctionnement du moteur tout en conservant un effort minimal au niveau du détendeur, ce qui ne serait pas possible dans le cas d'une disposition complètement en ligne.

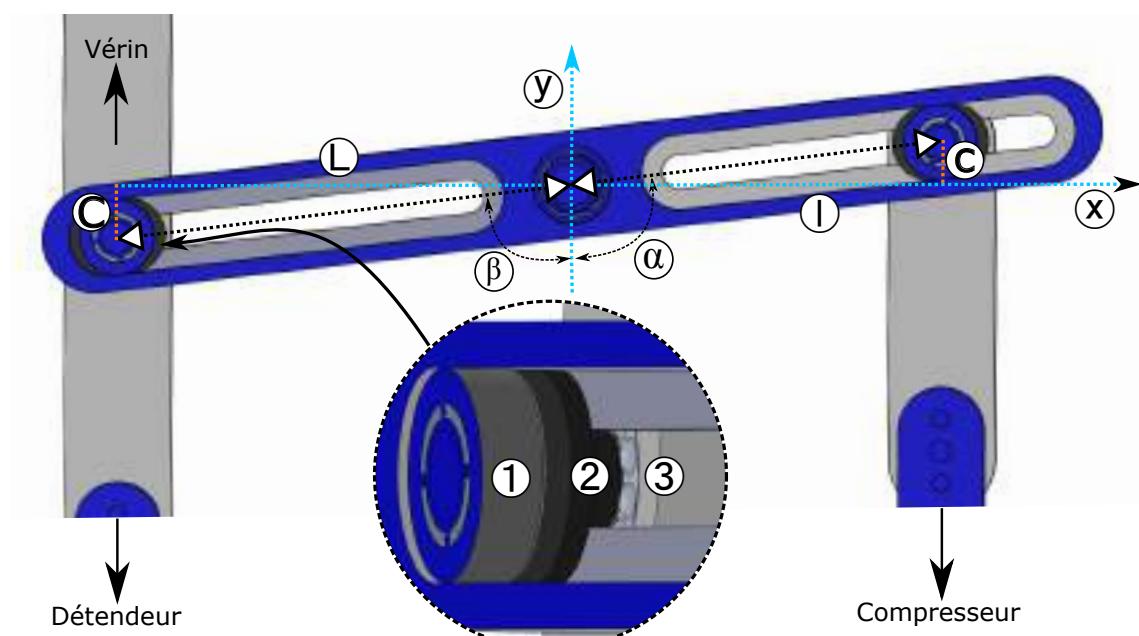


FIGURE 4.1 – Principe de fonctionnement du système de transmission de puissance par bras de levier coulissant.

Les éléments mécaniques de transmission de puissance sont détaillés sur la figure 4.2. Le roulement à rouleaux ① est disposé dans un logement où la bague extérieure vient «rouler» tantôt sur la partie supérieure puis inférieure du logement. Pour obtenir ce fonctionnement, il est nécessaire d'usiner la pièce ⑧ illustré figure 4.3 avec des tolérances particulièrement précises. En effet, le jeu entre le roulement et les deux parois doit être à la fois suffisamment grand pour permettre à la bague extérieure une liberté de roulage lorsqu'une force est appliquée sans toutefois générer des chocs lors des alternances de mouvements haut / bas. En se plaçant dans le cas le plus défavorable, le roulement situé sur l'axe du détendeur est celui qui subira la plus grande force statique avec environ 10 kN relative notamment aux efforts de pression dans l'enceinte.

Deux demi-butées à billes (3) sont également disposées de part et d'autre du roulement central afin de maintenir un mouvement de guidage dans le plan [x;y] où l'effort exercé sur ces éléments est relativement faible. Par sécurité, deux bagues de maintien (2) montées sur ressort sont installées entre le roulement et les butées. Elles garantissent le guidage des billes dans la partie sans matière. Afin d'éviter tout risque de rupture ou de déformations excessives, la résistance mécanique de la pièce de transmission a été simulée à partir du logiciel par éléments finis Ansys Mechanical ce qui a permis de valider des choix dimensionnels.



FIGURE 4.2 – Éléments mécaniques du système de transmission de puissance.

- ① Roulement de transmission de puissance
- ② Bagues de maintien à billes
- ③ Butées à billes
- ④ Éléments de raccordement enceinte / bras de levier
- ⑤ Blocs convertisseurs
- ⑥ Goupilles de centrage
- ⑦ Vérin de rappel pneumatique
- ⑧ Arbre de transmission de puissance
- ⑨ Capotage d'arbre de transmission
- ⑩ Arbre de liaison

4.1.1.2/ ASSEMBLAGE

Une vue éclatée de l'assemblage est représentée sur la figure 4.3. Chaque pièce doit être disposée dans un ordre bien défini avec pour certaines des précautions à prendre concernant la mise en place dans leurs logements.

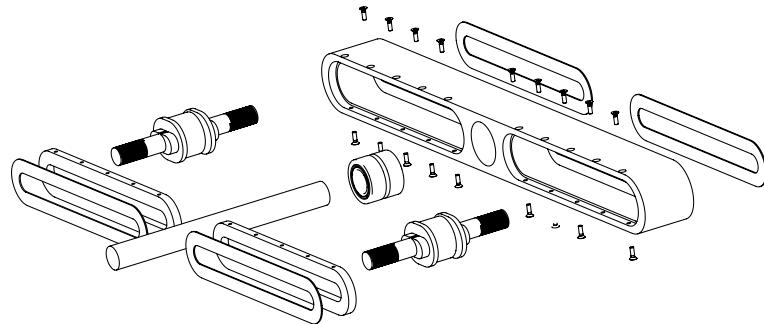


FIGURE 4.3 – Vue 2D éclatée du système de transmission de puissance.

4.1.2/ ENCEINTE DE DÉTENTE

4.1.2.1/ ÉTUDE DE L'ENCEINTE DE DÉTENTE

Le dispositif de détente est l'élément principal du moteur. Il conditionne notamment le dimensionnement de tous les autres systèmes nécessaires à son bon fonctionnement et cela s'applique par voie de conséquence aux auxiliaires. Le but premier du système de détente est de convertir le maximum d'énergie thermique et de pression en énergie mécanique par cycle. Le diagramme de SANKEY figure 4.4 illustre une répartition qualitative des pertes énergétiques de ce système au cours d'un cycle moteur. Les travaux menés ici n'ont pas pour objectif de déterminer précisément l'importance de chacune d'elles. En première approximation, seules les pertes mécaniques seront considérées. Le point de fonctionnement du moteur est défini par un jeu de paramètres plus ou moins déterminants, dont les principaux sont :

- AOA Avances à l'Ouverture de la soupape d'Admission
- AFA Avances à la Fermeure de la soupape d'Admission
- AOE Avances à l'Ouverture de la soupape d'Échappement
- AFE Avances à la Fermeture de la soupape d'Échappement
- tAOA Temporisation de l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission
- Le mode de rappel du vérin (volume fermé chambre supérieure, inférieure, aucun)
- La pression de tarage du vérin de rappel
- La position du point de pivot
- La pression d'injection du fluide
- Le taux de compression

Le dimensionnement d'une large gamme de fonctionnements en l'état actuel des connaissances est très difficile, c'est pourquoi les paramètres seront définis pour un seul point d'équilibre.

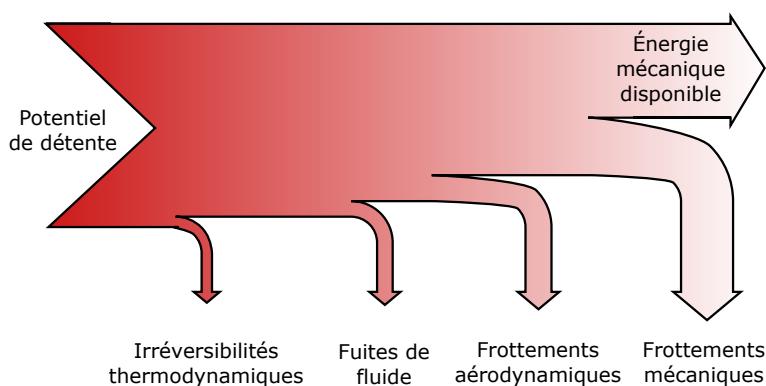


FIGURE 4.4 – Répartition qualitatives des pertes énergétiques du détendeur.

L'utilisation de soufflets métalliques en lieu et place d'un système / piston cylindre implique une conception mécanique très différente. Pour maximiser leur durée de vie il est notamment nécessaire de contraindre leur déplacement à un seul degré de liberté à l'aide d'un ensemble de guidage arbre / douille à billes ②. Pour certaines combinaisons de diamètre et course, il existe de forts risques de flambage et donc de destruction du soufflet [Witzenmann, 2010], les vérifications sont ainsi réalisées avec le fabricant.

4.1.2.2/ ASSEMBLAGE DE L'ENSEMBLE DE DÉTENTE

Les soufflets de compression et de détente sont identiques, cela permet de partager la majeure partie des pièces et donc de diminuer les coûts et temps de conception. Le bloc détendeur figure 4.5 est composé de :

- ① Plaques inférieure, supérieure, intermédiaire
- ② Arbres et douilles de guidage
- ③ Soufflet métallique
- ④ Cuve anti-volume mort
- ⑤ Culasse et couvercle de culasse
- ⑥ Sièges de soupape
- ⑦ Soupapes d'admission et d'échappement
- ⑧ Joints d'étanchéité
- ⑨ Vérins pneumatiques de commande

L'assemblage des pièces (figure 4.6) demande de nombreuses heures de préparation et de montage. La précision de positionnement est pour une majorité de pièces, très exigeante. Notamment, les guides soupapes et les sièges sont insérés à la presse dans leurs logements respectifs. La cuve anti-volume mort se situe directement à l'intérieur du soufflet. Son rôle est de combler autant que possible le volume incompressible du soufflet lié à l'épaisseur des nombreuses ondulations lorsque ce dernier est totalement comprimé au point mort haut. Le facteur de volume mort par rapport au volume balayé pour 300 cm³ et 600 cm³ est respectivement de 15 % et 30 %. Si cette cuve présente un défaut d'alignement trop important, elle est susceptible d'entrer en contact avec les ondulations métalliques intérieures du soufflet et compte tenu de leurs fragilités, cela entraînerait

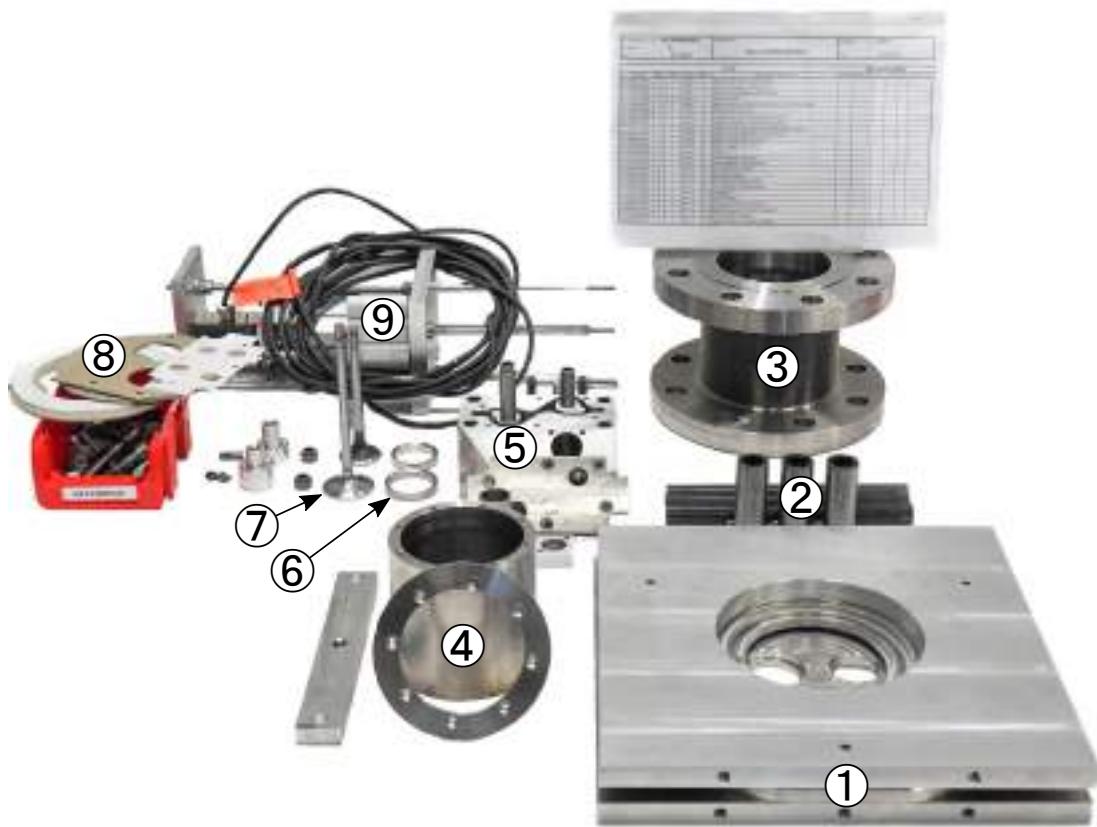


FIGURE 4.5 – Elements mécaniques du système de détente / douille à billes.

immédiatement et irréversiblement leurs détériorations, le jeu retenu est d'environ 0,5 mm. L'étanchéité de l'enceinte de détente doit être la meilleure possible afin de minimiser les fuites et ainsi de maximiser l'efficacité. Des joints fabriqués sur mesure en Cogémica sont alors utilisés, cette matière ne se dégrade pas avec les températures de fonctionnement proche de 450 °C. L'étanchéité des zones qui ne nécessitent pas une tenue mécanique supérieure à 200 °C est réalisée en PTFE. Les soupapes d'admission et d'échappement sont également susceptibles de laisser une quantité de fluide non négligeable s'échapper du volume de contrôle. Pour les minimiser, un rodage des portées est effectué à partir d'un grain abrasif grossier puis de finition. La méthodologie est assez simple, il s'agit de déposer de la pâte au niveau du cône de portée et de faire tourner la soupape de manière oscillatoire à l'aide d'une ventouse. Il est conseillé de la pivoter de 45° régulièrement afin de rendre le rodage plus uniforme. L'opération est à répéter avec un grain de finition pour apprêter au maximum les deux parties. Une vérification rapide à faire consiste à déposer de la craie au niveau de la portée, la simple rotation de la soupape doit éliminer ces traces. Dans la partie 4.1.7.2, page 115, une mesure du débit de fuite sera ensuite réalisée pour les corrections si elles sont nécessaires.

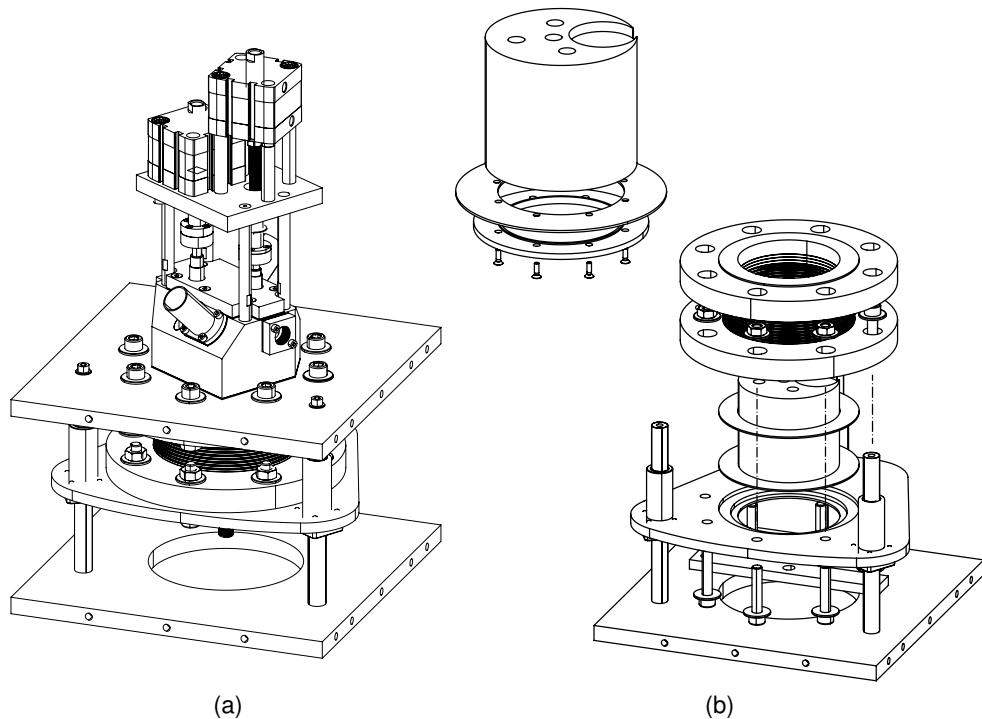


FIGURE 4.6 – (a) Vue 2D sous-ensemble de détente. (b) Vue 2D éclatée sous-ensemble de détente.

4.1.3/ ENCEINTE DE COMPRESSION

4.1.3.1/ ÉTUDE DE L'ENCEINTE DE COMPRESSION

La condition sine qua non de fonctionnement du moteur réside dans la capacité de l'enceinte de compression à fournir la quantité d'air nécessaire au détendeur. La conception du banc d'essais autorise la modification de la course du compresseur et donc de sa cylindrée. Grâce à ce système il est possible de moduler le point de fonctionnement, équilibre entre la consommation et la production d'air comprimé respectivement, par le détendeur et le compresseur.

D'un point de vue mécanique, il n'y a pas de différence notable entre les deux systèmes. Les matériaux ne sont pas les mêmes pour certaines parties, car les contraintes thermiques sont moindres pour le compresseur. Notamment, l'aluminium remplace l'inox pour la bride mobile et l'insert anti-volume mort. Pour préserver l'intégrité de la plaque à clapets, des butées mécaniques sont disposées au niveau des tiges de guidage.

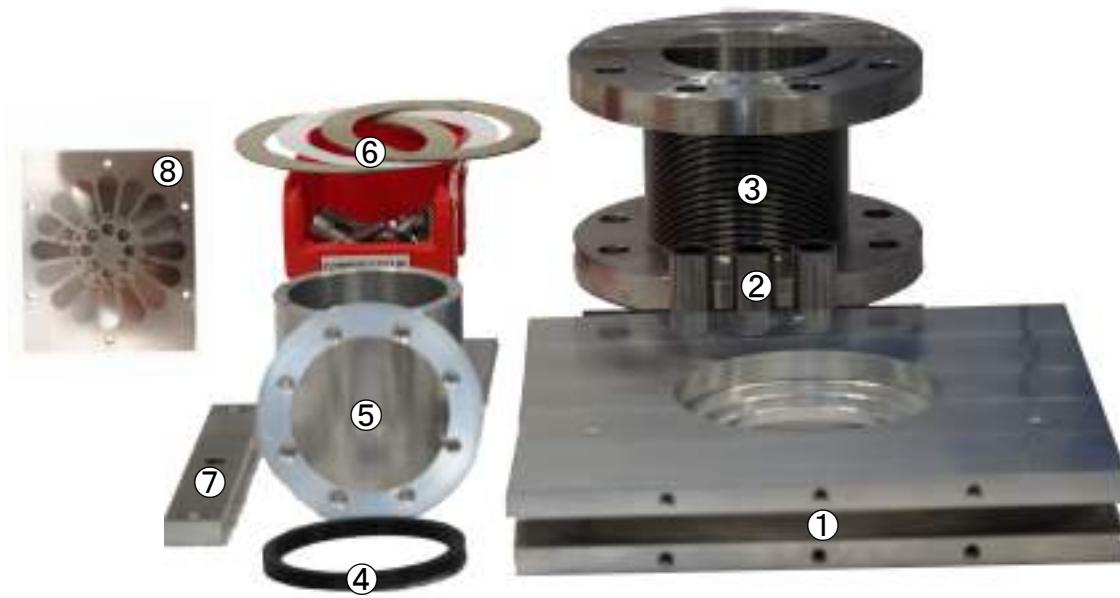


FIGURE 4.7 – Elements mécaniques du système de compression / douille à billes.

Le bloc compresseur (figure 4.7) est composé de :

- ① Plaques inférieure, supérieure, intermédiaire
- ② Arbres et douilles de guidage
- ③ Soufflet métallique
- ④ Bague de positionnement concentrique
- ⑤ Cuve anti-volume mort
- ⑥ Joints d'étanchéité
- ⑦ Pièces de liaison compresseur / arbre de transmission
- ⑧ Plaque à clapets

Les dispositifs de communication avec le milieu extérieur du volume de contrôle sont très différents de ceux utilisés pour le détendeur. En effet, les niveaux de pression et le cycle thermodynamique suivi par le fluide de travail ne nécessitent pas d'intervention mécanique pilotée. Des lamelles de clapets automatiques ⑧ dont le fonctionnement est illustré par la figure 4.8 sont utilisées en lieu et place des soupapes, cette technologie est la plus largement répandue dans l'industrie des compresseurs alternatif, [Destoop, 1989]. Ces lamelles sont suffisamment flexibles pour obstruer l'orifice de passage sous l'effet de la pression. Le clapet est ainsi soumis à deux forces de pression notée F_{atm} et F_{enceinte} , respectivement par l'atmosphère et par le gaz de l'enceinte, mais aussi à une raideur propre au clapet lui-même. Une déformation excessive des lamelles peut intervenir en fonction des conditions aérodynamiques, thermiques et des matériaux. La durée de vie, mais aussi l'étanchéité s'en retrouve significativement réduite. L'épaisseur de ces éléments doit être finement ajustée pour s'assurer d'une utilisation optimale dans la plage de fonctionnement du clapet situé entre la position ⑨ et ⑩. Malgré tout, ici encore l'étanchéité parfaite est très difficile à obtenir tant du côté admission que du côté échappement.

Un rodage et lustrage des éléments permettent d'améliorer l'état de surface et donc la diminution des fuites qu'il est nécessaire de mesurer une fois l'ensemble du système en place.

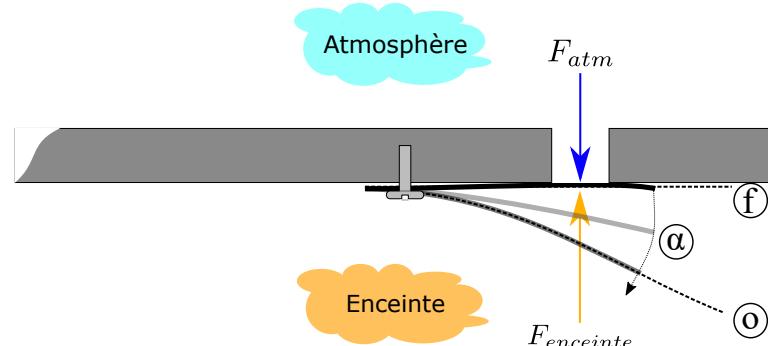


FIGURE 4.8 – Principe de fonctionnement d'un clapet d'admission automatique.

4.1.3.2/ ASSEMBLAGE DE L'ENCEINTE DE COMPRESSION

L'assemblage (figure 4.9), est réalisé en suivant le même protocole que pour le détendeur à l'exception de la partie fluidique.

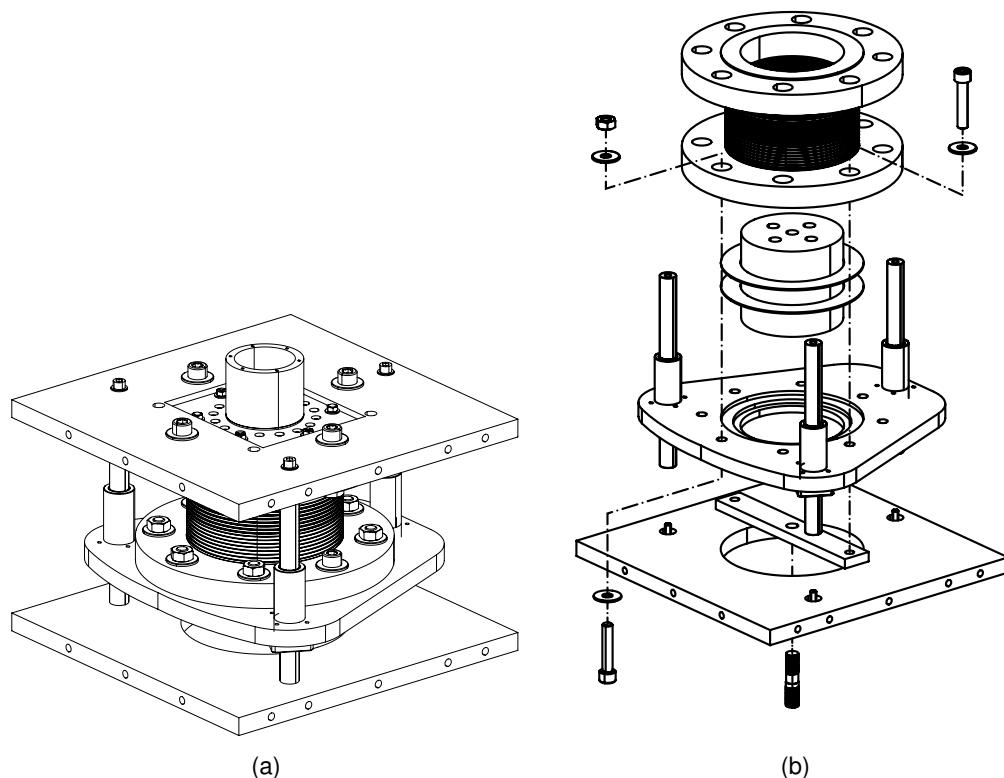


FIGURE 4.9 – (a) Vue 2D sous-ensemble de compresseur. (b) Vue 2D éclatée sous-ensemble de compresseur.

4.1.4/ VÉRIN DE RAPPEL

4.1.4.1/ ÉTUDE DU VÉRIN DE RAPPEL

Le vérin schématisé en figure 4.10 a un rôle primordial pour le bon fonctionnement du moteur. Il est l'équivalent d'un ressort métallique élastique de rappel plus traditionnellement utilisé. Le besoin de flexibilité lors des essais expérimentaux a conduit à ce choix. La combinaison des paramètres de pression initiale et de volume mort autorise une large plage d'étude sans modification mécanique contrairement à l'utilisation d'un ressort classique. Ce système a néanmoins l'inconvénient d'être générateur de chaleur lors des phases de compression quasi adiabatique, ce qui au bout d'un trop long temps d'essai peut endommager les systèmes internes d'étanchéités. Expérimentalement, la problématique ne s'est pas présentée, cela est manifestement lié à la fréquence de fonctionnement maximale proche de 10 Hz qui est relativement faible. Par souci de simplification combinatoire, le vérin est dans un premier temps installé de façon à ce que sa course maximale soit atteinte lorsque le détendeur est au PMH (Point Mort Haut, soit le volume minimal), voir illustration 4.10.

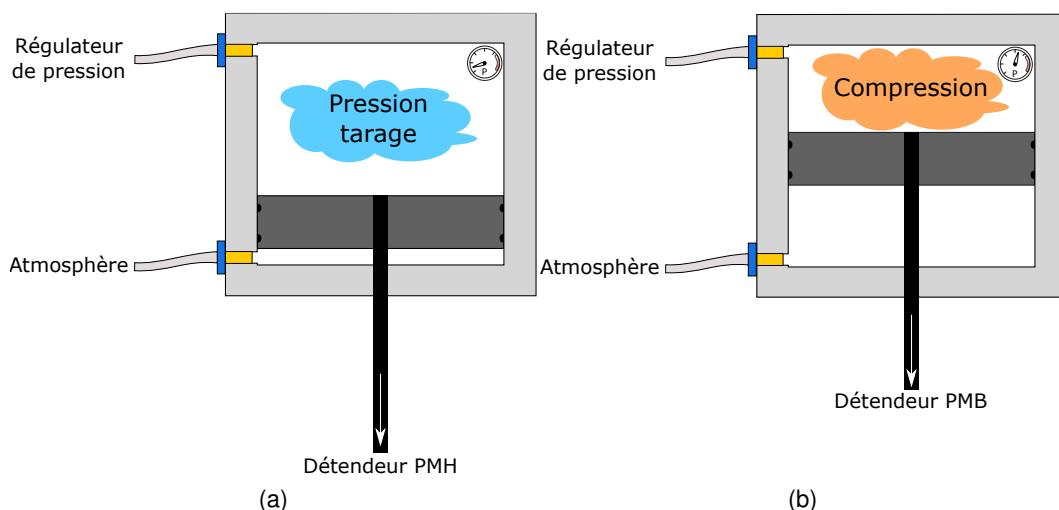


FIGURE 4.10 – (a) Schématisation du vérin de rappel au PMH du détendeur. (b) Schématisation du vérin de rappel au PMB du détendeur.

4.1.5/ PUISSANCE THERMIQUE DE CHAUFFAGE

4.1.5.1/ ÉTUDE DU SYSTÈME DE CHAUFFAGE

La puissance thermique du système de chauffage est directement liée au débit massique de gaz entrant dans l'enceinte de détente, mais aussi à sa température d'entrée. Le débit d'admission est fonction de différents paramètres comme la pression d'injection ou la fréquence de fonctionnement qui est elle-même dépendante des caractéristiques mécaniques du système. Le modèle dynamique présenté au chapitre II permet de faire une estimation du débit massique maximal attendu. Il sera considéré que le cas le plus défavorable est celui où l'air comprimé entre à la température de l'ambiance soit autour de 20 °C.

La puissance relative au chauffage de l'air est alors estimée à 1500 W. Néanmoins, l'état de l'art a permis de mettre en évidence l'importance des pertes thermiques localisées dans les échangeurs et leurs tuyauteries [Kazimierski et al., 2016a], [Doubs, 2019]. Pour limiter ces dernières, un isolant minéral en laine de verre tressé est disposé au niveau des réchauffeurs et de la tuyauterie. Malgré cela, il est indispensable d'appliquer une marge de sécurité à la puissance calculée pour s'assurer d'avoir une capacité de chauffage suffisante. La déperdition estimée par une loi de convection naturelle est alors de 3300 W. La technologie du système de chauffage choisie est de type électrique par effet Joule, afin de s'affranchir des contraintes liées aux autres dispositifs comme les réchauffeurs à gaz avec échangeur par exemple. Le premier dispositif a la particularité de pouvoir fonctionner à bas débits d'air grâce à sa résistance électrique directement noyée dans la carcasse, ce qui limite quasi entièrement le risque de fusion du filament.

$$P_{\text{rechauffeur}} = Q_m \cdot C_p \cdot (T_{de} - T_a) + h \cdot S \cdot T_{\text{parois}} - T_{atm} \quad (4.1)$$

$$P_{\text{rechauffeur}} \approx 4800 \text{ W} \quad (4.2)$$

4.1.5.2/ ASSEMBLAGE DU SYSTÈME DE CHAUFFAGE

Le système de chauffage dimensionné permet de garantir la sécurité de fonctionnement indispensable pour une température de gaz atteinte proche de 450 °C et une pression absolue de fluide d'environ 5 bar. Le choix de ces valeurs est lié aux limites mécaniques et thermiques des soufflets métalliques. La ligne complète illustrée figure 4.11, est ainsi réalisé en INOX ; les raccords filetés sont de types série 3000 et le flexible de liaison culasse / réchauffeur est constitué d'un soufflet hydroformé ondulé recouvert d'une tresse métallique. Afin de limiter les déperditions de chaleur, les conduites situées en aval de la nourrisse d'alimentation des réchauffeurs sont isolées à partir d'une tresse en fibre de verre résistante aux fortes températures.

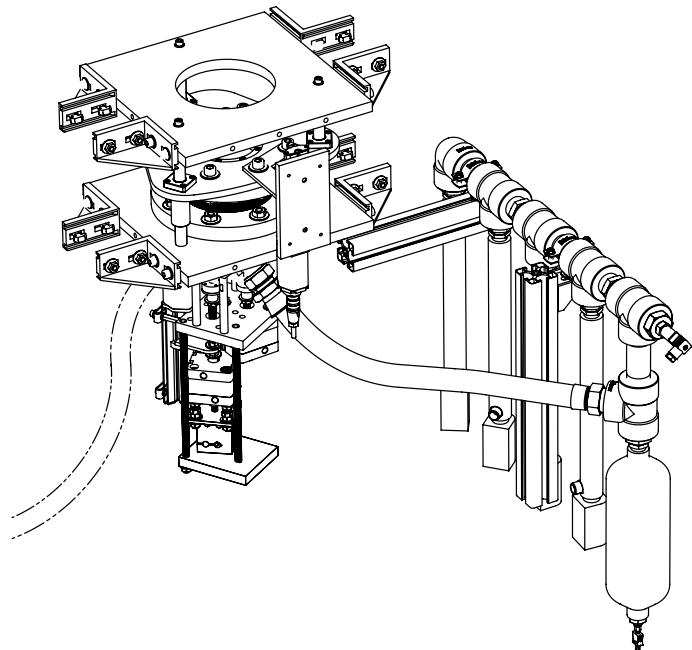


FIGURE 4.11 – Vue 2D du système de réchauffeurs assemblés à l'enceinte de détente.

4.1.6/ CIRCUIT FLUIDIQUE

4.1.6.1/ ÉTUDE DU CIRCUIT FLUIDIQUE

Le dispositif d'admission et d'échappement est particulièrement délicat à dimensionner à cause de la méconnaissance des phénomènes prenant place au sein des écoulements instationnaires. La connaissance de ceux-ci est pourtant cruciale pour le fonctionnement du moteur. En effet, la soupape permet d'introduire dans l'enceinte de détente une certaine quantité de fluide de travail pressurisé et chauffé, le risque est de sous-remplir le volume de contrôle ; cela induirait une diminution de la pression et donc de la puissance mécanique générée. Les études de [Doubs, 2019] permettent de poser des hypothèses dimensionnelles.

Lors de l'étude du circuit fluidique, il est nécessaire de s'intéresser à tous les différents fonctionnements prévus. Certains circuits doivent être connectés ou déconnectés rapidement entre chaque essai, le démontage d'éléments est proscrit. Cela conduit à l'utilisation de nombreuses vannes de by-pass. Le dimensionnement de cette partie trouve ses limites rapidement. En effet, l'écoulement d'air au sein du réseau n'est jamais de type continu. Les organes de fermetures et d'ouvertures situés aux extrémités induisent des fluctuations de débit importantes et des phénomènes acoustiques [Ranc et al., 2017]. Ajouté à cela, le système de chauffage d'air augmente la température du fluide et par conséquent change ses propriétés thermophysiques. Pour permettre l'étude, étape par étape, des sous-ensembles et ainsi de valider le fonctionnement individuel, un dispositif de compression externe fournit de l'énergie pneumatique pour certains modes, mais aussi pour l'alimentation des systèmes de commande tels que les vérins pneumatiques.

Durant les essais, trois stades de fonctionnement sont possibles (figure 4.12) :

- a) Stade 1 (Figure 4.12a) :** Détendeur seul, alimentation en air par le fluide comprimé du réseau extérieur. Cette configuration permet d'étudier le système de détente seul afin de caractériser son fonctionnement pour ensuite avoir une meilleure maîtrise du système dans son ensemble. L'air comprimé provient ici d'une unité de compression extérieure au banc d'essais. L'air est stocké dans la cuve R-01 à la pression de travail voulue à l'aide du manodétendeur 19 puis traverse les réchauffeurs d'air 12 et entre dans le détendeur 14 par la soupape d'admission 13, puis est refoulé par la soupape d'échappement 15. La bouteille tampon R-02 doit permettre d'atténuer les oscillations fluidiques générées par la soupape d'admission. Les vannes d'isollements 11 permettent de choisir le nombre de réchauffeurs utilisés.
- b) Stade 2 (Figure 4.12b) :** Détendeur alimenté par le fluide comprimé du réseau extérieur et compresseur à soufflet refoulant dans une cuve à pression constante. Dans cette deuxième configuration le détendeur est relié mécaniquement au compresseur. Le circuit fluidique est distinct pour chacune des deux parties et le détendeur est alimenté par le réseau pneumatique externe. L'air atmosphérique est aspiré par le compresseur 5 à travers les clapets d'admission 4 puis l'air est refoulé par le clapet d'échappement 6. Celui-ci est ensuite filtré 8 et stocké dans le réservoir R-03. Le détendeur piloté 17 garantit une pression constante dans le réservoir en prélevant une quantité de gaz qu'il rejette vers l'atmosphère.

c) **Stade 3 (Figure 4.12c)** : Détendeur alimenté par le fluide comprimé du compresseur à soufflet

Ce dernier stade correspond au fonctionnement normal du moteur complet. Le détendeur et le compresseur sont reliés de façon mécanique et fluidique. L'air atmosphérique suit le même circuit que le stade 2 jusqu'à l'élément ⑧ puis traverse la vanne ⑨ ; les vannes ⑯ et ⑰ sont fermées. À partir de ce niveau, la circulation de fluide est identique au stade 1.

Pour les configurations « une » et « deux », il est possible de ne pas activer le système de chauffage du fluide de travail. A contrario, dans le stade « trois » il est indispensable de réunir toutes les conditions nécessaires (pression, température, débit) pour permettre le fonctionnement du moteur.

En complément, un circuit d'eau composé d'une électrovanne ① et d'injecteurs ② est disposé dans une enceinte de sursaturation ③. Il sera utilisé lors des essais de refroidissement de la compression.

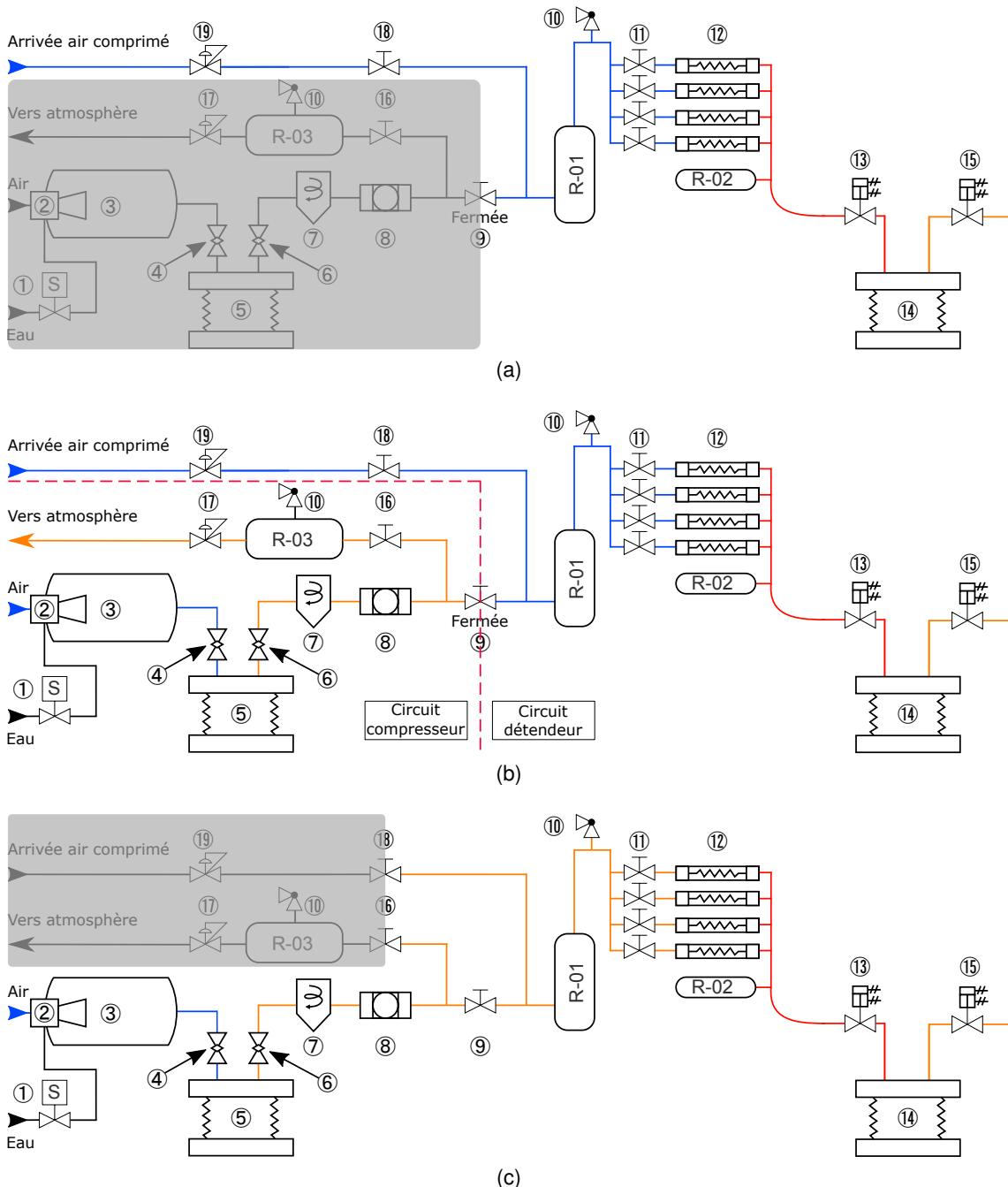


FIGURE 4.12 – Divers type de fonctionnement :

- (a) Stade 1 - Détendeur seul.
- (b) Stade 2 - Détendeur alimenté par le fluide comprimé du réseau extérieur et compresseur à soufflet refoulant dans une cuve à pression constante.
- (c) Stade 3 - Détendeur alimenté par le fluide comprimé du compresseur à soufflet.

4.1.7/ GÉOMÉTRIES RETENUES ET ASSEMBLAGE DES SOUS-ENSEMBLES

Finalement, les données géométriques du moteur sont reportées dans la table 4.1

Détendeur		Compresseur		Vérin	
Variable	Valeur	Variable	Valeur	Variable	Valeur
D_d	113 mm	D_c	113 mm	D_v	50 mm
K	$x_d \cdot (-15118) + 308,09$	$\frac{L_c}{L_d}$	0,475	D_{av}	0,02 m
V_{md}	$89 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mc}	$93 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mv}	$2,36 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
D_{sadm}	33 mm	S_{cadm}	$8,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	C_{maxv}	100 mm
D_{sech}	38 mm	S_{cech}	$4,02 \times 10^{-4} \text{ m}^2$		
M_d	14 kg	M_c	9 kg		
C_d	47,5 mm				

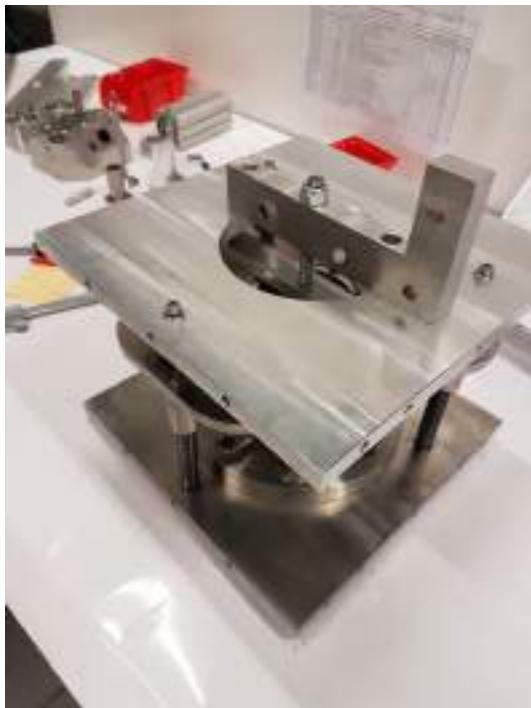
TABLE 4.1 – Table de paramètres géométriques expérimentaux.

Le travail d'étude du banc d'essais et en particulier la conception assistée par ordinateur (CAO) permet d'obtenir des plans complets pour les différents sous-ensembles présentés dans la suite de cette partie. Cette étape facilite grandement le montage et limite le risque d'erreur d'assemblage, car à partir de la liste de pièces, chaque sous-ensemble est d'abord préparé, monté et contrôlé séparément.

4.1.7.1/ ÉTAPES PRÉPARATOIRES À L'INTÉGRATION DES SOUS-ENSEMBLES

Les divers ensembles sont particulièrement lourds et nécessitent l'utilisation d'une grue d'atelier pour être placés dans le châssis l'un après l'autre. Dans cette optique, un dispositif de fixation est conçu pour maintenir horizontal le détendeur et de compresseur lors des déplacements jusqu'au châssis. L'ordre de montage est important, notamment au niveau des éléments sensibles comme le sont les systèmes d'admission et d'échappement pour le détendeur et le compresseur. Il est à noter que l'utilisation de soufflets métalliques implique une grande rigueur, que ce soit pour leur manipulation, mais aussi lors des phases d'assemblage. En effet, les ondulations sont soudées entre deux brides d'une masse relativement importante au regard de la résistance au fléchissement du soufflet. Il est nécessaire d'installer ces éléments dans leurs systèmes de guidage spécifiquement développé. Une fois mis en place, il est crucial de maintenir la déformation axiale dans les bornes du déplacement autorisé fixé par le fabricant à l'aide de butées mécaniques. De plus, les soufflets métalliques sont fabriqués unitairement et ne présentent pas tous les mêmes caractéristiques notamment pour la déformation des ondulations. Il est donc indispensable de mesurer le volume des deux enceintes lors du montage (illustré en figure 4.13) ; le faire a posteriori est possible, mais complexifie la mise en œuvre du procédé de caractérisation. La méthodologie utilisée sera précisée en annexe A.

L'assemblage des sous-ensembles est ensuite effectué, celui-ci requiert une grande précision de positionnement pour limiter les décalages. Cela est particulièrement vrai pour l'arbre de transmission qui nécessite d'être aligné entre les deux brides mobiles du compresseur et du détendeur. Il s'en suit une phase d'ajustage de certains composants avec par exemple comme principale contrainte, la liaison des soufflets et du vérin de rappel. La difficulté réside dans le réglage des courses minimales et maximales ainsi que le PMH et le PMB de chaque enceinte. Il est nécessaire de procéder par étape.



(a)



(b)

FIGURE 4.13 – (a) Outil de maintien de position pour mesurer le volume mort. (b) Remplissage de l'enceinte déformable à l'alcool.

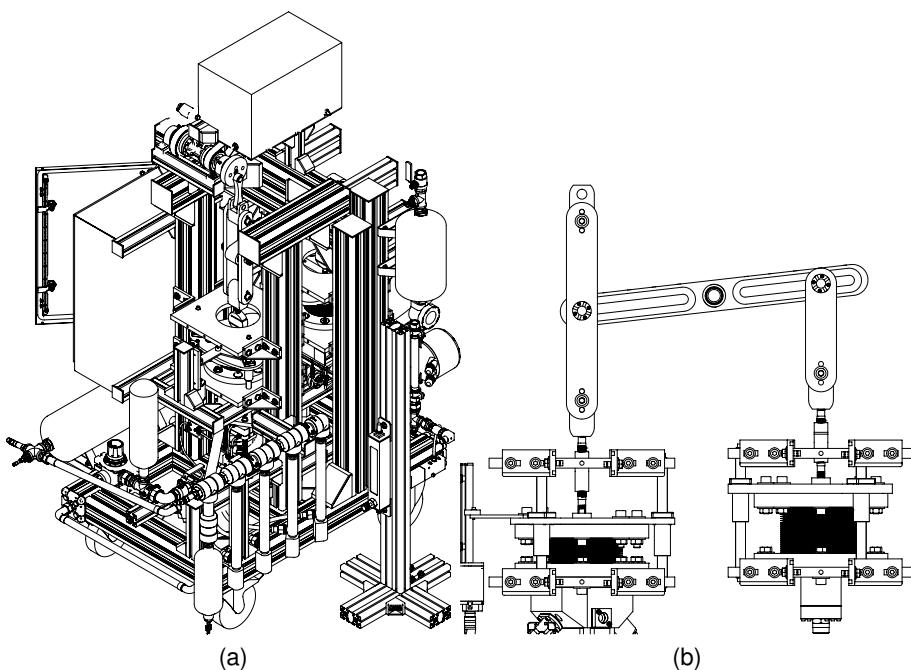


FIGURE 4.14 – (a) Vue 2D GEN 3 (b) Vue 2D sous-ensemble de détente, compression et de transmission.

4.1.7.2/ CARACTÉRISATION DES FUITES DE FLUIDE

Malgré tous les efforts apportés pour rendre étanches les éléments, il est très difficile d'obtenir un volume parfaitement isolé du milieu extérieur. Un test d'étanchéité est nécessaire afin de corriger les données de l'acquisition. Les débits de fuite sont relativement faibles et sont parfois assez complexes à mesurer. La méthode retenue mise en place, est finalement assez basique, elle offre une précision d'environ 2 mL à chaque enceinte ce qui est suffisant pour la caractérisation. Le dispositif de mesures est illustré figure 4.15 .

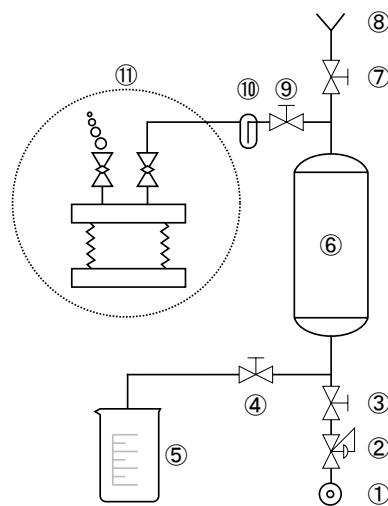


FIGURE 4.15 – Dispositif expérimental de mesure de fuites.

Le dispositif est constitué d'un réservoir rempli d'eau et est installé de manière verticale dans le but de créer une poche d'air dans sa partie supérieure par effet gravitaire. Des vannes sont montées au niveau des orifices de sortie. La procédure de test est la suivante :

1. La cuve (6) est entièrement remplie d'eau, les vannes (3), (4), (7) et (9) sont fermées.
2. La vanne (7) puis (4) sont ouvertes jusqu'au soutirage du volume d'eau désiré dans un bêcher gradué (5). Un volume d'air vient de se former dans la partie supérieure de la cuve (6). Celui-ci représente la masse de gaz totale disponible.
3. La vanne (4) et (7) sont fermées, puis la vanne (3) disposée sur la ligne du régulateur de pression (2) permet l'injection d'eau dans la cuve jusqu'à la pression de consigne. L'air est piégé dans la cuve et subit à cette occasion une augmentation de pression à masse constante.
4. La vanne (9) est ouverte et une masse de gaz en provenance de la cuve augmente la pression du réseau en aval à étudier (11) jusqu'à l'équilibre. Cet instant correspond au temps initial. En connaissant le volume du réseau aval, il est possible de déterminer la masse de gaz à injecter. La masse restante est donc égale à la masse de gaz totale à laquelle l'on retranche la masse injectée dans le volume aval. La pression dans la cuve est maintenu constante grâce au régulateur de pression (2) en compensant le volume d'air par un volume d'eau.

5. A l'instant où le filtre / voyant ⑩ laisse apparaître les premières gouttes d'eau, la vanne ⑨ est immédiatement fermée, car l'ensemble du volume d'air enfermé dans le réservoir a été éliminé. Cet instant correspond au temps final. Il est à présent possible de connaître le débit de fuite en divisant la masse restante par la différence de temps écoulé entre l'étape quatre et cinq. Cette opération est répétée plusieurs fois afin d'éliminer les erreurs aléatoires.

Les fuites de fluides sont caractérisées au niveau de chaque zone pour différentes pressions dans le but d'obtenir des courbes afin d'estimer leurs importances relativement au volume des enceintes. La figure 4.16 représente les débits de fuite de la soupape d'admission seule et de l'ensemble du détendeur. Un calcul à une fréquence et une pression de fonctionnement respectivement de 5 Hz et 2,2 bar montre que les fuites sont négligeables avec une erreur relative commise de 0,003 %. Idem, en figure 4.17 pour le compresseur avec une erreur relative égale à 0,783 %.

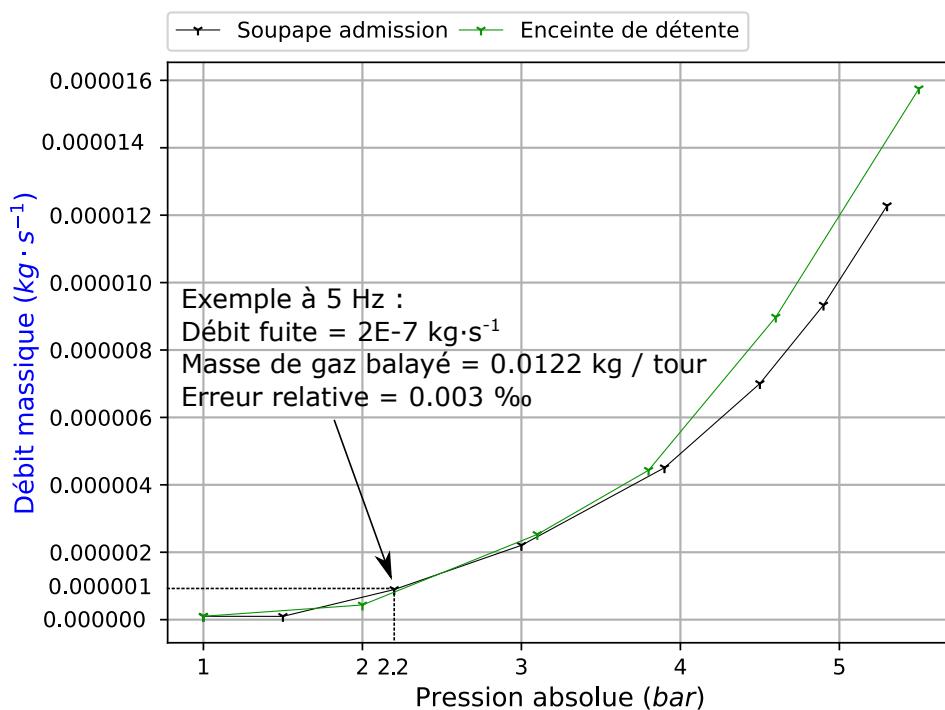


FIGURE 4.16 – Tracés des fuites obtenues pour l'enceinte de détente.

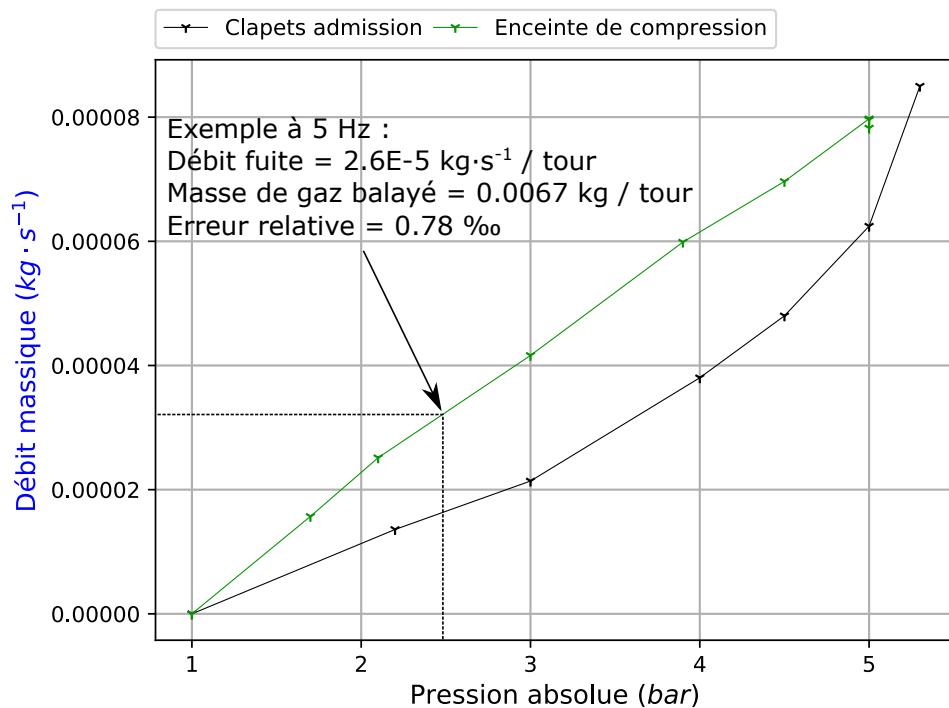


FIGURE 4.17 – Tracés des fuites obtenues pour l'enceinte de compresseur.

4.1.8/ INSTRUMENTATION ET CARACTÉRISATION DES CAPTEURS

4.1.8.1/ CAPTEURS ET IMPLANTATIONS

Les différents capteurs utilisés et leurs principales caractéristiques sont reportés dans la table 4.2. La référence et la sensibilité sont reportées dans la table 4.3 Pour limiter les longues désignations parfois plus lisibles, mais opacifiant rapidement les illustrations, chacun d'eux est référencé par un code à deux racines permettant de les identifier. La première partie notée « CP », « CT », « CF », « CD », « CV » respectivement pour les capteurs de pression, température, force, déplacement, débit volumique. Puis, la seconde partie est un numéro à trois chiffres qui différencie les capteurs d'une même famille situés à différentes localités.

Les capteurs de température de type microthermocouples sont fabriqués unitairement au sein du laboratoire FEMTO-ST, figure 4.18 . Ce choix s'explique par l'impossibilité à trouver un produit équivalent, particulièrement pour ses caractéristiques instationnaires avec notamment sa fréquence de coupure, notée $f_c = 5 \text{ Hz}$ [Lanzetta et al., 2011].

Sur la figure 4.19 est représentée l'instrumentation de sous-parties, enceinte de détente.

0. Linéarité + hystérésis + répétabilité + influence de la température + erreurs d'étalonnage du zéro et de la sensibilité

Mesurande	N° Capteur	Grandeur mesurée	Technologie de capteur	Correction de la température	Erreur de linéarité	Bandé passante
Pression	CP001	Résistance >Tension 0-10 V 0 - 2 bar abs	Piezzo-résistif	-10 / +80 °C	±0,5 % EM	1 kHz
	CP002 à CP005	Résistance >Tension 0-10 V 0 - 8 bar abs	Piezzo-résistif	-10 / +80 °C	±1,5 % EM	2 kHz
	CP007 à CP008	Résistance >Tension 0-10 V 0 - 10 bar abs	Piezzo-résistif	0 / +250 °C	±1 % EM	50 kHz
	CP006					
Température	CT001 + CT003 à CT005 + CT007	Tension 40 µV/°C -20 °C à 500°C	Thermocouple	CSF	±0,002 % EM	0.5 Hz
	CT002 + CT006	Tension 40 µV/°C -20 °C à 500°C	Thermocouple	CSF	±0,002 % EM	5 Hz
Force	CF001 CF002	Résistance >Tension 450 kg et 900 kg (3 mV/V)	Jauge de contrainte + pont	17 °C à 71 °C	±0,3 % EM	NC
	CF003	Résistance >Tension 45 kg (2 mV/V)	Jauge de contrainte + pont	-10 °C à +40 °C	±1 % EM	NC
Déplacement / Vitesse	CD001 + CD002	Temps d'émission / réception pulse >Tension 0 à 12 cm (-10 / 10 V)	Magnetostrictif	Jusqu'à 100 °C	±0,0015 % EM	2 kHz
Volume	CV001	Trainée aérodynamique >déplacement 0.3 à 3 g · s ⁻¹ (4-20mA)	Débitmètre à flotteur	80 °C	±1,6 % EM	NC
	CV002	Vitesse de rotation 3 - 57 L/min	Volumétrique	Non	±0,3 % EM	NC

TABLE 4.2 – Liste des capteurs.



FIGURE 4.18 – Sonde à microthermocouple de type K de 25,4 µm de diamètre réalisé en laboratoire [Lanzetta et al., 2011].

Quatre capteurs de pression et de température sont disposés entre la sortie de cuve principale et l'échappement du détendeur. Leur nombre important doit permettre de mesurer des perturbations générées par les organes d'admission et d'échappement qui peuvent être néfastes au fonctionnement global du moteur. La compréhension de ces perturbations rendrait possible, notamment, l'optimisation des géométries fluidiques, mais aussi la validation du choix des deux volumes tampons.

N° de capteur	Référence	Sensibilité	N° de capteur	Référence	Sensibilité
CP001	Keller	$0,05 \text{ mV Pa}^{-1}$	CF002	Omega LCR-2K	$0,013 \text{ mVN}^{-1}$
CP001 à CP005 + CP007 à CP008	Keller PAA-21Y	$0,0125 \text{ mV Pa}^{-1}$	CF003	Metler TOLEDO 0736	$0,041 \text{ mVN}^{-1}$
CP006	Keller M5 HB	$0,01 \text{ mV Pa}^{-1}$	CD001 + CD002	Temposonics RHM0120MD60	83 mV mm^{-1}
CT001 + CT003 à CT006 + CT008	OmegaM12LCP- KSS-M3-U-0150	$40 \mu\text{V }^{\circ}\text{C}^{-1}$	CD003	Temposonics EPV0300MD601	$21,73 \text{ mV mm}^{-1}$
CT002 + CT007	Femto-ST	$40 \mu\text{V }^{\circ}\text{C}^{-1}$	CV001	H250/RRM40/ESK 0,3 - 3g/s	$59,25 \text{ mA} \cdot \text{g} \cdot \text{s}^{-1}$
CF001	Omega LCR-1K	$0,0015 \text{ mVN}^{-1}$	CV002	Omega FPR204P-PC-PS	

TABLE 4.3 – Références et sensibilités des capteurs.

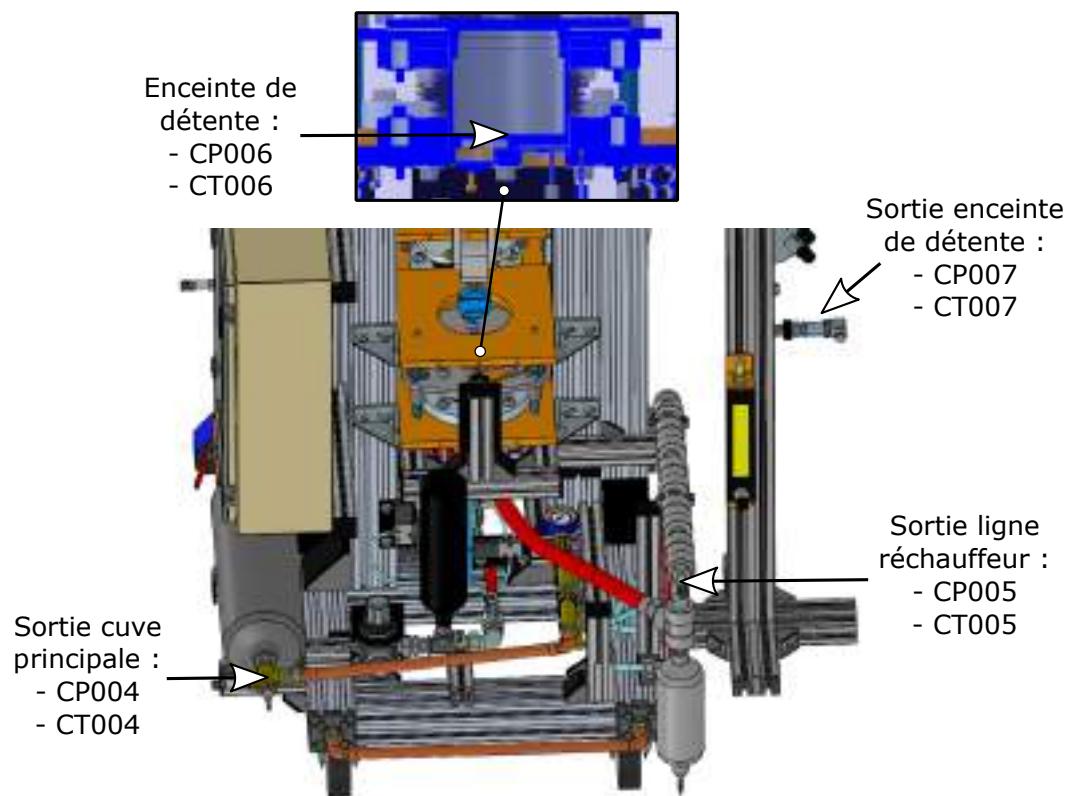


FIGURE 4.19 – Implantation de l'instrumentation de la sous-partie détendeur.

Sur la figure 4.20 est représentée l'instrumentation de la sous-partie compresseur. Trois capteurs de pression et de température sont disposés le long du circuit fluide. Les données fournies par ces capteurs permettent d'avoir une information sur le comportement fluidique et thermique.

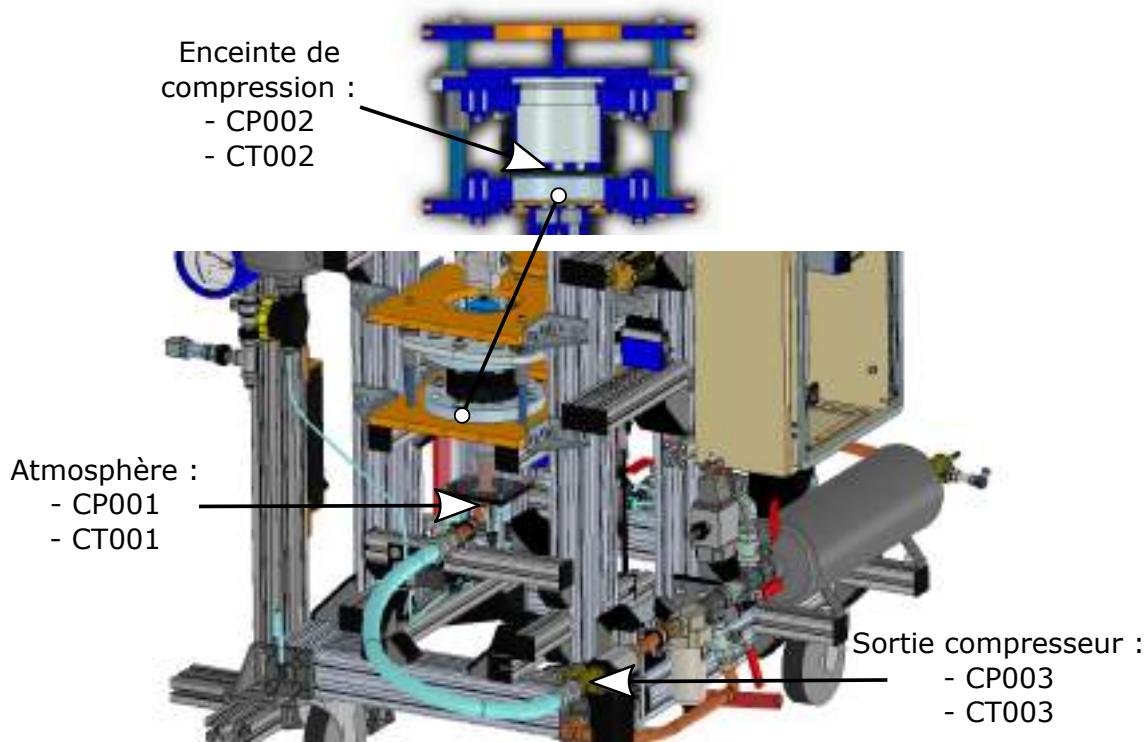


FIGURE 4.20 – Implantation des capteurs de la partie compresseur.

4.1.8.2/ CARACTÉRISATIONS DES CAPTEURS

L'étalonnage de capteurs requiert de grandes compétences et nécessite un matériel certifié conforme à la norme que l'on souhaite garantir. Si l'on s'intéresse par exemple à la mesure de température, dès 1927 ces contraintes ont conduit à la mise en place d'une échelle de température avec des points fixes facilement identifiables chimiquement qui permettent de mesurer des températures en étroit accord avec l'échelle de température thermodynamique. De nos jours, l'Echelle Internationale de Température de 1990, l'EIT90, est la norme d'étalonnage en vigueur. Ces points de repère sont souvent difficiles à obtenir en dehors des laboratoires de métrologie. C'est pourquoi, il existe des techniques simplifiées permettant d'approcher l'échelle internationale de température. Ces techniques reposent sur une comparaison entre l'instrument à étalonner et un thermomètre étalon raccordé aux étalons nationaux. On parle alors d'étalonnage par comparaison. Pour se prémunir du risque de confusion, le terme caractérisation sera préféré dans la suite de ce manuscrit. Les différents capteurs sont tous caractérisés avec la chaîne d'acquisition complète afin d'obtenir les lois d'évolution du mesurande en fonction du signal mesuré.

— **Capteur de pression :**

la figure 4.21 illustre l'appareil (GE Sensing DPI620) disposant d'un capteur étalon (GE PM620 ou E-A3-4449 en fonction de l'étendue de mesure du capteur à caractériser), relié à une nourrice pour les capteurs de pression. Cette solution permet de soumettre l'ensemble des capteurs à une pression connue, dans la limite de la précision du système. Une série d'essais est réalisée dont l'étendue dépend de la plage de mesurande autorisé pour chaque capteur. Les lois obtenues sont reportées dans le programme de traitement informatique permettant de convertir les données d'acquisitions brutes (table 4.4).



FIGURE 4.21 – Caractérisation des capteurs de pression.

— **Capteurs de température :** chaque thermocouple est connecté à la carte d'acquisition 9220 par l'intermédiaire d'un amplificateur d'instrumentation dédié de référence AD8495. Ces amplificateurs assurent le conditionnement du signal (amplification du signal et compensation de la soudure froide) et dont la sortie est proportionnelle à la variation de température ($5 \text{ mV}/^\circ\text{C}$). L'équation caractéristique permettant d'exprimer la température de jonction à la soudure chaude (T_{jsc}) en fonction de la tension de sortie V_{out} mesurée par la carte NI9220 est :

$$T_{jsc} = \frac{V_{out} - V_{ref}}{0,005} \quad (4.3)$$

La tension V_{ref} appliquée est maintenue constante aux bornes de l'amplificateur à l'aide d'un composant électronique (référence de tension) dont la valeur est fixée à 2,048 V. Les amplificateurs présentent une fréquence de coupure à -3 dB de 25 kHz. Le circuit électronique réalisé spécifiquement au laboratoire est alors composé de huit amplificateurs AD8495 et d'une référence de tension, (figure 4.22).

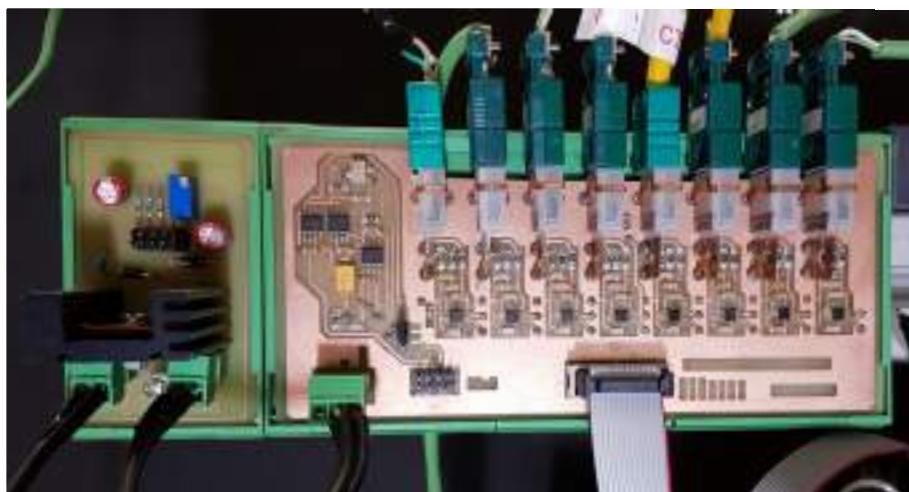


FIGURE 4.22 – Carte électronique d'amplification des thermocouples développée au laboratoire.

Les capteurs sont caractérisés à partir d'un four GEMINI 550LRI Basic, d'une sonde étalon de type PT100 AOIP AN5847 et d'un thermomètre de référence à deux voies pour sondes résistives PHP 601. La figure 4.23 illustre le dispositif utilisé. De manière identique aux capteurs de pression, les lois obtenues sont reportées dans le programme de traitement informatique permettant de convertir les données d'acquisitions brutes (table 4.4).



FIGURE 4.23 – Banc de caractérisation des capteurs de température.

- **Capteurs de déplacement** : la caractérisation des deux capteurs de déplacement est effectuée directement sur le moteur. La procédure consiste à mesurer le déplacement à l'aide d'un pied à coulisse et la tension renvoyée par le conditionneur. Cela permet d'obtenir deux lois linéaires (table 4.4).
- **Capteurs de force** : la caractérisation des deux capteurs de force est réalisée à l'aide d'un vérin de diamètre connu et de deux capteurs de pression. Ces derniers permettent d'obtenir la différence d'effort de part et d'autre du piston. La tige du vérin agit ici directement sur le capteur de pression. À partir de la section du piston, il est aisément de remonter à la force appliquée $P = F/S$. Une série de plusieurs points pour d'autres pressions permet d'obtenir les deux lois d'évolution (table 4.4).
- **Capteurs de débit** : le capteur de débit d'air est un produit préalablement caractérisé par le fabricant et il est doté d'abaques de correction en fonction de la température et de la pression. Le capteur de débit d'eau est un capteur volumétrique, chaque impulsion électrique transmise correspond au passage d'un volume d'eau défini par le constructeur. Pour ces deux dispositifs les mesures sont traduites en grandeur massique et aucune caractérisation supplémentaire n'est effectuée en plus de celles réalisées par les fabricants (table 4.4).

N° de capteur	Pente	Ordonnée origine	Unité	N° de capteur	Équation	Ordonnée origine	Unité
CP001	0,2005523	0,0267838		CT001	199,42449	-198,6941	
CP002	0,7992868	0,0450089		CT002	201,16119	-200,5949	
CP003	0,7976955	0,0417698		CT003	198,94632	-195,8173	
CP004	0,7985406	0,0407409		CT004	200,61477	-199,3992	
CP005	0,7990242	0,0490592	Bar	CT005	200,21567	-199,0055	°C
CP006	0,10000124	-0,011270		CT006	Défaut carte		
CP007	0,798782	0,033256		CT007	202,53587	-203,6093	
CP008	0,7992187	0,0404224		CT008	200,58803	-199,3407	
CD001	-12,1126507	95,0543526		CF001	639393	294	
CD002	11,8490475	-6,214	mm	CF002	75607	-147	N
CD003	46,026	-239,89		CF003	-18734,832	-5,801	
CV001	168,75	-0,375	$\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$	CV002	3,2476	0,4571	GPM

TABLE 4.4 – Lois des capteurs.

4.1.8.3/ CALCULS D'INCERTITUDES

Toute mesure de grandeur physique est entachée d'incertitudes. De manière pratique il est impossible de s'en affranchir. Il est néanmoins primordial de connaître aussi précisément que possible le crédit que l'on peut donner aux mesures réalisées. L'évaluation des incertitudes est faite à partir des méthodes normalisées [Gum, 2008] et [Charki et al., 2012]. Le détail des calculs sera présenté en annexe B). Les calculs se limitent à la caractérisation des incertitudes de type B. Les incertitudes de type A qui correspondent à un traitement statistique n'ont pas été mises en œuvre. Toutes les acquisitions de données permettant d'obtenir les lois d'évolutions des capteurs ont été réalisées avec la chaîne complète pour minimiser autant que possible les biais de mesure.

Les incertitudes de mesure pour l'ensemble de la chaîne étalon et de mesure sont reportées dans la table 4.5. Les incertitudes élargies sont calculées avec un facteur d'élargissement $k_p = 2$ et donnent alors un niveau de confiance égal à 95,45 % en supposant la loi normale.

Capteur	Incertitudes	Incertitudes élargies	Etendue de mesure
CP001	1096 Pa	2192 Pa	0 bar / 2 bar
CP002 à CP008 sauf CP006	12 383 Pa	24 766 Pa	0 bar / 8 bar
CP006	10 479 Pa	20 958 Pa	0 bar / 10 bar
CT001 à CT008	1,9 °C	3,9 °C	-10 °C / 500 °C
CD001 à CD002	100 µm	200 µm	0 mm / 120 mm
CD003	200 µm	400 µm	0 mm / 250 mm
CF001	1474 N	2948 N	-9000 N / 9000 N
CF002	227 N	445 N	-4500 N / 4500 N
CF003	108 N	218 N	-600 N / 600 N
CV001	0,006 g · s ⁻¹	0,012 g · s ⁻¹	0,03 g · s ⁻¹ / 0,3 g · s ⁻¹
Volume enceinte	2 cm ³	3 cm ³	85 cm ³ à 600 cm ³

TABLE 4.5 – Incertitudes de mesure pour les différents capteurs.

4.1.9/ CONTRÔLE COMMANDE

4.1.9.1/ STRATÉGIES DE CONTRÔLE MISES EN ŒUVRES

Le moteur est piloté par une un système logique de contrôle et de commande directement implanté au sein d'un circuit logique programmable de type FPGA (Field Programmable Gate Array). Cette puce est intégrée dans un système plus complet comprenant un système embarqué dit «temps réel» de référence Crio 9074 (Compact Reconfigurable Input Output) du fabricant National Instrument illustré figure 4.26. Cette technologie permet un pilotage très rapide de l'ordre de la fréquence d'horloge soit 40 MHz et autorise l'utilisation de boucles de contrôle s'exécutant en parallèle. Le programme de contrôle / commande est développé avec le logiciel LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) dont la face avant de l'interface est illustrée figure 4.24.

Les capteurs utiles aux prises de décision du programme sont reportés au niveau d'une carte d'acquisition de tension NI9205 (16 bits, 32 voies, 250 k_{ech} · s⁻¹ à voies multiplexées, -10 V à 10 V). Ces signaux sont ensuite traités puis exploités par les différentes boucles. Le système de commande agit principalement au niveau de deux électrovannes pneumatiques, d'une électrovanne proportionnelle et d'un gradateur de puissance à partir d'une carte NI9074 (8 voies, 1 µs, 12 V à 24 V) et NI9264 (16 bits, 16 voies, 25 k_{ech}/s⁻¹ à voies multiplexées, -10 V à 10 V). Les étapes programmées sont ordonnées suivant une logique respectant, (i) l'admission d'air comprimé, (ii) la détente du volume de contrôle , (iii) l'échappement vers l'atmosphère. À chaque étape, si les conditions sont validées, alors le dispositif avance d'une étape jusqu'à la dernière et recommence à la première. A partir des données fournies par les capteurs, différentes stratégies de pilotage sont possibles. Les deux principales sont de types «temporel» et «spatial». La première méthode détermine le passage à l'étape suivante par l'échéance d'un temps de référence, la seconde par l'obtention d'une consigne de déplacement. À cela, il est possible d'ajouter d'autres variables cumulables avec les stratégies précédentes comme la pression, la température, la vitesse.

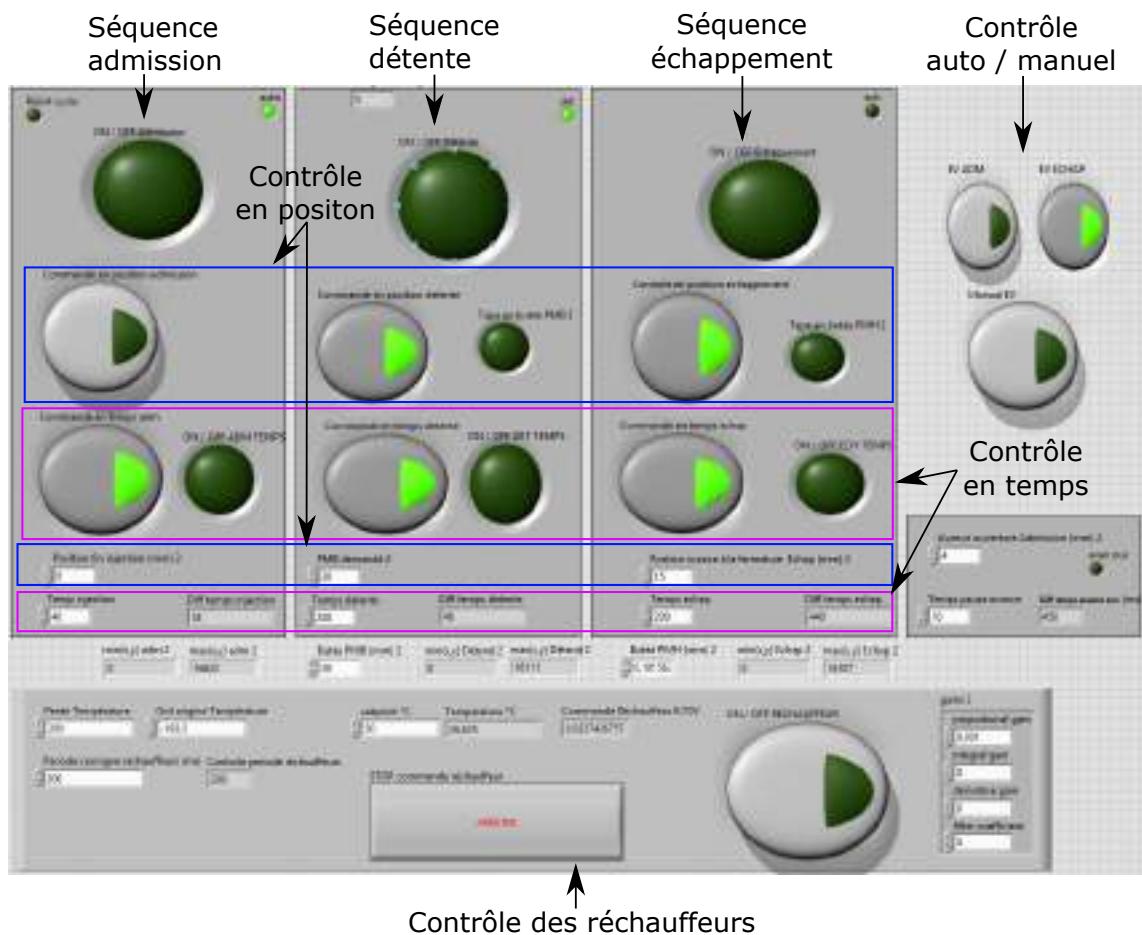


FIGURE 4.24 – Face avant du système de contrôle commande FPGA.

Ci-après, on décrit la séquence typique en mode «contrôle spatial» :

- **Initialisation du cycle** : durant cette phase, toutes les électrovannes sont à l'état 0.
- **Remplissage de l'enceinte** : l'enceinte de détente doit être remplie par un gaz sous pression. L'électrovanne d'admission est l'élément agissant sur la soupape d'admission permettant ainsi l'ouverture du passage de fluide. L'état de cette commande passe donc à l'état logique [1]. Suivant la stratégie de commande choisie, la condition de sortie de boucle peut être différente. Dans le cas présenté ici, c'est le déplacement observé du soufflet qui est comparé à une valeur fixe que l'opérateur définit, une fois atteinte l'état logique devient [0] puis le système passe à l'étape suivante. Cette valeur est aussi appelée «course d'injection».
- **Détente du fluide de travail** : l'enceinte de détente est isolée du milieu extérieur. Les électrovannes ne sont pas alimentées et par conséquent les soupapes sont également fermées. Si l'on reste dans la même stratégie de commande, la condition de sortie de boucle est liée au déplacement observé du soufflet par rapport à une consigne fixée, une fois atteinte le système passe à l'étape suivante.

— **Vidange de l'enceinte :** l'enceinte de détente doit être vidangée. L'électrovanne d'échappement est l'élément agissant sur la soupape d'échappement permettant ainsi l'ouverture du passage de fluide. L'état de cette commande passe donc à l'état logique [1]. Il est possible d'anticiper la fermeture de la soupape. Cela permet notamment d'éviter un croisement, mais aussi d'augmenter la pression de l'enceinte avant le début du cycle d'admission. L'acronyme utilisé est «AO» pour Avance à Ouverture. La condition de sortie de boucle est dépendante du déplacement observé du soufflet, une fois atteinte, l'état logique devient [0] puis le système réinitialise le cycle.

La figure 4.25 permet d'observer le cycle de lancement du moteur. Celui-ci est décomposé en trois phases :

1. d'abord, le système de commande en « temps » agit seul sur l'ouverture et la fermeture des soupapes. La déplacement du détendeur n'est pas suffisant pour atteindre les consignes fixées.
2. puis, la troisième période de contrôle en temps permet d'atteindre la consigne de position attendue en fin de détente. Les deux systèmes fonctionnent alors ensemble.
3. enfin, la consigne de position au point mort bas permet au système de fonctionner en mode déplacement seul à l'exception de l'électrovanne d'admission qui est contrôlée en temps pour obtenir une ouverture et fermeture constante à travers les essais.

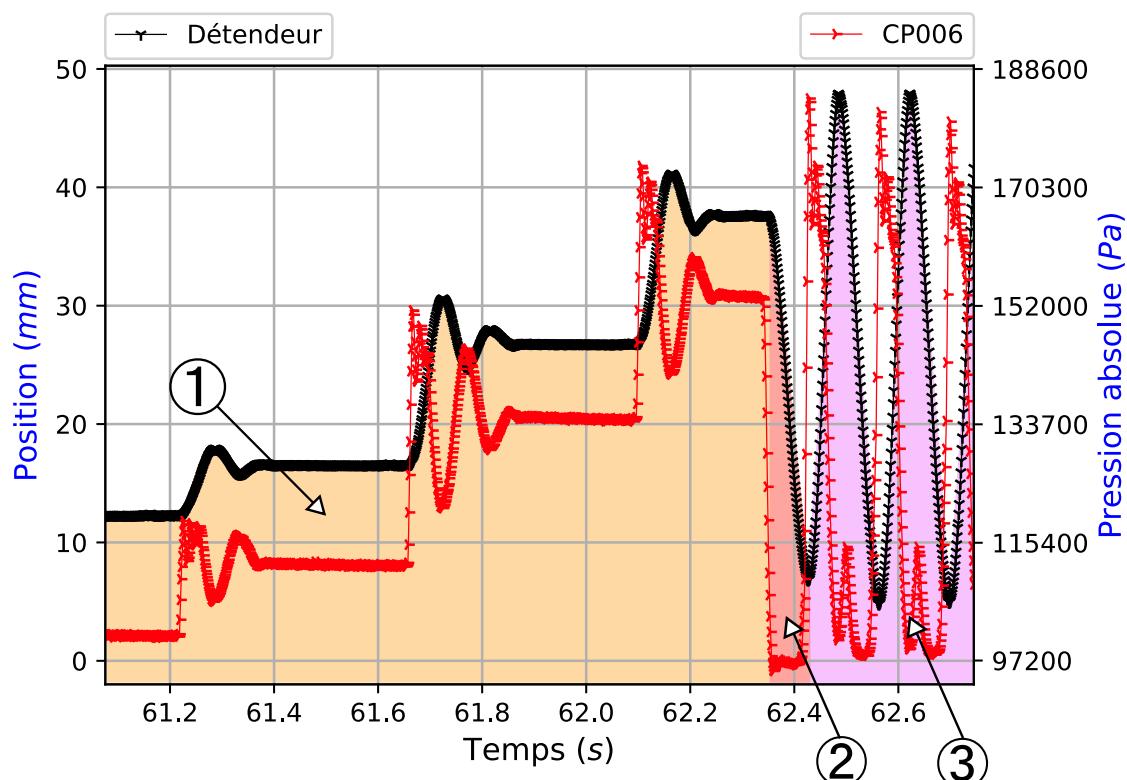


FIGURE 4.25 – Résultats typiques de lancement du moteur à partir de l'état initial.

4.1.9.2/ CONTRÔLES DES AUXILIAIRES

En complément de la séquence détaillée ci-avant, le système de commande pilote deux autres organes indispensables au bon fonctionnement du banc d'essais :

- **Commande du gradateur** : le gradateur de puissance alimente les quatre réchauffeurs électriques. Une boucle de contrôle indépendante mesure des paramètres de sécurité. Notamment, deux capteurs de pression sont situés à l'amont et à l'aval des réchauffeurs afin de mesurer la perte de charge de l'ensemble, si celle-ci devient inférieure à la valeur de consigne, le système entre en mode sécurité pour défaut de circulation de fluide et ainsi préserve l'intégrité des éléments chauffants. Un capteur de température (*CT005*) de type thermocouple est placé au centre du conduit de sortie réchauffeur. Celui-ci est utilisé comme entrée du régulateur PID. Il permet de générer un signal de commande **0-5V** qui pilote la puissance transmise par le gradateur.
- **Commande de l'électrovanne proportionnelle** : durant les phases de tests de chaque élément du système, une boucle de commande avec régulateur PID permet le contrôle de la charge du compresseur pour se rapprocher d'un comportement réel et autonome de l'ensemble. Un capteur de pression *CP009*, situé dans la cuve de stockage du compresseur, est utilisé comme variable d'entrée du régulateur qui compare sa valeur avec celle de la consigne de pression définie lors de l'essai. Puis, un signal de commande est transmis à une électrovanne proportionnelle qui gère le débit d'évacuation du fluide de la cuve et permet ainsi de maintenir un taux de compression constant.

4.1.10/ ACQUISITION DE DONNÉES

Le système d'acquisition figure 4.26 utilisé est un CDAQ9178 (Compact Data AcQuisition) du fabricant National Instrument. Deux modules d'acquisitions de tension NI9220 à échantillonnage simultané sont installés dans le châssis (16 bits, 16 voies, $100 \text{ k}_{\text{ech}} \cdot \text{s}^{-1}$ par voie, -10 V à 10 V). Les nombreux capteurs placés dans ce banc d'essais ne sont pas tous nécessaires à l'exploitation scientifique des mesures. En conséquence, il est possible de distinguer trois raccordements différents :

1. Système de contrôle commande uniquement
2. Système d'acquisition uniquement
3. Système d'acquisition et de contrôle commande

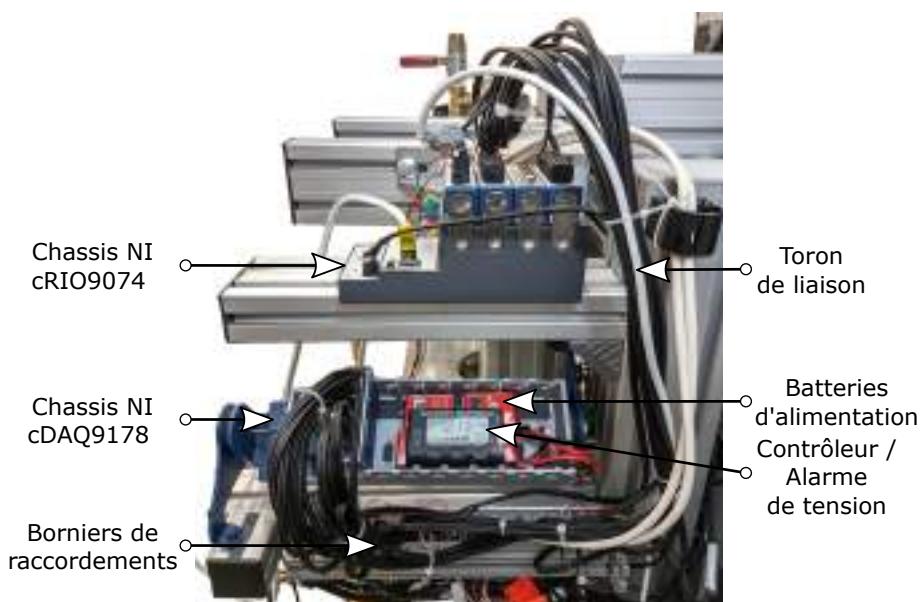


FIGURE 4.26 – Système d'acquisition et de contrôle commande du banc d'essais.

De plus, les travaux menés précédemment [Ranc et al., 2017] ont permis de résoudre, pour partie, les problématiques de perturbations mesurées lors des phases d'acquisition, voir l'illustration 4.27.

La solution mise en place pour limiter les effets consiste à séparer du réseau électrique les alimentations des différents capteurs. Ainsi, comme chacun d'eux requiert une tension propre trois générateurs distincts sont installés :

1. Continue 12V par batterie LiPo
2. Continue 24V par batterie LiPo
3. Continue 24V par alimentation à découpage sur le réseau 230V

Seuls l'électrovanne proportionnelle, les deux capteurs de position et le capteur de débit d'eau à impulsion sont raccordés au réseau par l'alimentation à découpage. Cela n'a pas de conséquence sur les signaux de sortie, car ceux-ci passent au préalable par un conditionneur qui filtre ces perturbations. A contrario, les capteurs de pression, de température, de force et de débit d'air sont tous alimentés par un jeu de batterie Lithium Polymère garantissant une tension stable. La résolution obtenue est d'environ 4 mV pour la chaîne complète (batterie + CAN).

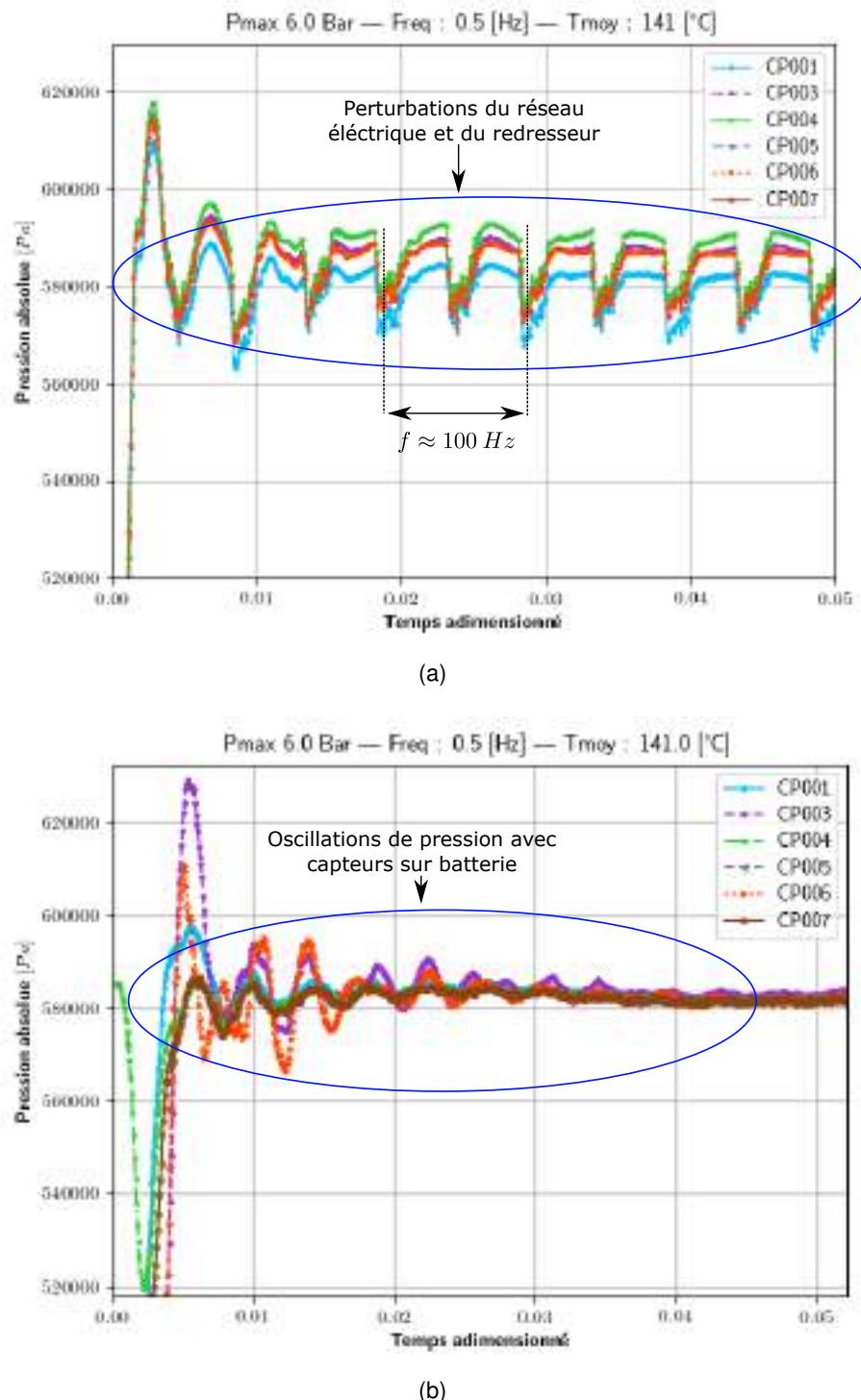


FIGURE 4.27 – (a) Signaux de sortie des capteurs alimentés par le réseau. (b) Signaux de sortie des capteurs alimentés par batterie.

Le programme d'acquisition des données est également codé en langage graphique à l'aide du logiciel LabVIEW. L'interface graphique obtenue illustré à la figure 4.28 permet le contrôle des paramètres d'échantillonnage, du choix du dossier de sortie, de la dénomination du fichier de sortie et du lancement ou de l'arrêt de l'enregistrement.

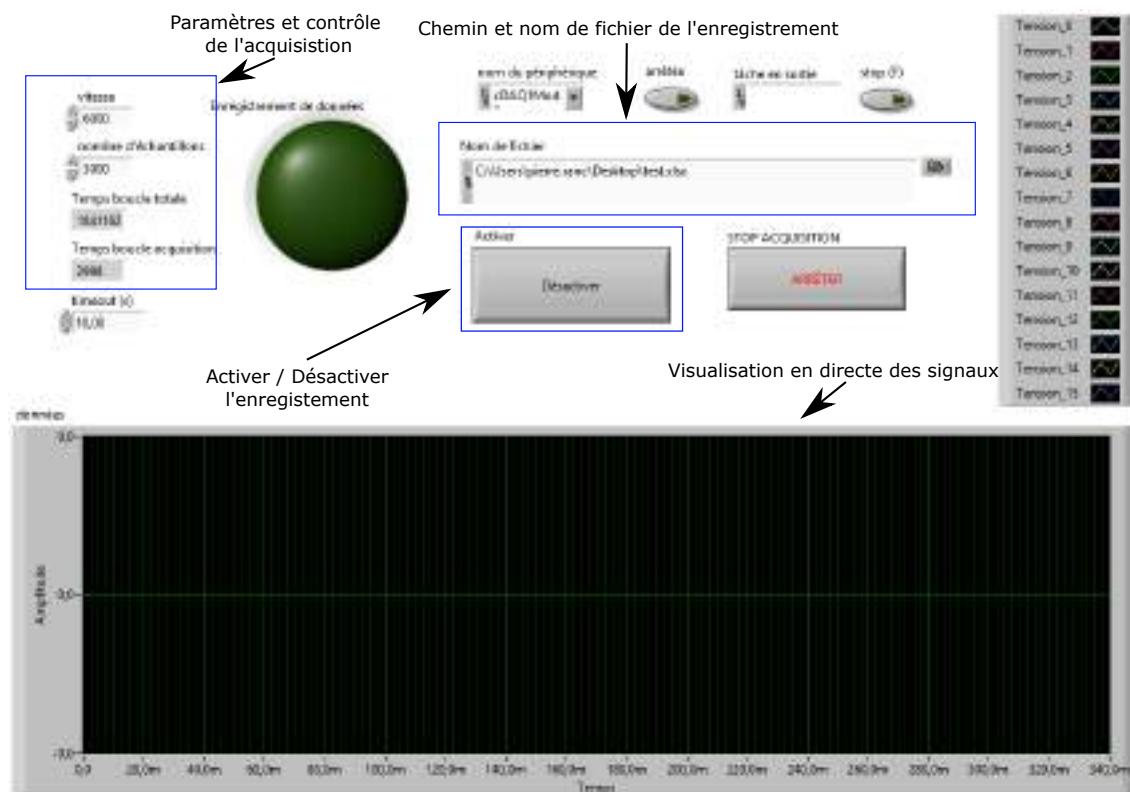


FIGURE 4.28 – Face avant du programme d'acquisition.

Les paramètres d'acquisitions utilisés pour la majorité des essais sont les suivants reportés dans la table 4.6.

Paramètre	Valeurs
Fréquence d'échantillonnage	6 kHz
Nombre d'échantillons par lecture	2000

TABLE 4.6 – Paramètres d'échantillonnage du système DAQmx.

4.2/ RÉSULTATS TYPIQUES DU MOTEUR

La mise en route du banc d'essais est relativement délicate dans la mesure où celui-ci présente de nombreux paramètres de fonctionnement dont certains sont couplés. Tout d'abord une période de tests a été initiée afin de valider le bon déroulement des actions demandées à partir de l'IHM (commande des soupapes, temps d'ouverture, séquence moteur en temps et / ou en position, etc.). Cette étape ne sera pas détaillée dans ce manuscrit. Par la suite, une première série d'essais ont été conduits et sont présentés dans la partie suivante pour une pression de compression égale à 155 kPa. Pour rappel, dans un souci d'uniformité les noms de variables tracées dans la partie simulation et expérimentale sont identiques. Leurs dénominations sont reportées dans le tableau 4.7. Le code graphique choisi pour la présentation des résultats expérimentaux sera composé de traits continus fins avec marqueurs et sera identique dans tout ce manuscrit.

Dénomination	Localisation
Détendeur	Position du détendeur
Compresseur	Position du compresseur
CP002	Pression de l'enceinte de compression
CP006	Pression de l'enceinte de détente
CP007	Pression de la chambre inférieure du vérin de rappel
CP008	Pression de la chambre supérieure du vérin de rappel
CT002	Température de l'enceinte de compression
CT007	Température de l'enceinte de détente

TABLE 4.7 – Table de dénomination des points de mesure et leurs localisations.

4.2.1/ DISPOSITIF À L'ÉQUILIBRE

Dans cette partie, le vérin, les enceintes de compression et de détente sont couplés mécaniquement. Il ne sera installé aucune charge supplémentaire de type génératrice ou de charge visqueuse. La chambre supérieure du vérin est fermée, tandis que la chambre inférieure est à l'atmosphère dans cet essai.

Les paramètres expérimentaux pour les courbes présentées sans cette section sont consignés dans le tableau 4.8. Contrairement à la partie simulation, il est délicat d'obtenir une valeur de pression parfaitement égale à la valeur souhaitée. Cela est dû en particulier aux ondes de pression présentes dans la conduite amont qui limitent la capacité de régulation du manodétendeur. Les données tracées dans tous les graphiques présentés dans cette section sont issues d'un seul et même cycle du même essai expérimental.

Détendeur		Compresseur		Vérin	
Variable	Valeur	Variable	Valeur	Variable	Valeur
P_{ed}	175 000 Pa	P_{sc}	155 000 Pa	P_{vsup0}	90 000 Pa
T_{ed}	18 °C	T_{ec}	18 °C	P_{vinf0}	125 000 Pa
D_d	113 mm	D_c	113 mm	D_v	50 mm
C_d	47,5 mm	$\frac{L_c}{L_d}$	0,475	D_{av}	20 mm
V_{md}	$89 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mc}	$93 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mv}	$236 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
D_{sadm}	33 mm	S_{cadm}	$8,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	$D_{orifice}$	6 mm
D_{sech}	38 mm	S_{cech}	$4,02 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	C_{maxv}	100 mm
M_d	14 kg	M_c	9 kg		
t_{adm}	30 ms				
AOE	42 mm				
AFE	28 mm				
AOA	15 mm				
$tAOA$	10 ms				

TABLE 4.8 – Table de paramètres expérimentaux ($P_{comp} = 155 \text{ kPa}$).

La figure 4.29 permet d'identifier différentes zones caractéristiques au cours d'un cycle moteur. La zone grise correspond à la phase de remplissage du cylindre de détente pendant laquelle la soupape d'admission est ouverte. La course maximale de la soupape n'est pas atteinte dans cet essai, avec une levée de 7,6 mm contre 10 mm au maximum. La pression dans l'enceinte de détente $CP006$ tracée (en rouge) atteint un maximum lorsque la position de la bride mobile du soufflet tracée (en noire) atteint le point mort haut. En effet, le volume est à cet instant très proche du volume mort ainsi, une quantité de gaz minime est nécessaire pour équilibrer les pressions amont/aval. Lorsque la position du détendeur augmente, le volume de l'enceinte suit la même évolution. Le débit d'air nécessaire au maintien de la pression est à cette occasion important. Le temps d'ouverture et de fermeture intrinsèque au système d'admission le rend imparfait. Cela implique une diminution de débit et donc de pression, dès lors que la soupape entame sa fermeture. Ce phénomène est de plus combiné à la variation de volume, qui est à son maximum. Par ailleurs, des oscillations apparaissent lorsque la soupape d'admission est ouverte et que la pression tend vers la valeur en amont de la soupape. Ce phénomène est découvert en 1850 par Hermann von Helmholtz et est appelé résonance de Helmholtz [von Helmholtz, 1885]. L'industrie des M.C.I. a longtemps étudié ce phénomène dans le but d'augmenter la pression de remplissage du moteur. En effet, on peut voir ici l'enjeu que représente la fermeture de la soupape à l'instant idéal permettant de « piéger » l'air lorsque l'onde de pression réfléchie apporte une pression maximale dans l'enceinte. Ensuite, le processus de détente commence avant même que la soupape soit refermée puis, la traditionnelle phase théorique qui s'effectue en vase clos commence peu après la mi-course, pour terminer au point mort bas, à une pression inférieure à l'atmosphère d'environ 13 000 Pa. Dans un cas idéal, la pression en fin de détente est égale à l'atmosphère pour maximiser le travail mécanique. En dessous de la pression ambiante, la force mécanique s'inverse et freine le déplacement de l'enceinte.

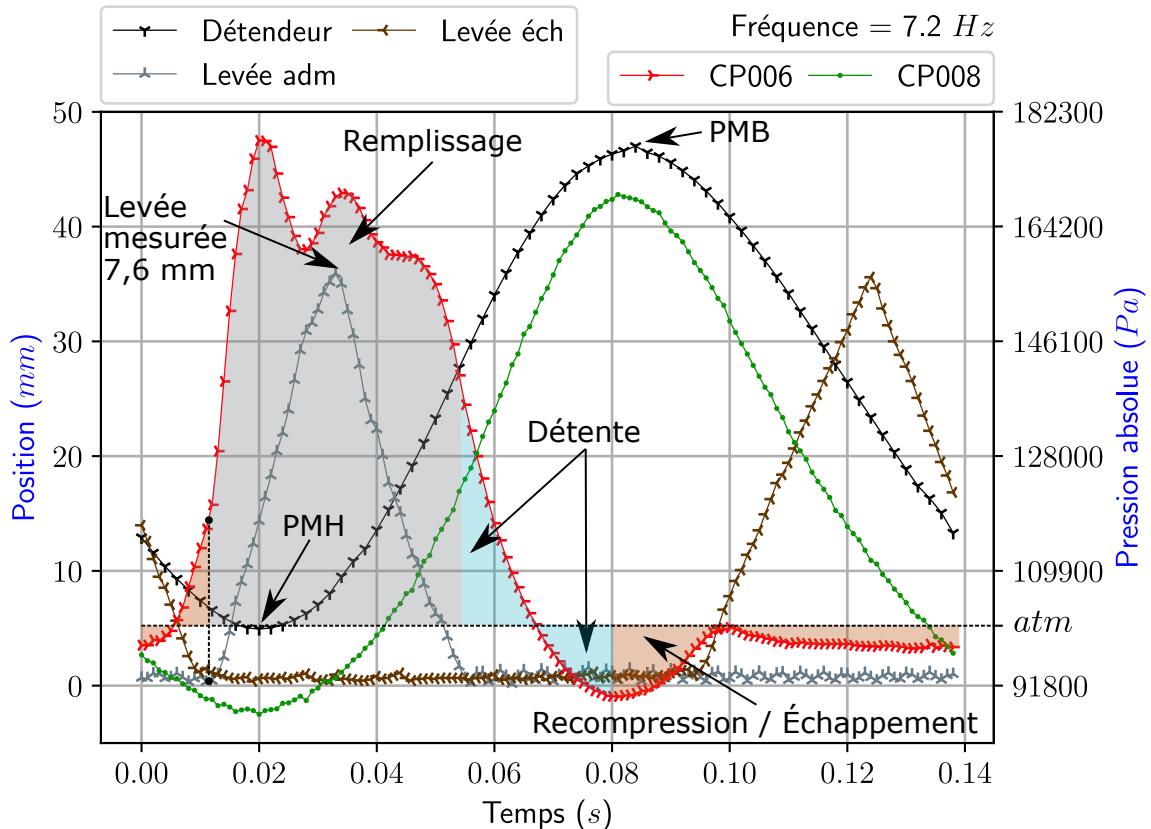


FIGURE 4.29 – Évolutions temporelles expérimentales de la pression, de la position du détendeur et des levées de soupapes X 5 pour un cycle à 7,2 Hz.

Cette étape peut néanmoins aider à trouver l'équilibre mécanique qui sinon est très difficile à obtenir, tant le nombre de paramètres et de réglages peut influencer la cinématique de l'ensemble. Enfin, lors de l'ouverture de la soupape d'échappement, un débit d'air entre dans l'enceinte pour les raisons évoquées. Il s'en suit, une phase de recompresion du volume résiduel pendant la phase de fermeture de la soupape d'échappement. Celle-ci est consommatrice d'énergie, mais elle permet de limiter le risque de choc en butée. Elle agit comme un ressort et permet également de réduire la masse de fluide à injecter pendant la phase de détente. Enfin, la pression dans la chambre supérieure du vérin tracée en vert CP008 contribue au retour du détendeur au point mort haut. Le profil d'évolution est très similaire au profil de position.

Le graphique figure 4.30 correspond au tracé de la pression en rouge et de température en bleue CT007, au cours d'un cycle moteur à une fréquence de 7,2 Hz. La température augmente tout d'abord pendant la phase de recompression. Plusieurs pics maximums de pression et de température sont identifiés. Un déphasage est visible entre la pression et la température. Celui-ci s'explique en partie par l'incapacité du capteur à suivre le signal température instantanée. Les microthermocouples utilisés présentent une fréquence de coupure de l'ordre de 5 Hz alors qu'un cycle moteur s'effectue à 7,2 Hz. Des capteurs d'un plus petit diamètre auraient permis de diminuer leur inertie thermique et donc de diminuer leur temps de réponse. Toutefois, cette constatation n'est pas uniquement causée par le capteur lui même, mais elle est aussi liée à son implantation dans le volume de contrôle. En effet, la jonction du thermocouple est fragile et ne doit en aucun cas entrer en contact avec un quelconque obstacle. En conséquence, bien qu'il soit affleurant à la paroi interne du dispositif anti-volume mort mobile, un léger retard est à considérer d'autant plus que dans l'enceinte réelle des échanges thermiques sont en jeux ce qui implique que le gaz ne présente pas une température uniforme en tout point du volume. Pendant le remplissage de l'enceinte, la température augmente d'environ 2 °C. Puis, lors de la détente, l'écart de température jusqu'au point mort bas est d'environ 10 °C.

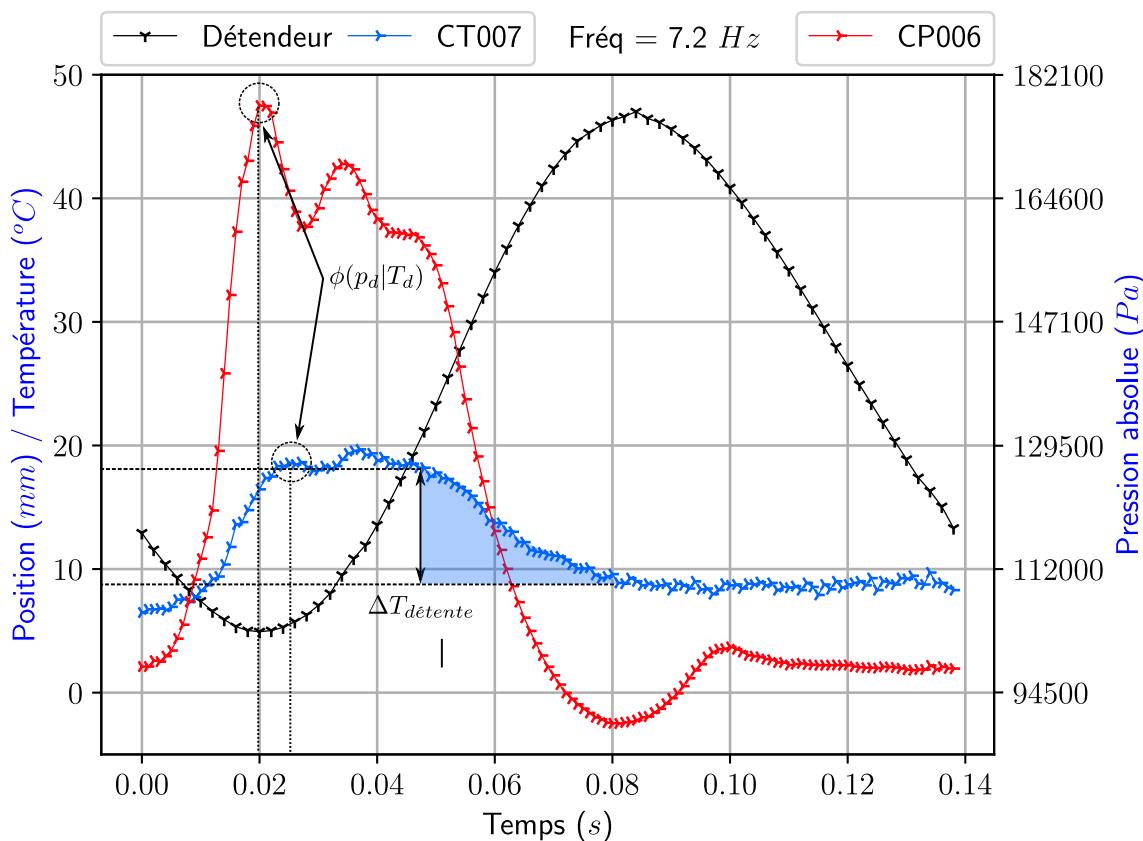


FIGURE 4.30 – Évolutions temporelles expérimentales de la pression et de la température du détendeur pour un cycle à 7,2 Hz.

Le diagramme indicateur de l'enceinte de détente est illustré figure 4.31. Ce diagramme est assez proche du cycle théorique à l'exception de la zone entourée en bas à droite, où la détente du gaz est inférieure à la pression atmosphérique et génère un phénomène de rebond de type ressort gazeux. Cette évolution de détente suivie d'une compression ne présente pas un « chemin » thermodynamique identique. La soupape d'échappement étant fermée, la masse de gaz est constante dans le soufflet. Les irréversibilités de transformation induisent très probablement cette évolution différente. L'admission du fluide intervient à partir de 1_{AOA} avant d'atteindre le volume minimal. Le remplissage se poursuit jusqu'à 2, au cours duquel la pression présente des oscillations et diminue globalement par une combinaison de facteurs entre, l'augmentation de volume et la diminution du débit d'admission pendant la fermeture de la soupape. De 2 à 3, s'en suit l'étape de détente puis d'une recompression de 3 à 4_{AOE} . L'ouverture de la soupape d'échappement intervient à 4_{AOE} , et rééquilibre les pressions puis évacue l'air de la chambre jusqu'à 4_{AFE} avec une légère recompression, causée par la diminution de la section de passage de la soupape d'échappement. Cette étape se poursuit jusqu'à 1_{AOA} et l'ouverture à nouveau de la soupape d'admission. L'aire colorée en rouge correspond au travail net tandis que l'aire en jaune est représentative du travail de recompression. La somme des deux aires correspond au travail total sur un cycle de détente. Il est à noter qu'une partie de l'aire jaune supérieure ne correspond pas seulement à la recompression mais aussi à l'injection du fluide provenant du compresseur. Il est difficile de distinguer l'impact entre les deux sans une mesure du débit massique admis.

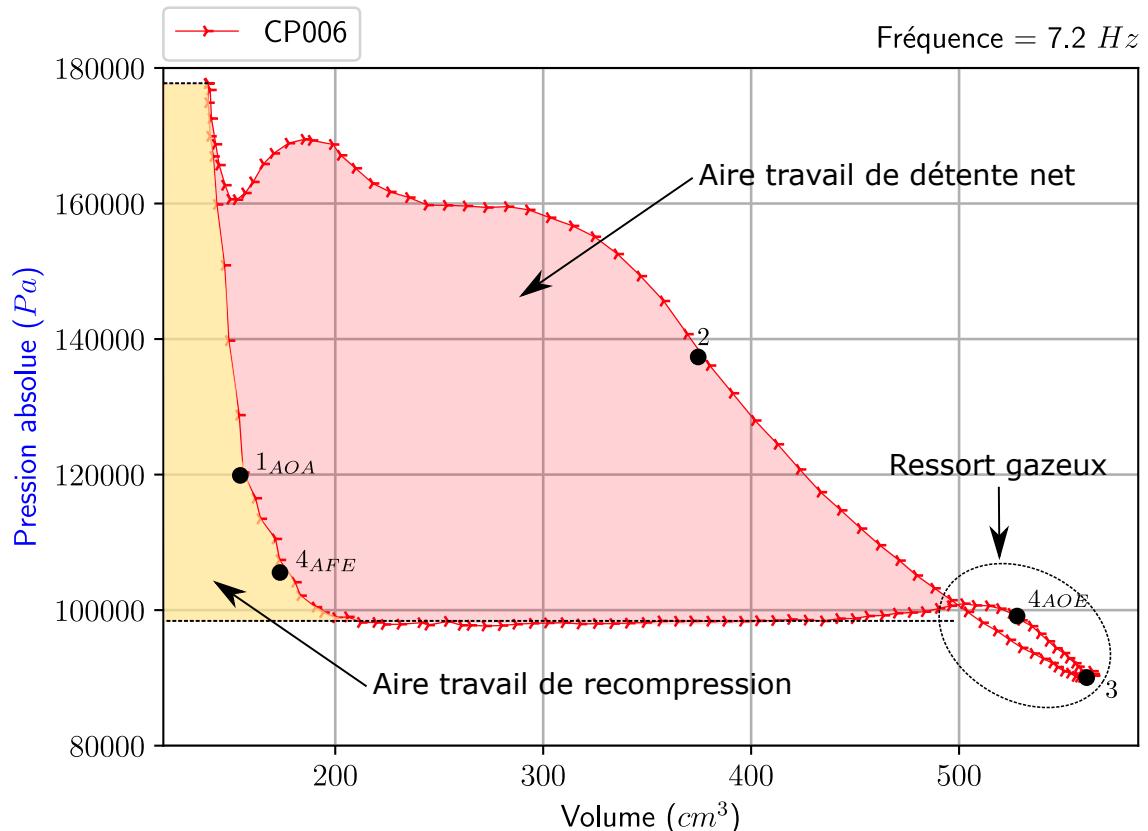


FIGURE 4.31 – Diagramme indicateur expérimental de l'enceinte de détente pour un cycle à 7,2 Hz.

L'évolution de pression en vert *CP002* et de position du compresseur en orange est illustrée figure 4.32. Il est observé au point mort bas, une compression du fluide jusqu'à une pression légèrement supérieure à celle du réservoir aval. Cette variation correspond à l'augmentation de pression nécessaire à l'ouverture du clapet d'échappement estimée à environ 6000 Pa. Le gaz en pression est ensuite transvasé vers la cuve de stockage. Au cours de cette étape, les pertes de charge engendrent une légère diminution de pression estimée à environ 8000 Pa. Enfin, le volume résiduel est détendu jusqu'à l'atmosphère pour admettre un nouveau volume de gaz. Les deux courbes de déplacement des enceintes de compression et de détente mettent en évidence les déplacements opposés de celles-ci.

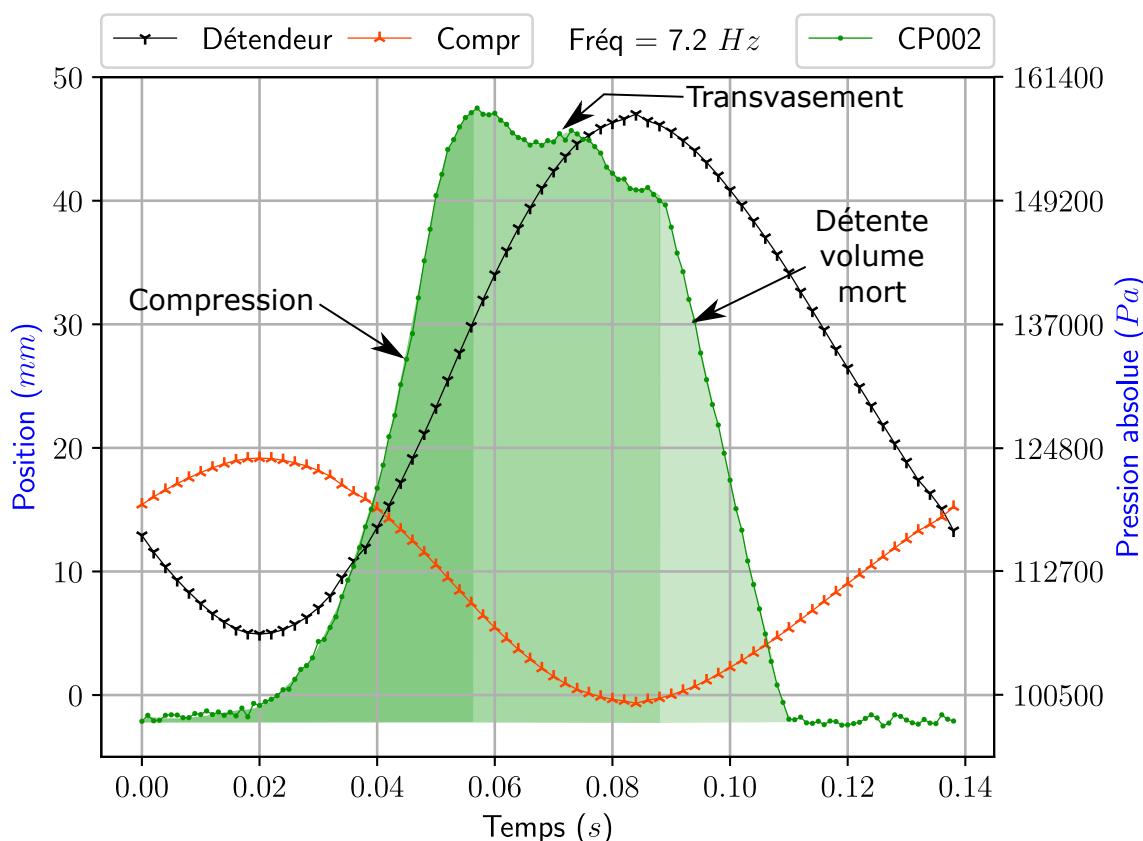


FIGURE 4.32 – Évolutions temporelles expérimentales de la pression et de la position du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.

La température du fluide dans le compresseur *CT002* tracé en bleue figure 4.33, augmente jusqu'à environ 30 °C pendant la compression. De la même manière qu'au détendeur, le maximum de pression n'est pas atteint au même instant que la température. Les causes sont vraisemblablement identiques. Au cours du transvasement, la température diminue de quelques degrés. Enfin, la température est très légèrement abaissée (-0,5 °C environ) en-dessous de l'ambiance pendant la phase de détente du volume mort. Cela s'explique par une pression de l'enceinte légèrement inférieure permettant le remplissage du volume. Aussi, la pression dans l'enceinte est égale à l'atmosphère à partir du tiers de la course de remontée. Cette caractéristique est directement dépendante du volume mort; plus il est important plus la course de détente sera grande, ce qui diminuera d'autant la masse admise sur un cycle.

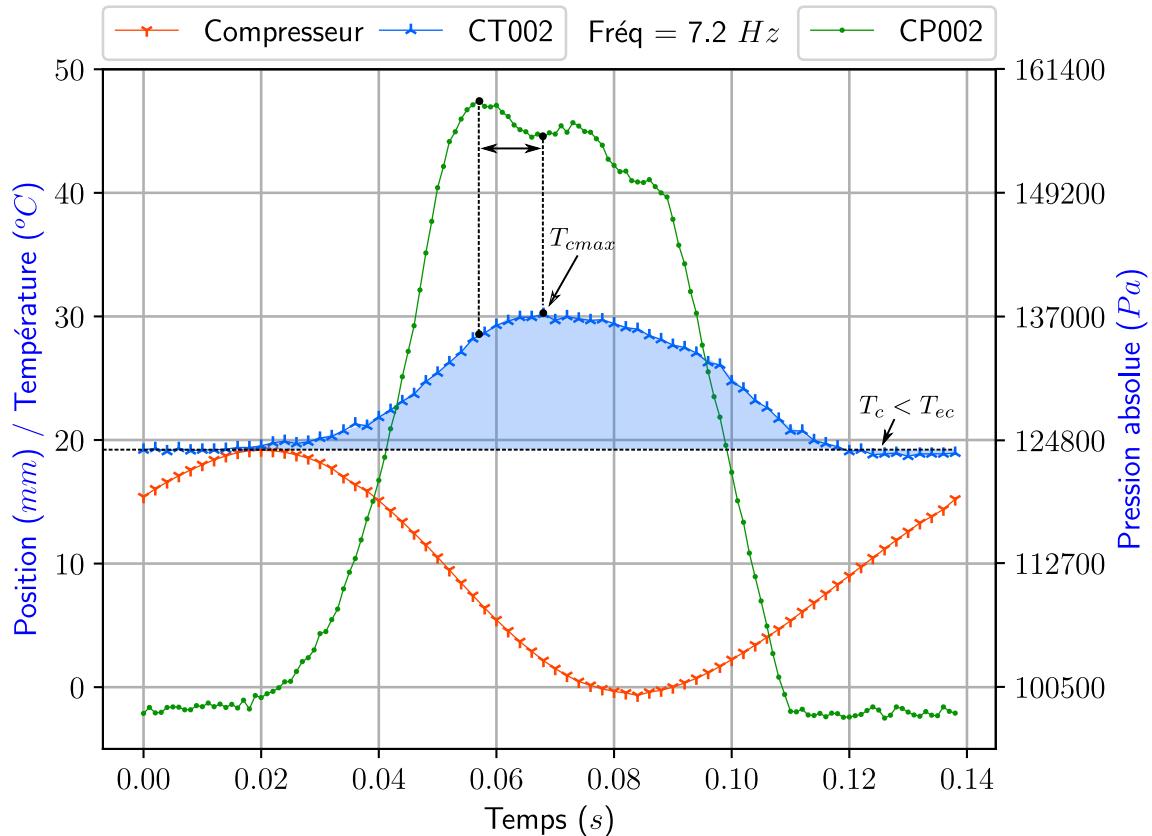


FIGURE 4.33 – Évolutions temporelles expérimentales de la pression et de la température du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.

Le diagramme indicateur de l'enceinte de compression est illustré en figure 4.34. L'air est d'abord comprimé dans l'enceinte de 1 à 2 puis est transvasé dans le réservoir de 2 à 3. Les oscillations de pression sont aussi représentées ici au cours de cette phase. Une zone de travail est identifiée au-dessus de la pression de fin de transvasement, elle correspond à un travail supplémentaire par rapport à une transformation idéale. Le volume mort est ensuite détendu de 3 à 4. Enfin le remplissage de l'enceinte de compression est assuré de 4 à 1. Le travail de compression correspond à l'aire en vert, tandis que le travail de détente est en bleu.

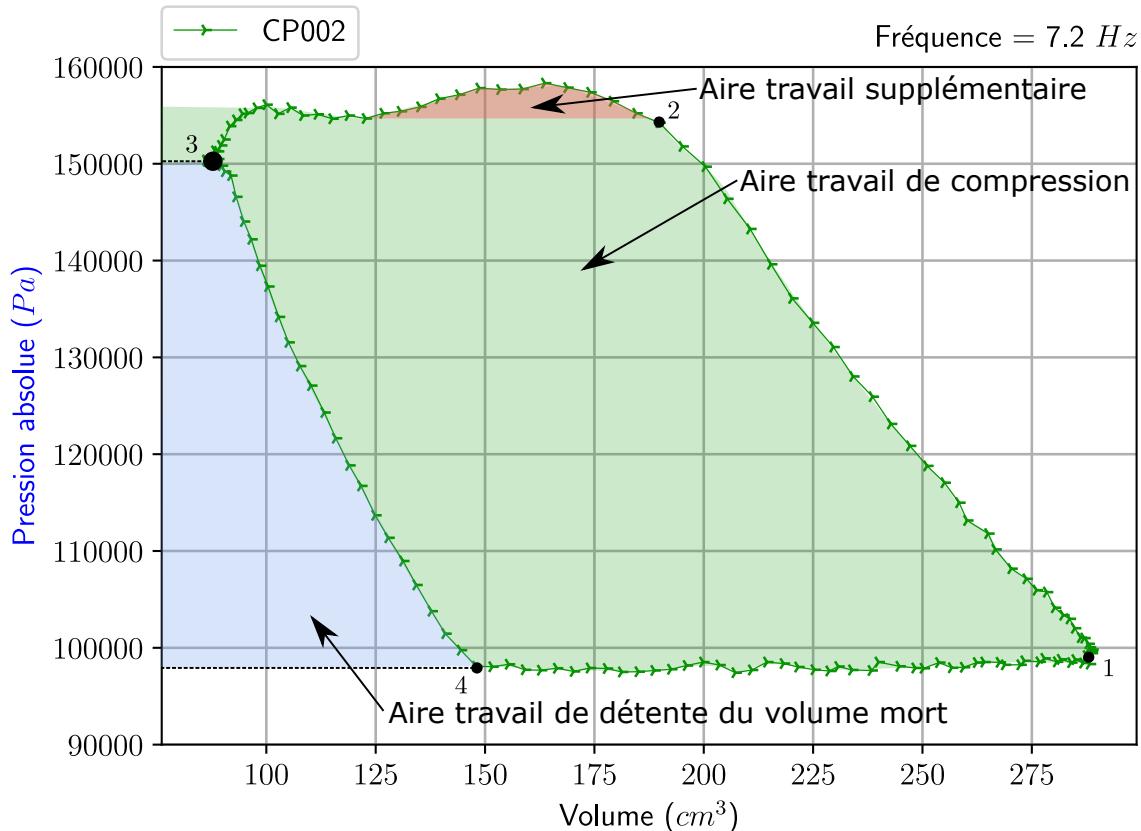


FIGURE 4.34 – Diagramme indicateur expérimental du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.

Les variations des capteurs de force CF001 au détendeur et CF002 au compresseur sont tracées dans le graphique de la figure 4.35. La position du détendeur permet d'avoir un point de référence pour déterminer les différentes phases du cycle. Tout d'abord, la pression dans l'enceinte de détente augmente et la raideur de ressort des soufflets est positive. A cet instant, au point mort bas, la force tracée en bleu est égale à environ 550 N. La force décroît ensuite avec l'augmentation de pression dans le compresseur (diminution de la force en vert entre 0,04 s et 0,07 s). La diminution de la pression dans l'enceinte de détente combinée à l'augmentation de pression du vérin, permettent l'inversion de signe de la force totale vers les deux tiers de la course et ainsi de ralentir la masse de l'ensemble jusqu'au point mort haut. Enfin, l'échappement de l'air du compresseur et la détente de la chambre du vérin freinent à leurs tours le retour du soufflet au point mort haut. La position du détendeur est au PMH pour cette inversion de signe. Toutefois, les données obtenues par les capteurs CF001 et CF002 ne présentent pas une fiabilité suffisante dans la plage de force en jeu au regard de la faible pression de travail. La sensibilité des capteurs n'est pas assez importante, il serait judicieux d'utiliser lors d'un fonctionnement à faible pression d'autres capteurs de force qui présenteraient alors une étendue de mesure réduite.

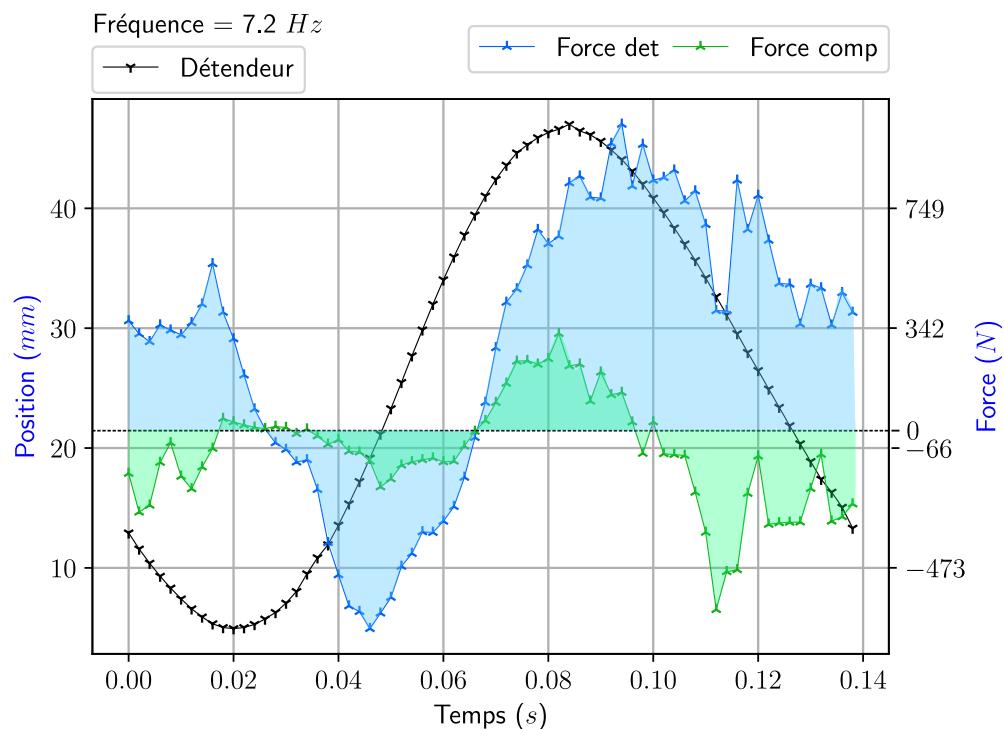


FIGURE 4.35 – Évolutions temporelles expérimentales de la position du détendeur et des forces instantanées du détendeur, du compresseur, du vérin et de la raideur du système complet plus de la gravité pour un cycle à 7,2 Hz.

4.3/ CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Dans ce chapitre, il a tout d'abord été exposé les méthodes mises en œuvre pour concevoir le banc d'essais en particulier en rapport aux contraintes technologiques innovantes demandées (soufflet, camless, linéaire, etc..). Ensuite, une présentation de l'assemblage du prototype et ses caractérisations initiales de volumes ont été détaillées. Puis, les conditions expérimentales, la gestion du système de contrôle commande, l'instrumentation et le dispositif d'acquisition des données ont été décrits. Finalement, les résultats obtenus pour une configuration à l'état d'équilibre ont été présentés. En perspective, une comparaison des résultats avec la simulation permettra de valider le fonctionnement du prototype et de tester son fonctionnement avec une charge mécanique. D'autres essais dans des configurations différentes doivent être menés pour obtenir une plus large plage de validité. Il a été également identifié que les capteurs de température ne présentent pas une fréquence de coupure suffisamment élevée pour suivre l'évolution instationnaire du signal thermique.

5

COMPARAISON DES RÉSULTATS

5.1/ MOTEUR COMPLET SANS COUPLAGE FLUIDIQUE

Dans ce chapitre plusieurs comparaisons entre l'expérience et la simulation numérique seront faites afin de s'assurer de la pertinence du modèle. Tout d'abord, la méthodologie du traitement des données et les formules utilisées seront explicitées. De manière similaire aux chapitres simulation et expérimental, les noms de variables tracées sont identiques. Leurs dénominations sont reportées dans le tableau 5.1. Le code graphique choisi pour la présentation des résultats de simulation et expérimentaux sera aussi identique. Pour rappel, tout ce qui est relatif à la simulation sera composé de traits continus ou pointillés sans marqueur tandis que les données issues de l'expérimentation seront tracées en traits continus fins avec marqueurs.

Dénomination	Localisation
Détendeur	Position du détendeur
Compresseur	Position du compresseur
CP002	Pression de l'enceinte de compression
CP006	Pression de l'enceinte de détente
CP007	Pression de la chambre inférieure du vérin de rappel
CP008	Pression de la chambre supérieure du vérin de rappel
CT002	Température de l'enceinte de compression
CT007	Température de l'enceinte de détente

TABLE 5.1 – Dénomination des points de mesure et leurs localisations.

5.1.1/ COEFFICIENTS POLYTROPIQUES ET CALCUL DES RENDEMENTS

5.1.1.1/ COEFFICIENTS POLYTROPIQUES

La modélisation des systèmes thermodynamiques ouverts relatifs aux enceintes de compression et de détente implique l'utilisation de transformations polytropiques ou d'une autre méthode de caractérisation du flux de chaleur avec le milieu extérieur. En effet, il est encore aujourd'hui très difficile de quantifier les échanges thermiques pariétaux au sein d'une enceinte avec un écoulement alternatif de fluide.

Les lois expérimentales comme celles de Woschni et Adair [Woschni, 1967] sont encore utilisées [Adair et al., 1972], ou plus récemment des corrélations à partir de résultats expérimentaux et d'études CFD comme celles de Disconzi [Disconzi et al., 2012]. Comme cela a été présenté au chapitre 3, l'utilisation de lois polytropiques a été privilégiée. Les raisons avancées étaient notamment une plus grande simplicité à définir le coefficient polytropique par l'expérience plutôt que la mesure des flux thermiques échangés.

À la figure 5.1 une première comparaison est alors faite pour le compresseur avec trois coefficients polytropiques différents. Les deux cas extrêmes sont alors tracés en bleu pour l'évolution isotherme réversible et en violet pour l'évolution isentropique. La dernière, l'évolution polytropique, est définie par tâtonnement pour obtenir la courbe de pression la plus proche possible de l'expérience. Le coefficient polytropique de $k = 1,1$ est celui donnant la plus grande satisfaction. La différence d'allure et de pente des trois cas est assez facilement identifiable à partir de ce graphique. Le crédit accordé au coefficient polytropique obtenu est assez fort, une incertitude sur le résultat inférieur à $\pm 0,05$ apparaît comme raisonnable.

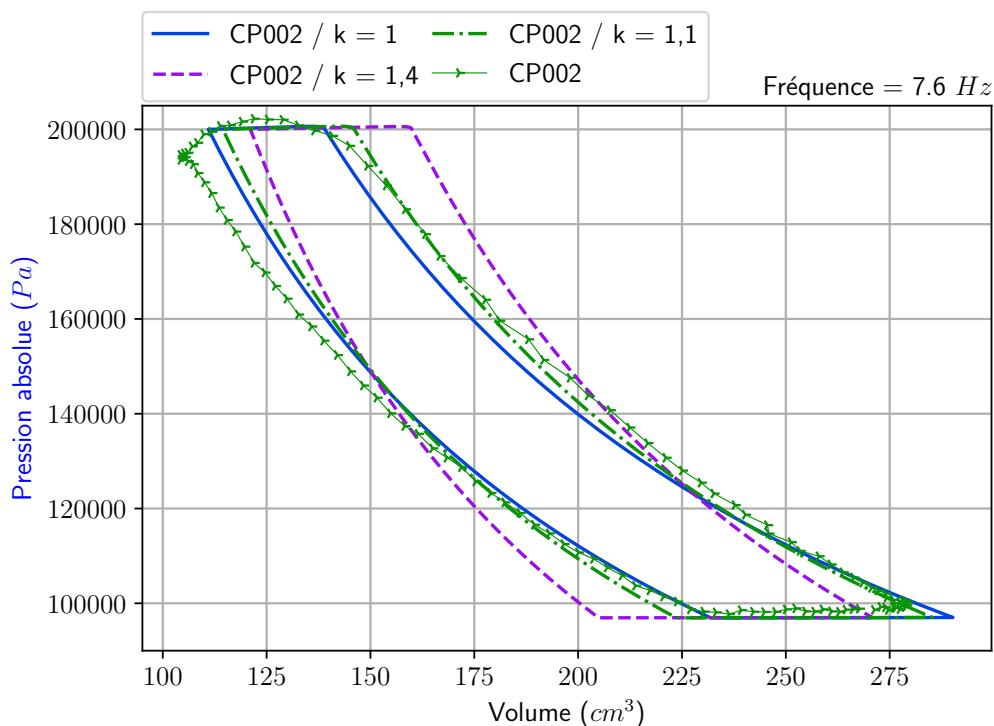


FIGURE 5.1 – Diagramme indicateur pour l'enceinte de compression et comparaison de trois coefficients polytropiques.

De manière similaire, l'exercice précédent est répété pour le détendeur et est illustré figure 5.2. Le coefficient polytropique obtenu est également égal à 1,1 ; la confiance est alors identique si l'on se borne à l'intervalle limité à la phase de détente en vase clos.

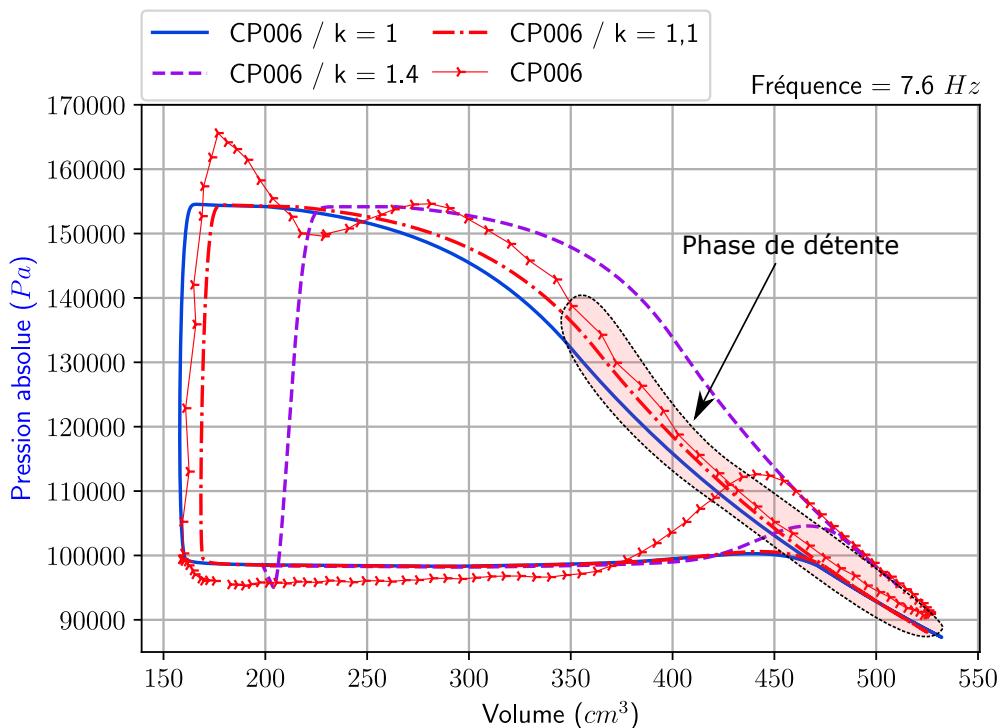


FIGURE 5.2 – Diagramme indicateur pour l'enceinte de détente et comparaison de trois coefficients polytropiques.

5.1.1.2/ RENDEMENTS ISENTROPIQUES ET ISOTHERMIQUES

Dans la littérature, il est souvent utilisé le rendement isentropique comme outil de caractérisation d'une transformation thermodynamique de type compression ou détente. Celui-ci est particulièrement intéressant lorsque l'on souhaite s'approcher d'une transformation adiabatique puisque la définition même du rendement établit une comparaison de la transformation réelle par rapport à une évolution isentropique. De nombreux auteurs comme [Lallemand, 2003], [Fula Rojas, 2015] rappellent que le réchauffage d'une détente permet toujours d'augmenter le travail récupéré, mais à l'inverse, le refroidissement d'une compression permet de diminuer notablement le travail à fournir. Dans le cadre de l'étude du moteur Ericsson on retrouvera donc ces deux transformations avec un même objectif de performance relatif aux évolutions thermodynamiques. En conséquence, le rapport isothermique est particulièrement adapté à l'enceinte de détente et de compression car un rendement proche de 1 signifie une température finale proche de la température initiale et maximisera donc le travail récupéré ou consommé (équation 5.3 et 5.6).

Les résultats expérimentaux permettent de confirmer la pertinence des données de simulation et notamment de définir le coefficient polytropique de compression ou de détente. La section 5.1.1.1 a permis d'appréhender le niveau de confiance que l'on peut avoir des coefficients polytropiques obtenus par l'expérience.

Les équations suivantes permettent de déterminer :

- le travail massique de détente isothermique :

$$w_{isod} = r \cdot T_{det} \cdot \ln\left(\frac{p_{sd}}{p_{ed}}\right) \quad (5.1)$$

- le travail massique de détente polytropique :

$$w_{polyd} = \frac{k}{k-1} \cdot r \cdot T_{ed} \cdot \left(\frac{p_{sd}}{p_{ed}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (5.2)$$

- le rendement isothermique de détente à partir du rapport des deux travaux :

$$\eta_{isod} = \frac{w_{isod}}{w_{polyd}} \quad (5.3)$$

- le travail massique de compression isothermique :

$$w_{isoc} = r \cdot T_{comp} \cdot \ln\left(\frac{p_{sc}}{p_{ec}}\right) \quad (5.4)$$

- le travail massique de compression polytropique :

$$w_{polyc} = \frac{k}{k-1} \cdot r \cdot T_{ec} \cdot \left(\frac{p_{sc}}{p_{ec}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (5.5)$$

- le rendement isothermique de compression à partir du rapport des deux travaux :

$$\eta_{isoc} = \frac{w_{isoc}}{w_{polyc}} \quad (5.6)$$

5.1.1.3/ ÉCHANGES THERMIQUES

Le banc d'essais n'est pas suffisamment instrumenté pour permettre de mesurer les flux thermiques entre le gaz du volume de contrôle (délimité par les surfaces du soufflet de la culasse et de l'anti-volume) et le milieu extérieur. Ce type de mesure est déjà particulièrement délicate pour les systèmes bielle / manivelle, l'utilisation d'un soufflet à paroi déformable la rend techniquement encore plus complexe. La mesure de la température de paroi extérieure a été envisagée, mais sa mise en œuvre aurait potentiellement dégradé l'intégrité du soufflet qui est, de par sa conception, déjà fragile à l'origine. L'utilisation d'une caméra thermique a été envisagée, mais la cible en mouvement et le facteur de forme de cette dernière ne permettent pas d'obtenir de données de température suffisamment fiables. Les techniques de mesure optiques ont aussi été envisagées. Le temps requis à leur mise en œuvre est conséquent et n'a donc pas pu être réalisé dans le cadre de ces travaux. Néanmoins, à l'aide de la simulation numérique et des résultats d'essais il est possible de déterminer la densité de flux échangé dans le soufflet de détente ou de compression.

Il est tout d'abord nécessaire de définir la surface à laquelle se rapporte le flux thermique. Il est choisi de définir une loi de la surface que l'on peut appeler surface mouillée, car en contact avec le fluide de travail en fonction de la course et du temps.

Le schéma figure 5.3 illustre la coupe d'un soufflet et la surface considérée pour chaque ondulation. Aucune ondulation en dehors du volume fluide au-dessus de la tête de l'anti-volume mort ne sera prise en compte (aire violette). On fait ici l'hypothèse que l'air admis dans cet espace n'influence pas significativement le volume de travail effectif (aire bleue).

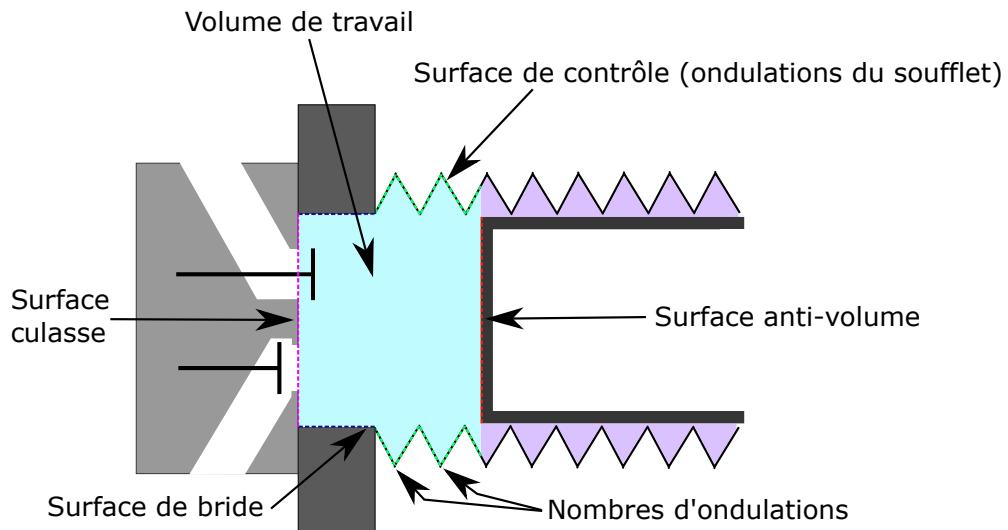


FIGURE 5.3 – Volume de contrôle délimité par les surfaces mouillées du soufflet métallique utilisé.

Lors de la première partie de la course (de 0 mm à 26,4 mm) il n'y a aucune ondulation dans le volume, car il faut d'abord traverser la bride du soufflet. Le calcul de la surface est alors identique à celui d'un système piston cylindre :

$$S_{bride} = \pi \cdot D_{interieur} \cdot course \quad (5.7)$$

$$S_{culasse} = \frac{\pi \cdot D_{interieur}^2}{4} \quad (5.8)$$

$$S_{teteantivolume} = \frac{\pi \cdot D_{interieur}^2}{4} \quad (5.9)$$

Puis, la surface de chaque ondulation est calculée de la manière suivante :

$$S_{ondulation} = \left(\frac{\pi \cdot D_{exterieur}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{interieur}^2}{4} \right) \cdot 2 \quad (5.10)$$

Pour prendre en compte le nombre d'ondulations présentes dans le volume de contrôle, des relevés expérimentaux sont effectués. La surface d'échange des ondulations dans le volume est finalement le produit de la loi précédente par la surface unitaire calculé par l'équation 5.11.

La surface de l'ensemble est donc la somme de toutes les surfaces :

$$S_{totale} = S_{bride} + S_{culasse} + S_{teteantivolume} + S_{ondulation} \quad (5.11)$$

La tracé obtenu est illustré à la figure 5.4; il est le même pour le détendeur et le compresseur. Celui-ci est séparé en deux lois linéaires, l'une pour la première phase sans les ondulations, l'autre pour la seconde phase avec les ondulations.

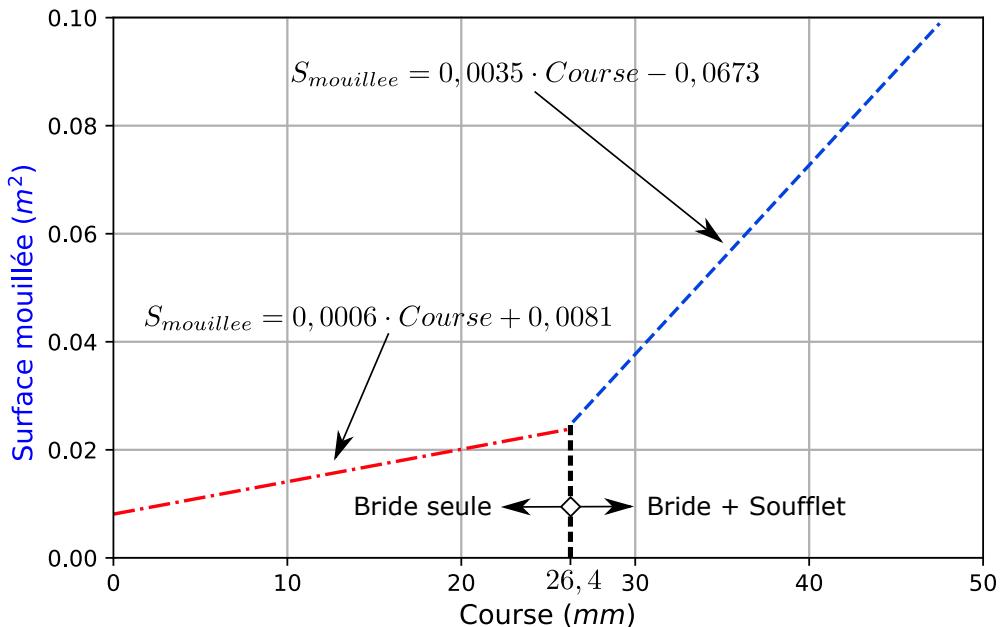


FIGURE 5.4 – Loi de surface mouillée en fonction de la course du soufflet métallique.

Ensuite, le travail polytropique est calculé à l'aide de la formule :

$$W_{poly12} = m \cdot \frac{k}{k-1} \cdot r \cdot T_{entree} \left(\frac{P_2}{P_1}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (5.12)$$

À partir de la variation d'enthalpie du système, on trouve la quantité de chaleur :

$$Q_{poly12} = m \cdot Cp \cdot (T_{poly2} - T_{poly1}) - W_{poly12} \quad (5.13)$$

Finalement, si l'on fait le rapport de l'équation 5.13 par la durée de l'évolution et de la surface mouillée on obtient la densité de flux.

$$\varphi_{poly12} = \frac{Q_{poly12}}{durée \cdot S_{totale}} \quad (5.14)$$

5.1.2/ DISPOSITIF À L'ÉQUILIBRE $\tau c = 1,55$

Dans cette partie, les résultats présentés dans la partie 3.7.0.1 et 4.2.1 pour une pression de compression égale à 155 kPa seront tracés dans le même graphique afin de les comparer. Pour rappel, il n'y a aucune charge mécanique additionnelle reliée au banc d'essais, telle qu'une génératrice électrique. Les conditions de fonctionnement sont identiques pour ces essais. La chambre supérieure du vérin est fermée, tandis que la chambre inférieure est à l'atmosphère.

Les paramètres de simulation et d'expérimentation pour les courbes présentées dans cette section sont consignés dans les tableaux 5.2 et 5.3. Il est à noter que la valeur de pression choisie lors de la confrontation est celle de la pression en amont du détendeur pour l'essai expérimental, soit ici, « 175 kPa ». Les ondes de pressions combinées aux pertes de charge induisent que la pression réelle dans l'enceinte est inférieure. La modélisation des écoulements au travers des soupapes de type 0D ne considère pas ces ondes de pression. C'est pourquoi, la variable de pression à l'admission du détendeur dans la simulation est également inférieure à la pression amont expérimentale afin d'obtenir une pression moyenne équivalente soit dans ce cas 165 kPa. Les données tracées dans tous les graphiques présentés dans cette section et les suivantes sont issues d'un seul et même cycle du même jeu de simulation et d'essai expérimental.

Détendeur		Comresseur		Vérin	
Variable	Valeur	Variable	Valeur	Variable	Valeur
P_{ed}	165 000 Pa	P_{sc}	155 000 Pa	P_{vsup0}	90 000 Pa
T_{ed}	18 °C	T_{ec}	18 °C	P_{vinf0}	125 000 Pa
k_d	1,1	k_c	1,1	k_v	1,4
D_d	113 mm	D_c	113 mm	D_v	50 mm
K	$x_d \cdot (-15118) + 308,09$	$\frac{L_c}{L_d}$	0,475	D_{av}	20 mm
V_{md}	$89 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mc}	$93 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mv}	$236 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
C_{Dsadm}	0,75	C_{Dcadm}	0,8	$D_{orifice}$	6 mm
C_{Dsech}	0,85	C_{Dcech}	0,8	C_{maxv}	100 mm
D_{sadm}	33 mm	S_{cadm}	$8,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	C_{Dv}	0,95
D_{sech}	38 mm	S_{cech}	$4,02 \times 10^{-4} \text{ m}^2$		
M_d	14 kg	M_c	9 kg		
t_{adm}	21 ms				
AOE	42 mm				
AFE	25 mm				
AOA	11 mm				
C_d	4,75 mm				

TABLE 5.2 – Paramètres de simulation ($P_{comp} = 155 \text{ kPa}$).

Détendeur		Comresseur		Vérin	
Variable	Valeur	Variable	Valeur	Variable	Valeur
P_{ed}	175 000 Pa	P_{sc}	155 000 Pa	P_{vsup0}	90 000 Pa
T_{ed}	18 °C	T_{ec}	18 °C	P_{vinf0}	125 000 Pa
D_d	113 mm	D_c	113 mm	D_v	50 mm
C_d	47,5 mm	$\frac{L_c}{L_d}$	0,475	D_{av}	20 mm
V_{md}	$89 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mc}	$93 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mv}	$236 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
D_{sadm}	33 mm	S_{cadm}	$8,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	$D_{orifice}$	0,006 m
D_{sech}	38 mm	S_{cech}	$4,02 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	C_{maxv}	100 mm
M_d	14 kg	M_c	9 kg		
t_{adm}	30 ms				
AOE	42 mm				
AFe	28 mm				
AOA	15 mm				
$tAOA$	10 ms				

TABLE 5.3 – Paramètres expérimentaux ($P_{comp} = 155 \text{ kPa}$).

Au cours de la phase d'analyse du modèle numérique, les cinématiques d'ouverture et de fermeture des deux soupapes présentent de grandes sensibilités. L'amplitude d'ouverture est importante, mais le phasage l'est tout autant. La figure 5.5 permet de valider les paramètres relatifs aux lois de déplacement des soupapes. Les valeurs de réglage sont listées dans la table 5.4.

Détendeur	
Variable	Valeur
t_{adm}	21 ms
AOE	42 mm
AFe	28 mm
AOA	15 mm
$tAOA$	10 ms

TABLE 5.4 – Paramètres expérimentaux du détendeur.

Le coefficient de décharge de soupape est l'autre élément qui détermine en partie la masse de gaz admise ou évacuée de l'enceinte. Par tâtonnement, les valeurs optimales retenues sont reportées dans la table 5.5.

Détendeur		Vérin	
Variable	Valeur	Variable	Valeur
C_{Dsadm}	0,75	$D_{orifice}$	6 mm
C_{Dsech}	0,85	C_{maxv}	100 mm

TABLE 5.5 – Coefficients de décharge retenus.

Si l'on s'intéresse à présent à la courbe de pression dans le détendeur *CP006* (en rouge), on constate que les oscillations de pression ne sont pas obtenues avec le modèle zéro dimension de l'équation de Barré de Saint Venant. Le résultat est malgré tout très proche de la courbe expérimentale et n'impacte pas significativement le modèle dans son ensemble. Le déplacement du détendeur (en noir) est sensiblement identique, on note une légère différence d'environ 1 mm au PMH. Une combinaison de l'ensemble des réglages peut être à l'origine de cet écart. Il est possible que les oscillations de pression participent à ce phénomène, car il se produit approximativement au même instant. Le PMH et le PMB atteints sont respectivement de 5 mm et 46 mm soit 41 mm de course. La pression en fin de détente est très légèrement plus faible d'environ 4000 Pa. Le volume réel est très légèrement inférieur comme on peut le constater à partir de la position PMB 0,5 mm, ce qui conduit à cette variation. La pression dans le vérin de rappel *CP008* (en bleu) est quasiment identique pour les deux courbes.

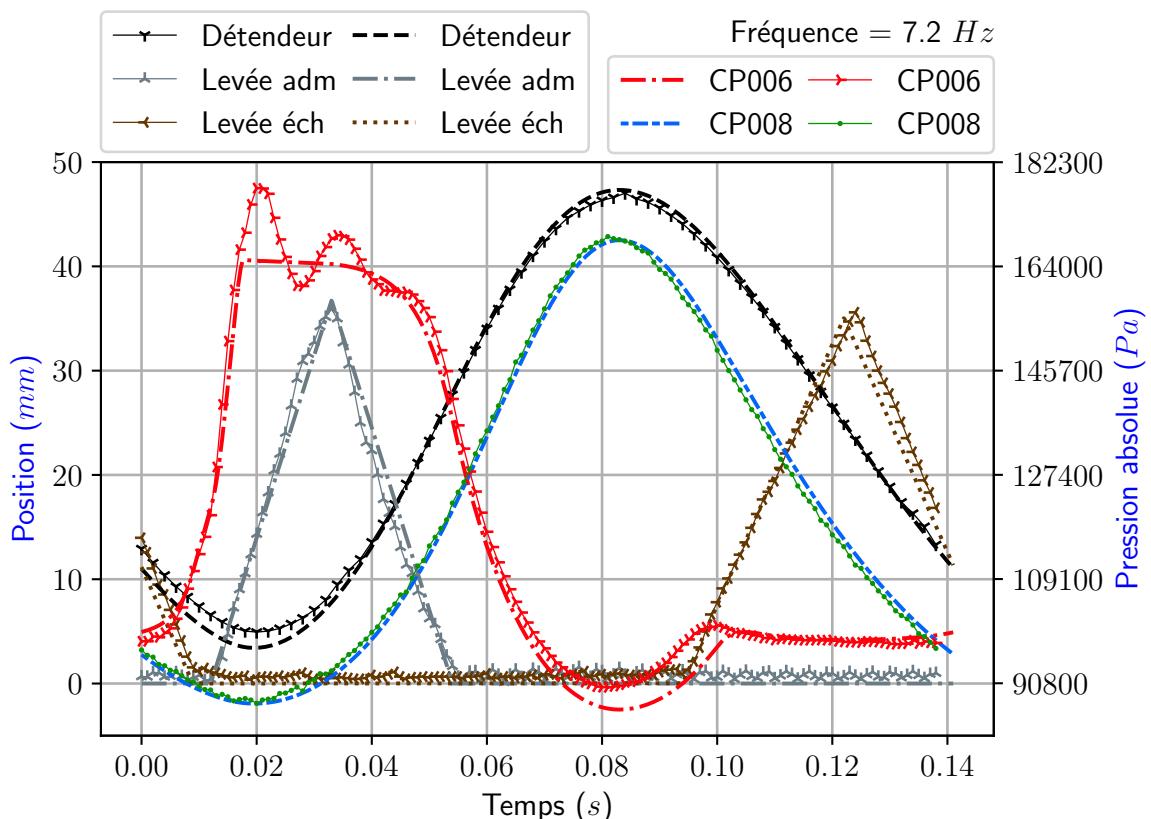


FIGURE 5.5 – Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la pression et de la position du détendeur et des levées de soupapes X 5 pour un cycle à 7,2 Hz.

Le graphique figure 5.6 correspond au tracé de la pression (en rouge) et de température (en bleue) CT007 dans le détendeur, au cours d'un cycle moteur à une fréquence de 7,2 Hz. La température maximale calculée par la simulation est supérieure d'environ 2 °C. De plus, ce maximum n'est pas atteint au même instant. De manière identique, la température minimale est inférieure de 4 °C. Ces écarts sont vraisemblablement liés au capteur de température utilisé qui présente un retard et au mouvement de convection dans le volume de détente qui rend la température interne non homogène.

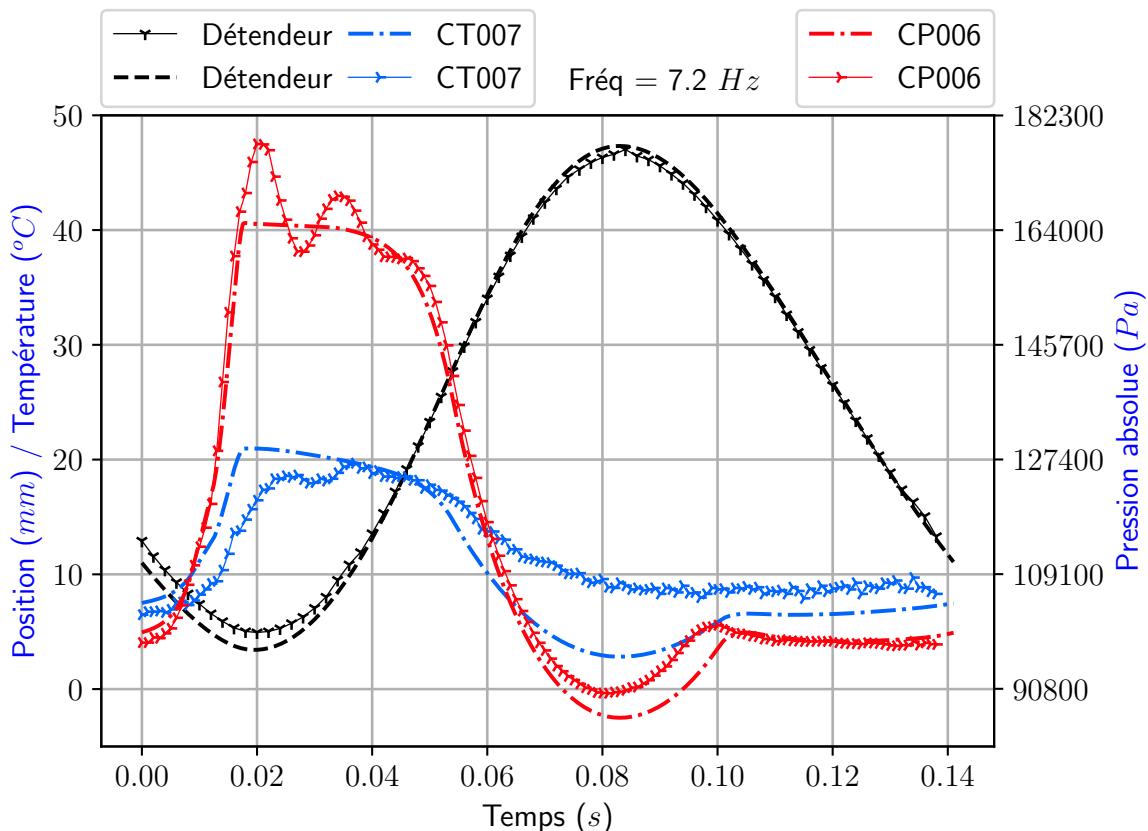


FIGURE 5.6 – Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la pression et de la température du gaz dans le détendeur pour un cycle à 7,2 Hz.

Le diagramme indicateur de l'enceinte de détente est illustré figure 5.7. La courbe expérimentale est proche du cycle obtenu par simulation à l'exception de la zone entourée, où la détente du gaz est inférieure à la pression atmosphérique et génère un effort de type ressort gazeux. On remarque aussi une différence dans la zone qui présente des oscillations de pression, car celles-ci ne sont pas modélisées. On peut voir ici que l'évolution entourée ne réalise pas une détente suivie d'une compression, car la pression ne se superpose pas comme dans le cas théorique supposé par la simulation. La légère différence de volume maximal et minimal est directement liée à l'écart de position du détendeur détaillé précédemment. L'aire qui correspond au travail de détente, est très proche entre les deux cas tracés.

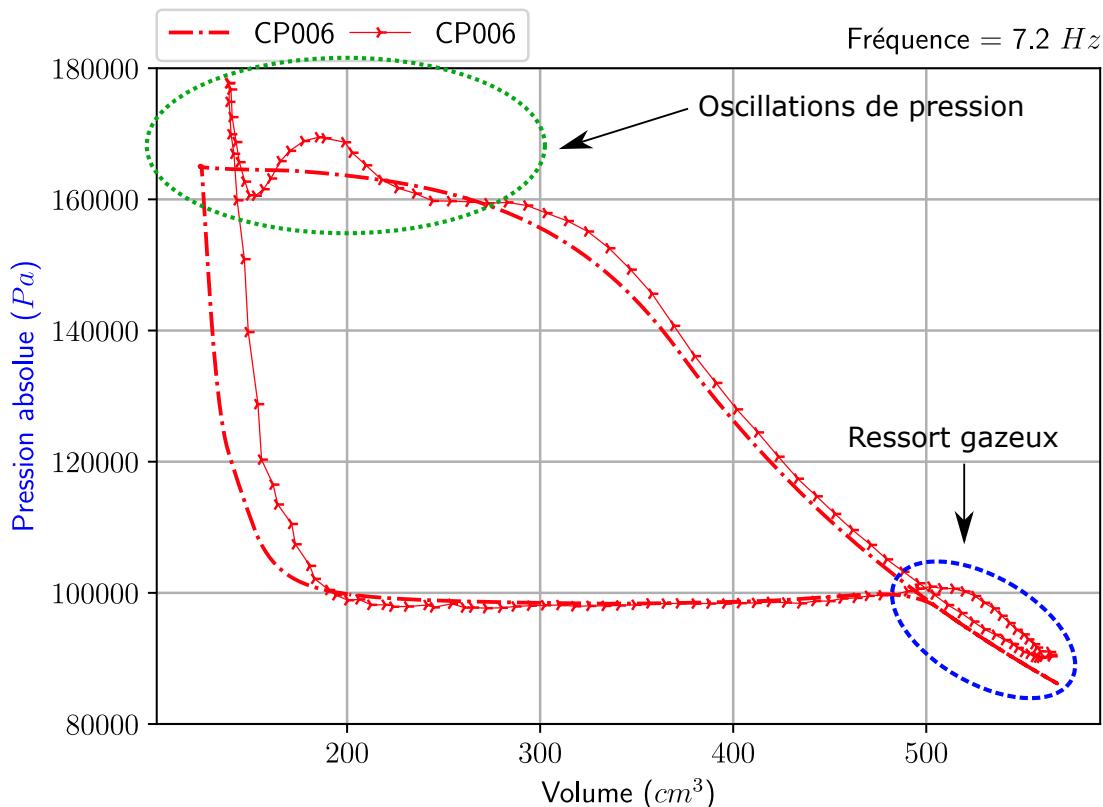


FIGURE 5.7 – Diagramme indicateur théorique et expérimental pour un cycle à 7,2 Hz.

L'évolution de la pression (en vert) $CP002$ et de la position du compresseur (en orange) est illustrée figure 5.8. La pression obtenue par simulation est légèrement en retard en rapport à l'expérience pour la phase de compression. Cela s'explique par une pression initiale légèrement inférieure (1000 Pa). Lorsque la pression atteint la pression aval, le clapet s'ouvre et l'évolution expérimentale montre contrairement à la simulation des oscillations de pression. Ces dernières sont liées à une combinaison de facteurs entre les effets aérodynamiques de l'air sur le clapet qui génèrent des instabilités de l'écoulement et un effet de résonance de Helmholtz déjà identifié au détendeur.

Au cours de cette étape, les pertes de charge engendrent une légère diminution de pression qui n'est pas identifiée par la simulation. Les deux courbes de déplacement des enceintes de compression et de détente mettent en évidence le déplacement en opposé de celles-ci. On distingue clairement que l'impact de l'écart de position du détendeur au PMH se répercute inévitablement au PMB du compresseur.

Les coefficients de décharge reportés dans la table 5.6 sont les mêmes que ceux déjà utilisés.

Compresseur	
Variable	Valeur
C_{Dcadm}	0,8
C_{Dcech}	0,8

TABLE 5.6 – Table de paramètres de simulation au compresseur.

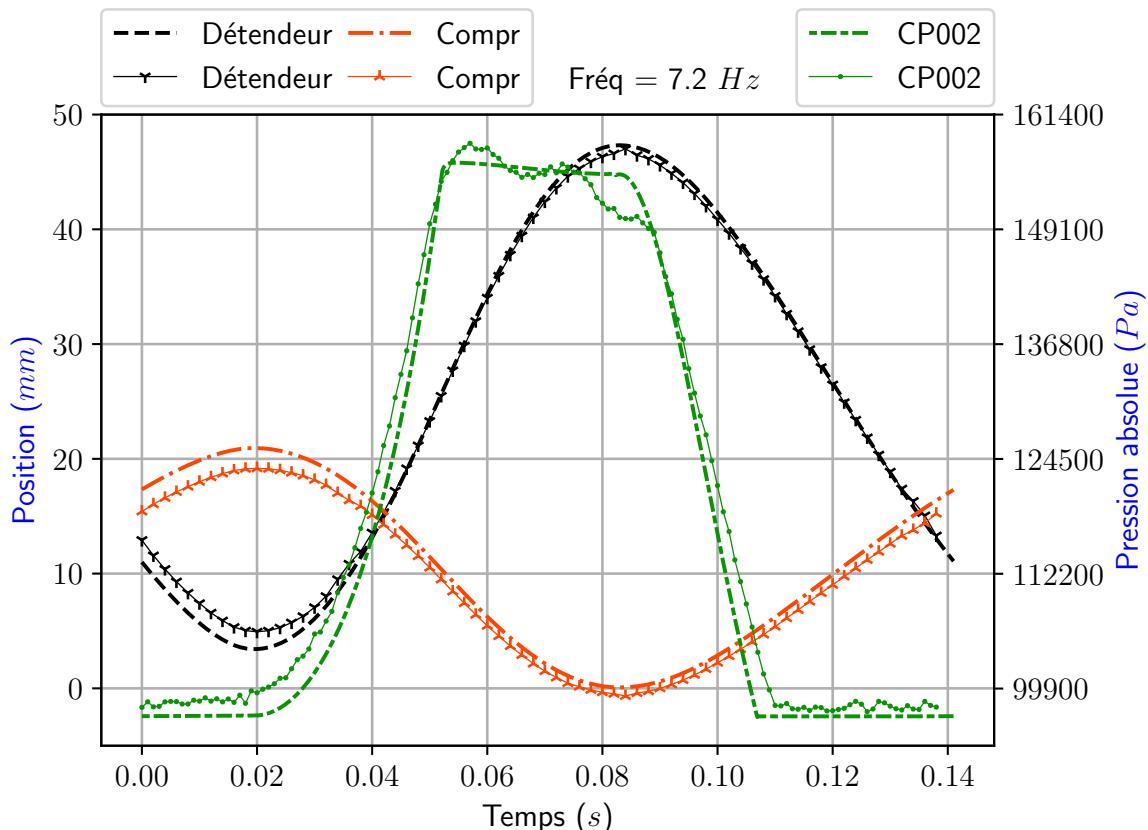


FIGURE 5.8 – Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la pression et de la position du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.

La température du fluide dans le compresseur *CT002* (en bleue) tracée figure 5.9, augmente jusqu'à un maximum d'environ 30 °C pendant la phase de compression. Le tracé de la même grandeur obtenue par la simulation montre, comme au détendeur, une différence de la valeur de la température maximale de 3 °C et un déphasage temporel correspondant à un retard d'environ 10 ms. Les causes sont les mêmes que celles déjà évoquées précédemment dans ce manuscrit.

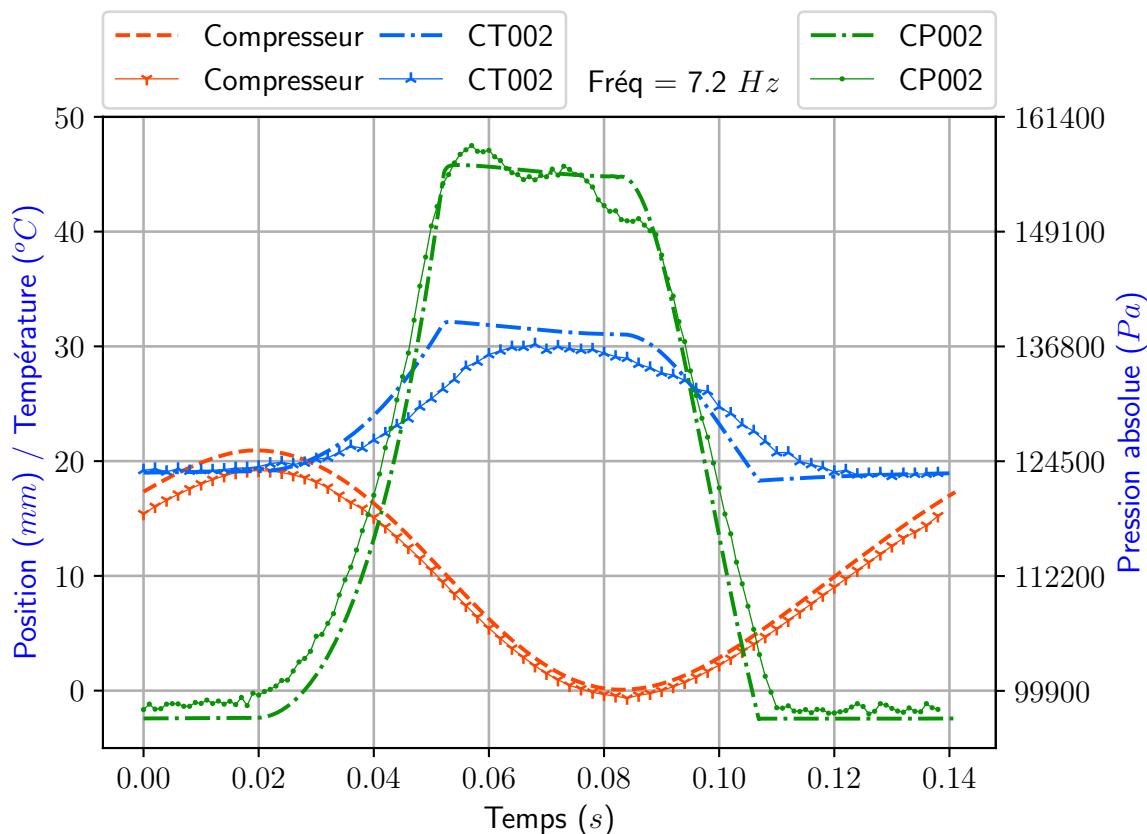


FIGURE 5.9 – Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la pression et de la température du gaz au sein du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.

Le diagramme indicateur de l'enceinte de compression est illustré en figure 5.10. L'allure générale est très proche entre les deux courbes. La conception du moteur rend assez délicate la gestion des différents PMH et PMB de chaque enceinte, c'est pourquoi les extrémités du cycle réel présentent une légère différence (20 cm^3 avec la simulation). La détente du volume mort s'effectue de 90 cm^3 jusqu'à 290 cm^3 , soit environ 31 % de la détente totale. Le travail de compression expérimental et de simulation sont quasiment identiques.

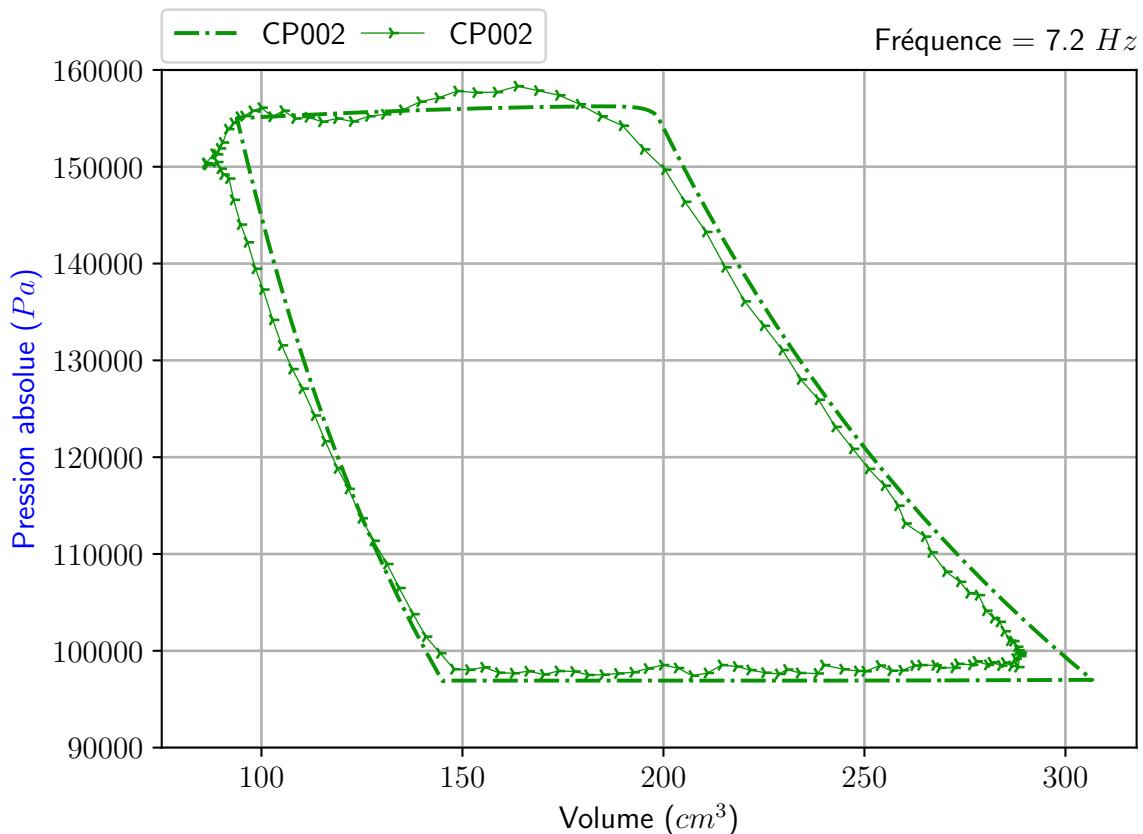


FIGURE 5.10 – Diagramme indicateur théorique et expérimental du compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.

Le bilan des forces est tracé dans le graphique de la figure 5.11. Les capteurs de force utilisés ne donnent pas de résultats expérimentaux exploitables. Ils sont en effet dimensionnés pour une gamme de pression qui s'étend de 1 bar à 5 bar. La précision de mesure pour de faibles écarts de pression, comme c'est le cas ici, est insuffisante. La composante expérimentale de la résultante des forces de pression a donc été calculée à partir des mesures de pression du gaz dans les différentes enceintes. Les courbes obtenues montrent un bon accord avec la simulation. La force maximale d'une valeur d'environ 1000 N est atteinte lorsque le détendeur est au PMH. La force de pression dans l'enceinte de détente et la force due à la raideur du soufflet sont les deux forces principales en jeu avec respectivement 680 N et 320 N. La force minimale d'une valeur d'environ -880 N est atteinte lorsque le détendeur est au PMB. La force due à la raideur du soufflet et la force de pression dans l'enceinte de compression sont les deux principales forces en jeu avec environ -440 N chacune sachant que, rapportée au détendeur, la force au compresseur doit être multipliée par 0,48 soit -220 N.

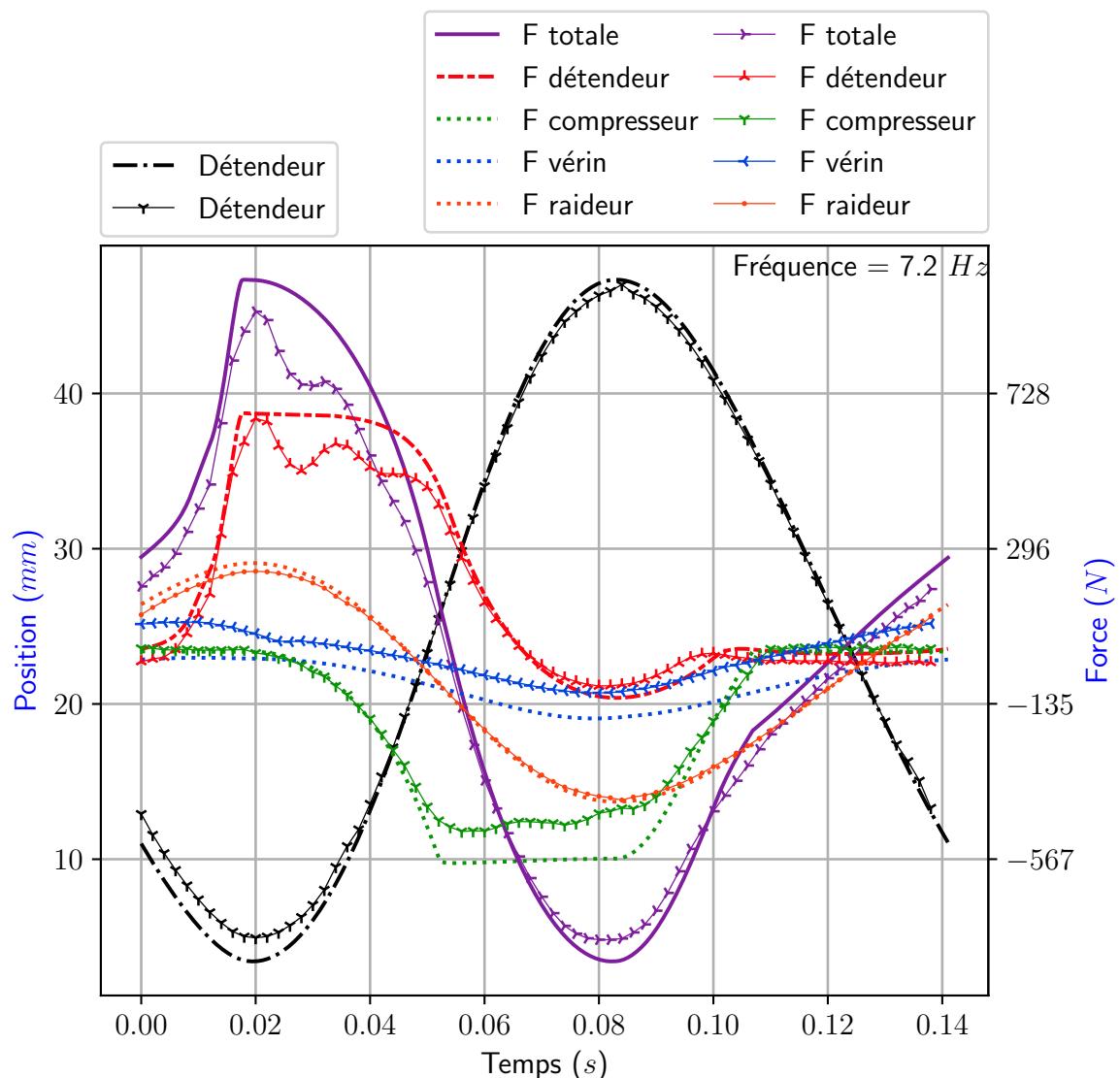


FIGURE 5.11 – Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la position du détendeur et des forces instantanées au détendeur, au compresseur, du vérin et de la raideur du système complet plus de la gravité pour un cycle à 7,2 Hz.

La figure 5.12 permet de visualiser la répartition des puissances consommées ou générées par chaque système. Les courbes obtenues par l'expérience sont très proches des données de simulation. Le détendeur est celui qui apporte le plus de puissance avec une puissance crête d'environ 680 W lors de la phase d'admission et de détente. Le compresseur présente une puissance d'environ -280 W. La raideur occasionne une puissance qui s'annule sur un cycle. La puissance du vérin est relativement faible par rapport aux autres puissances avec 100 W au maximum. En moyenne, la puissance est nulle, car il n'y a pas de charge mécanique.

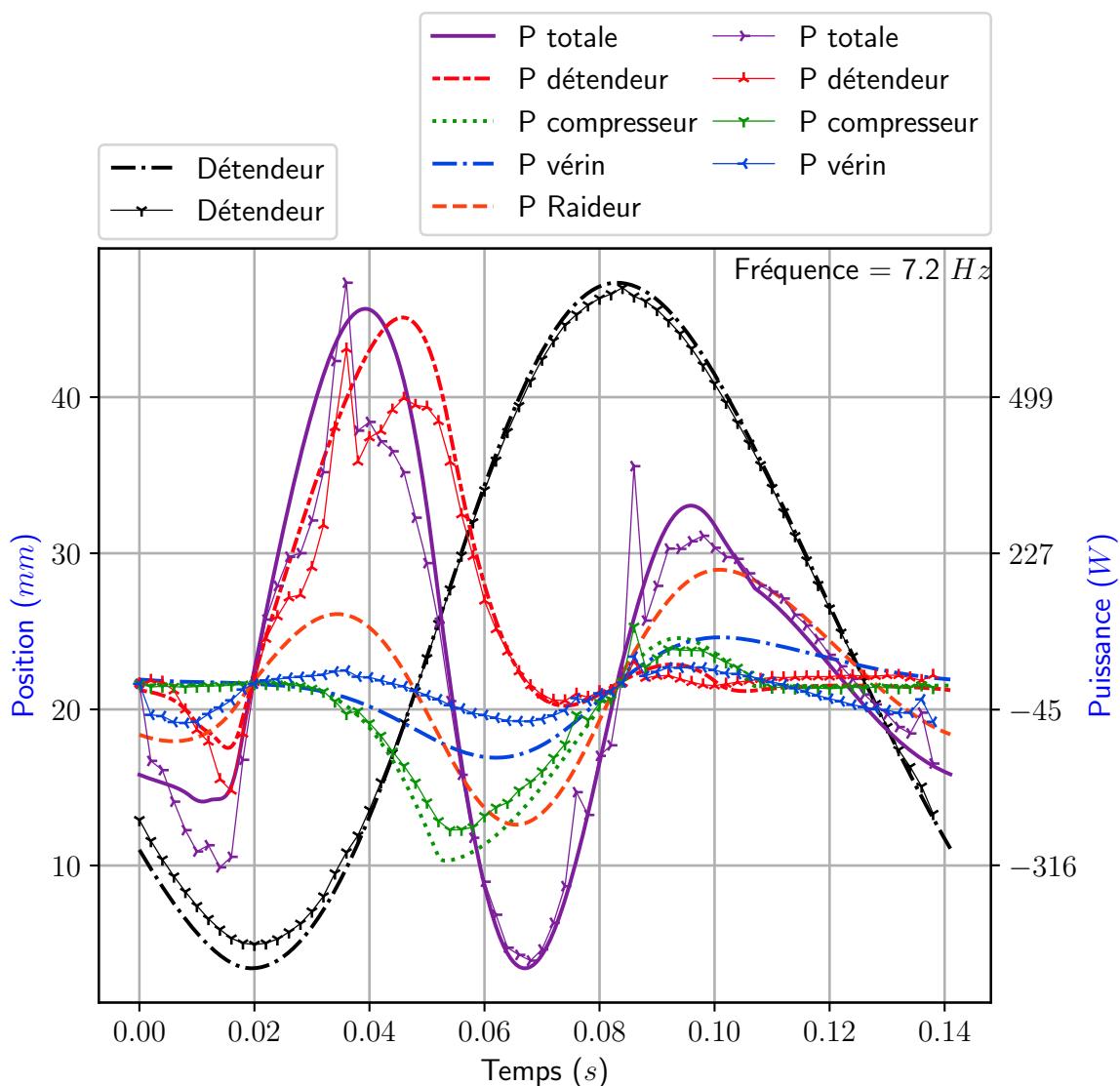


FIGURE 5.12 – Évolutions temporelles théoriques et expérimentales des puissances instantanées au compresseur et au détendeur pour un cycle à 7,2 Hz.

Le flux de chaleur surfacique pendant la phase de détente est illustré à la figure 5.13. Le détail des calculs est présenté en début de ce chapitre. Il est obtenu après intégration des données expérimentales et de simulation. Les valeurs de densité de flux obtenues sont cohérentes avec les résultats des travaux issus de la littérature, [Woschni, 1967], [Adair et al., 1972]. Une comparaison qualitative avec des résultats d'essais de moteur à combustion interne issus de la littérature est présentée à la figure 5.15. La comparaison avec l'expérience montre une allure similaire avec une première phase où la densité de flux augmente jusqu'à un maximum respectivement de $30 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ à $40 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ et de $45 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ à $61 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$. Ensuite, les densités de flux théorique et expérimental diminuent et elles se rejoignent jusqu'à tendre vers des valeurs quasi nulles en fin de détente. La détente ne débute qu'aux alentours de la mi-course et le volume de gaz est alors en contact avec une très faible surface du soufflet. La transformation se fait ainsi majoritairement avec la surface de la bride, de l'anti-volume mort et de la culasse. La densité de flux de chaleur est en moyenne de $15 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ d'après les données de simulation et de $19,5 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ d'après les données expérimentales soit une différence de 23 %.

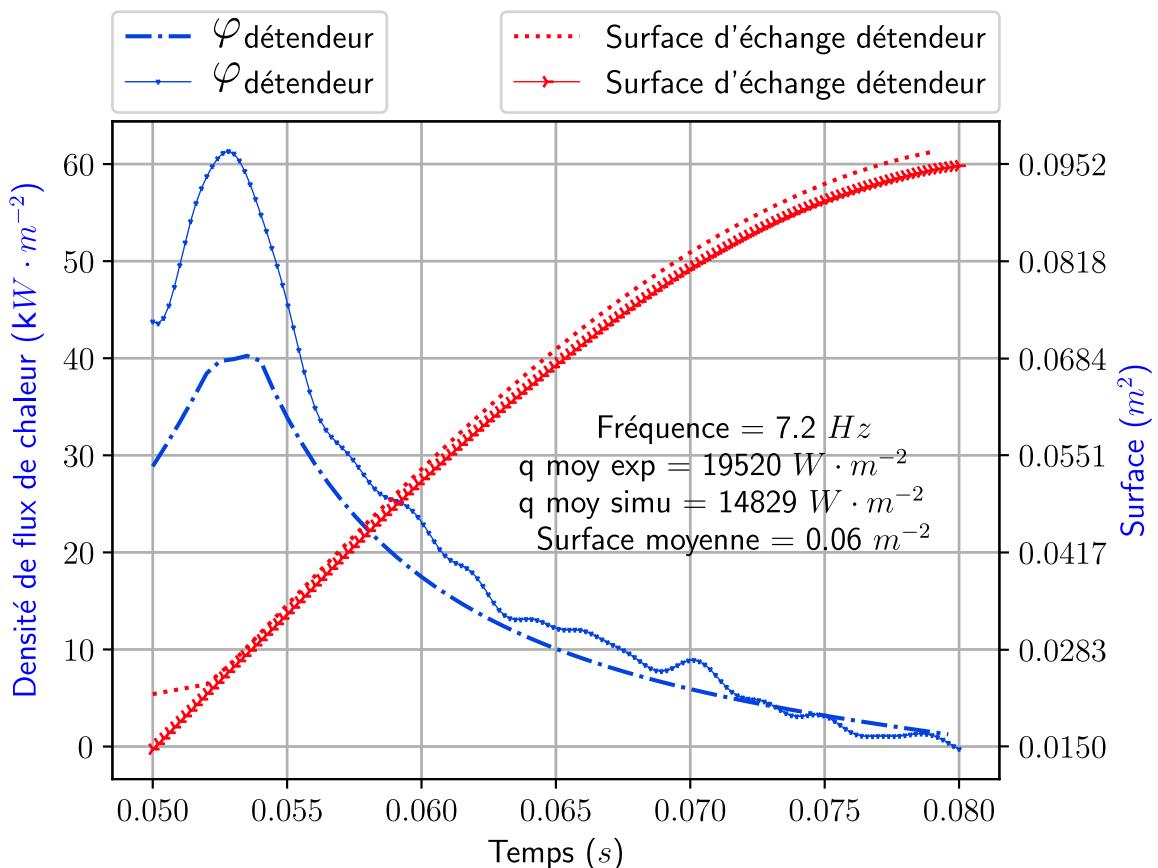


FIGURE 5.13 – Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la densité de flux instantanée et de la surface d'échange au détendeur pour un cycle à 7,2 Hz.

À partir de la densité de flux de chaleur, on cherche à connaître quelle serait la valeur minimale du coefficient h de transfert thermique global théorique entre le gaz et l'atmosphère. En effet, ici on fait l'hypothèse que la paroi du soufflet n'impose pas de résistance thermique. En réalité, les résistances thermiques de paroi et des couches limites d'air au niveau du soufflet induisent un écart de température entre le fluide dans l'enceinte et l'atmosphère plus faible, le coefficient h est alors plus important. Les résultats obtenus sont tracés dans le graphique figure 5.14. Le coefficient h est alors très proche entre l'expérimentation et la simulation. Sa valeur passe d'un maximum de $15\,000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ à $0 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ en fin de détente. Le coefficient d'échange moyen est d'environ $3400 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. L'écart de température tracé n'est pas identique entre la simulation et l'expérience. Ce dernier est lié à une prise en compte imparfaite des conditions d'échanges thermiques dans la simulation et à un capteur de température situé dans l'enceinte qui mesure une température locale.

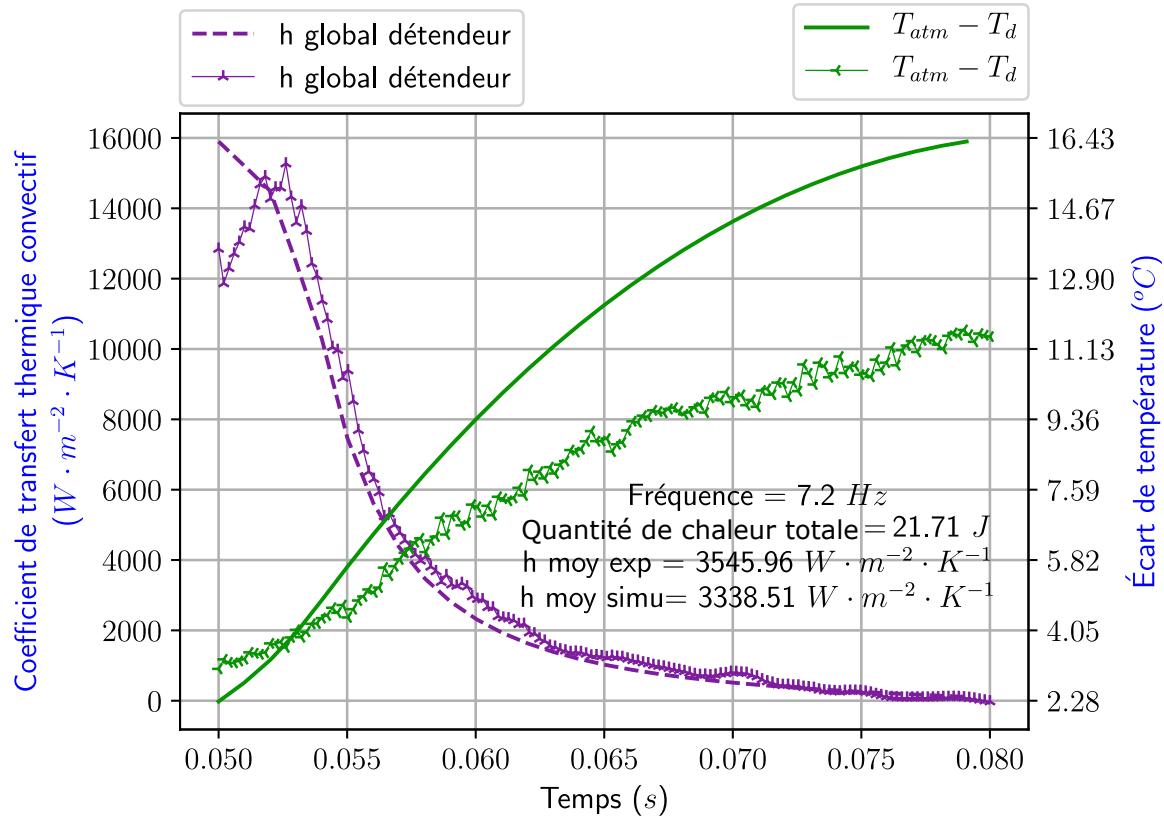


FIGURE 5.14 – Évolutions temporelles théoriques et expérimentales du coefficient de transfert thermique et de l'écart de température au détendeur pour un cycle à 7,2 Hz.

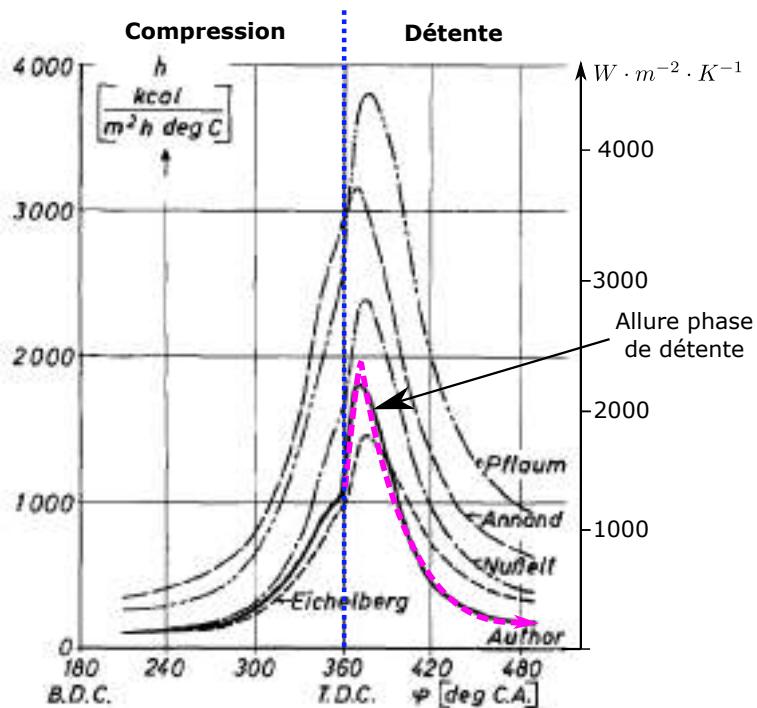


FIGURE 5.15 – Comparaison de coefficients de transfert thermique calculés à partir de différentes corrélations dans un M.C.I. [Woschni, 1967].

La même démarche est adoptée pour le compresseur et est illustrée figure 5.16. Les allures des courbes de densité de flux théoriques et expérimentales ne sont pas les mêmes, une phase de diminution de flux est observée expérimentalement à l'inverse de la simulation où le flux est toujours décroissant. La densité de flux moyen est d'environ $-18,3 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ pour les deux courbes. Si l'on se réfère à la courbe théorique, les valeurs de densité de flux obtenues sont cohérentes avec les travaux trouvés dans la littérature mais présentent une pente moins importante (voir figure 5.18), [Adair et al., 1972], [Disconzi et al., 2012], Tuhovcak.etal2016.

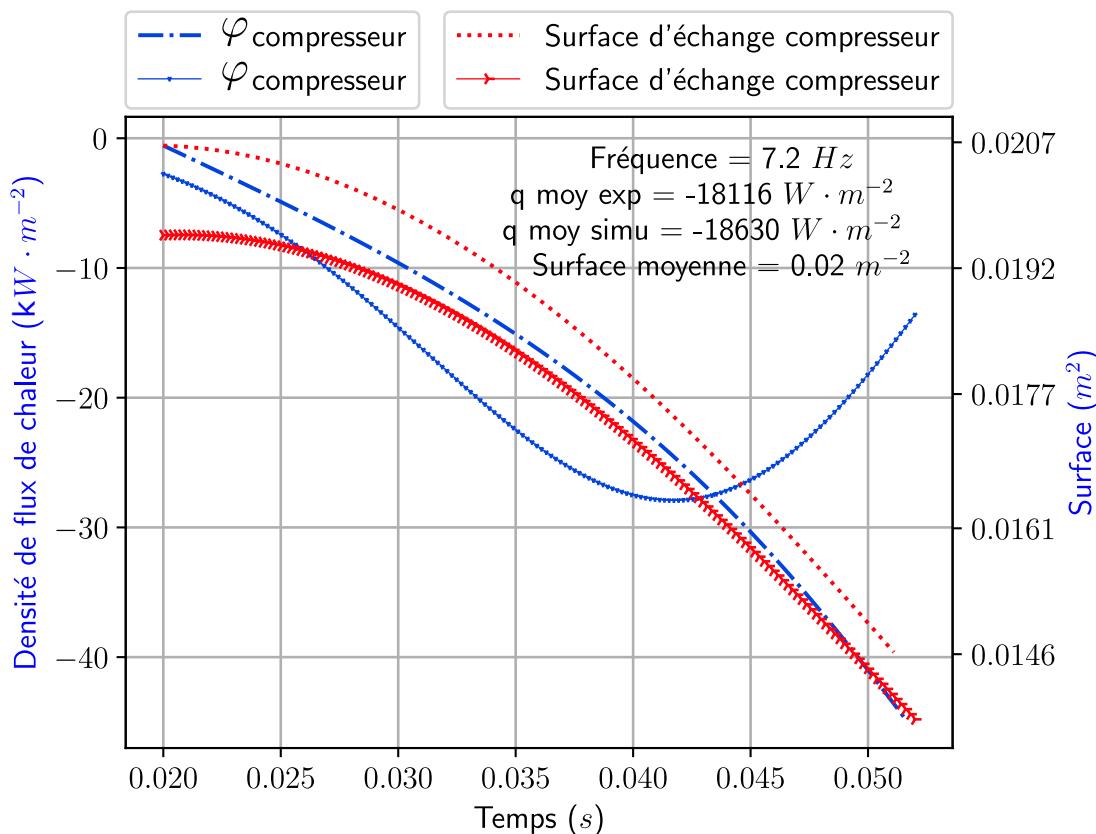


FIGURE 5.16 – Évolutions temporelles théoriques et expérimentales des densités de flux instantanées au compresseur pour un cycle à 7,2 Hz.

Le coefficient minimal d'échange global est alors tracé dans la figure 5.17. Les résultats de simulation ne sont pas en accord avec l'expérimentation. Les coefficients de transfert thermique h théorique et expérimental suivent les mêmes évolutions que celles de leurs densités de flux de chaleur respectives. Les coefficients moyens théorique et expérimental sont respectivement de $2000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ et $4900 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. L'écart de température est également assez différent, les mêmes causes que celles exposées pour le détendeur au chapitre 5.1.2 page 158, peuvent l'expliquer.

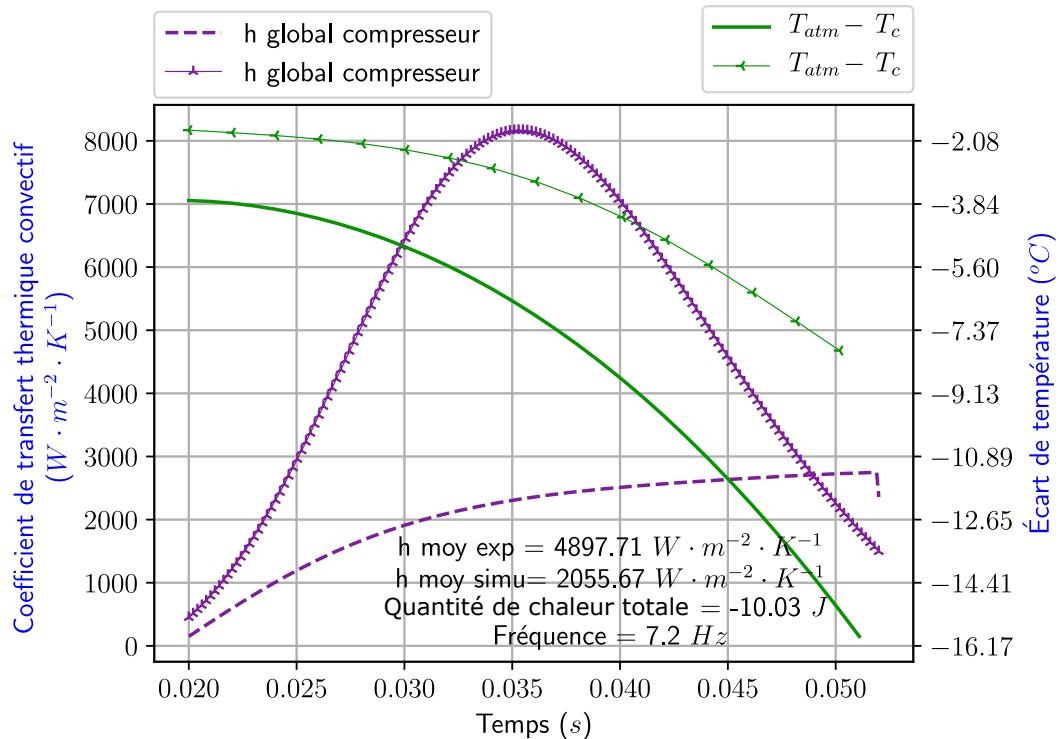


FIGURE 5.17 – Évolutions temporelles théoriques et expérimentales du coefficient de transfert thermique et de l'écart de température au détendeur pour un cycle à 7,2 Hz.

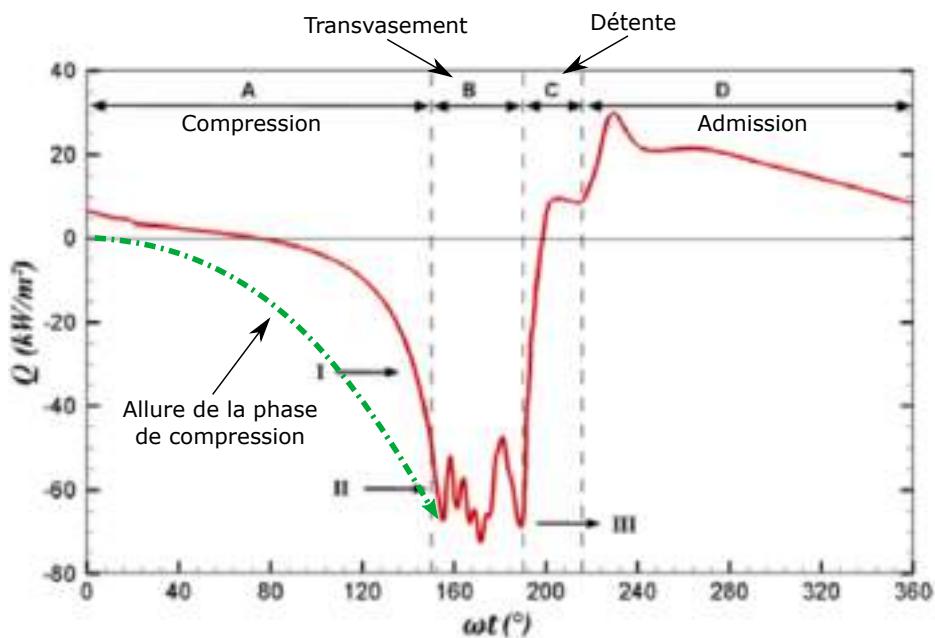


FIGURE 5.18 – Comparaison de coefficients de transfert thermique calculés et expérimentaux dans un compresseur alternatif [Disconzi et al., 2012].

Le tableau 5.7 est le récapitulatif des performances au sein des enceintes de détente et de compression de cet essai :

Enceinte	k	Travail isentropique et isentropique	T_1	T_2	T_{2is}	η_{iso}
Détente	1,1		254 °C	275,5 °C	291 °C	0,88
Compression	1,1	40 213 J · kg ⁻¹ 39 357 J · kg ⁻¹				0,98

TABLE 5.7 – Performances des enceintes de détente et de compression, respectivement avec le rendement isentropique et isothermique.

5.1.3/ DISPOSITIF À L'ÉQUILIBRE $\tau c = 2$

Les paramètres de simulation et d'expérimentation pour les courbes présentées dans cette section sont consignés dans le tableau 5.8 et 5.9.

Détendeur		Compresseur		Vérité	
Variable	Valeur	Variable	Valeur	Variable	Valeur
P_{ed}	155 000 Pa	P_{sc}	190 000 Pa	P_{vsup0}	90 000 Pa
T_{ed}	17 °C	T_{ec}	22 °C	P_{vinf0}	260 000 Pa
k_d	1,1	k_c	1,1	k_v	1,4
D_d	113 mm	D_c	113 mm	D_v	50 mm
K	$x_d \cdot (-15118) + 308,09$	$\frac{L_c}{L_d}$	0,475	D_{av}	20 mm
V_{md}	$89 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mc}	$93 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mv}	$236 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
C_{Dsadm}	0,75	C_{Dcadm}	0,8	$D_{orifice}$	6 mm
C_{Dsech}	0,85	C_{Dcech}	0,8	C_{maxv}	100 mm
D_{sadm}	33 mm	S_{cadm}	$8,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	C_{Dv}	0,95
D_{sech}	38 mm	S_{cech}	$4,02 \times 10^{-4} \text{ m}^2$		
M_d	14 kg	M_c	9 kg		
t_{adm}	17 ms				
AOE	42 mm				
AFE	20 mm				
AOA	11 mm				
C_d	47,5 mm				

TABLE 5.8 – Paramètres de simulation ($P_{comp} = 200 \text{ kPa}$).

Détendeur		Compresseur		Vérin	
Variable	Valeur	Variable	Valeur	Variable	Valeur
P_{ed}	155 000 Pa	P_{sc}	190 000 Pa	P_{vsup0}	90 000 Pa
T_{ed}	17 °C	T_{ec}	22 °C	P_{vinf0}	260 000 Pa
D_d	113 mm	D_c	113 mm	D_v	50 mm
C_d	47,5 mm	$\frac{L_c}{L_d}$	0,475	D_{av}	20 mm
V_{md}	$89 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mc}	$93 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mv}	$236 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
D_{sadm}	33 mm	S_{cadm}	$8,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	$D_{orifice}$	0,006 m
D_{sech}	38 mm	S_{cech}	$4,02 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	C_{maxv}	100 mm
M_d	14 kg	M_c	9 kg		
t_{adm}	30 ms				
AOE	42 mm				
AFE	28 mm				
AOA	15 mm				
$tAOA$	10 ms				

TABLE 5.9 – Paramètres expérimentaux ($P_{comp} = 200 \text{ kPa}$).

La figure 5.19 permet de valider les paramètres relatifs aux lois de déplacement des soupapes. Les valeurs de réglage sont listées dans la table 5.10.

Détendeur	
Variable	Valeur
t_{adm}	17 ms
AOE	42 mm
AFE	25 mm
AOA	11 mm

TABLE 5.10 – Paramètres expérimentaux du détendeur.

Pour le premier graphique illustré, figure 5.19, on constate d'après la courbe de pression dans le détendeur *CP006* (en rouge), que les oscillations de pression sont aussi présentes dans cet essai. Il n'y a pas de différence notable entre les deux courbes à l'exception de la zone de recompression qui se produit peu avant l'ouverture de la soupape d'échappement. Le calage du point de début d'ouverture dans la simulation est probablement légèrement avancé et conduit à une diminution anticipée de la masse de gaz. Le résultat est malgré tout très proche de la courbe expérimentale et n'impacte pas significativement le modèle dans son ensemble. La pression dans le vérin *CP007* (en bleue) montre une allure similaire, mais légèrement déphasée d'environ 5 ms. Le déplacement du détenteur (en noir) est sensiblement identique et l'on note une légère différence d'environ 1 mm au PMH. Les PMH et le PMB atteints sont respectivement de 8 mm et 43 mm soit 35 mm de course.

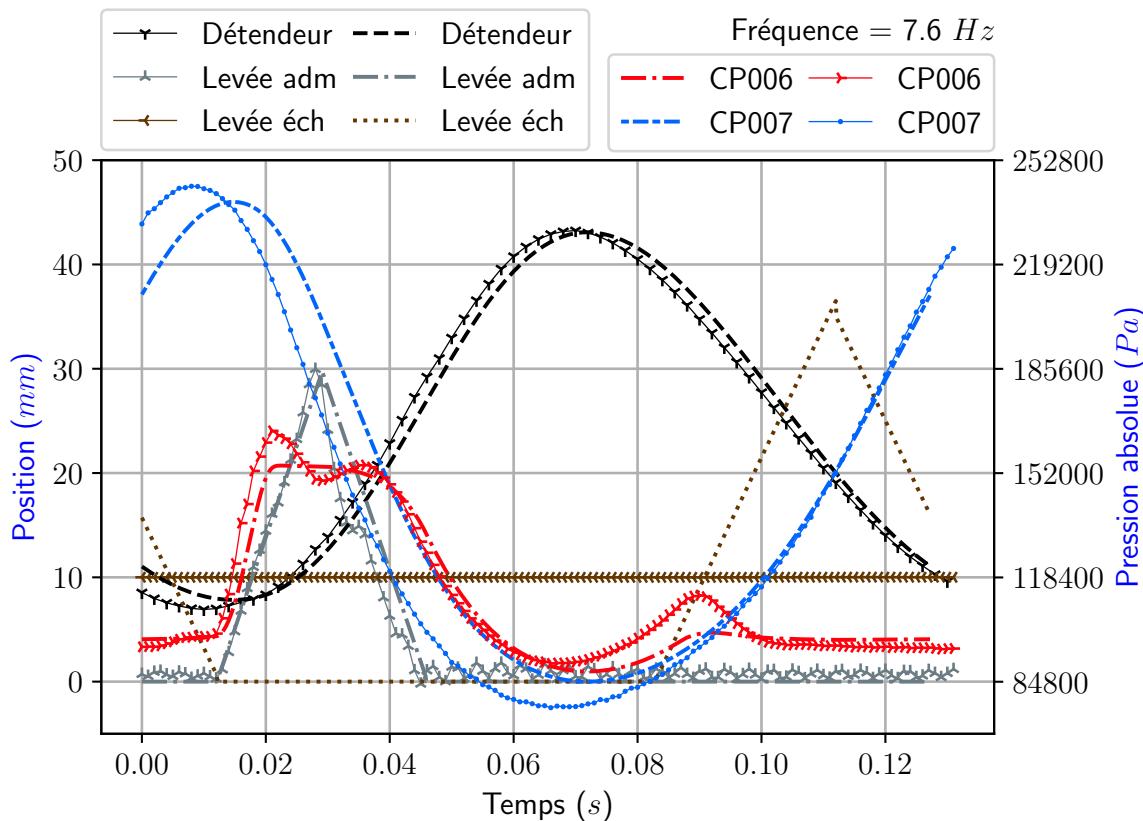


FIGURE 5.19 – Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la pression et de la position du détendeur et des levées de soupapes X 5 pour un cycle à 7,6 Hz.

Le graphique figure 5.20 correspond au tracé de la pression (en rouge) et de la température (en bleue) CT007 dans le détendeur, au cours d'un cycle moteur à une fréquence de 7,6 Hz. La température maximale calculée par la simulation est supérieure d'environ 2 °C. De plus, ce maximum n'est pas atteint au même instant. L'allure de la courbe expérimentale est similaire à la simulation à l'exception de la phase de détente. Cela se traduit par la température minimale qui est inférieure de 5 °C. Ces écarts sont vraisemblablement liés au capteur de température utilisé et au mouvement de convection dans le volume de détente qui rend la température interne non homogène.

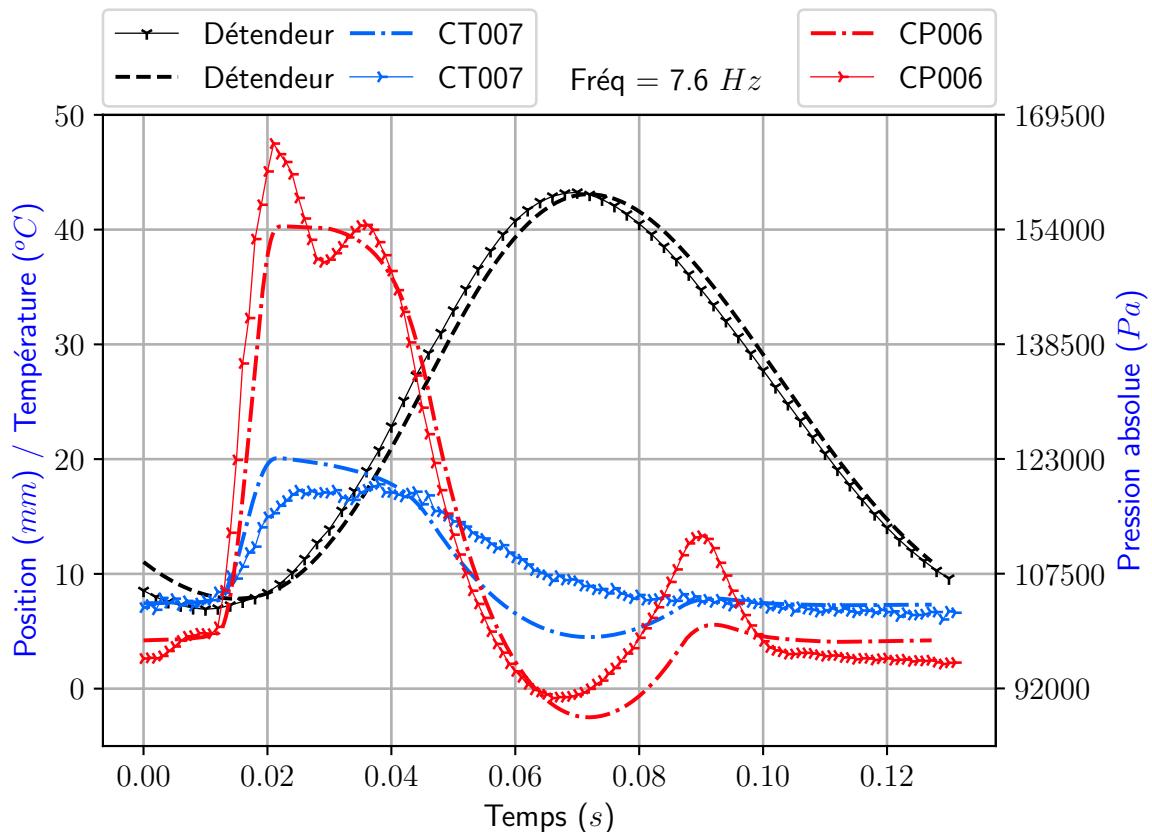


FIGURE 5.20 – Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la pression et de la température du gaz dans le détendeur pour un cycle à 7,6 Hz.

Le diagramme indicateur de l'enceinte de détente est illustré figure 5.21. La courbe expérimentale est proche du cycle obtenu par simulation à l'exception de la zone entourée. On remarque une différence dans la zone qui présente des oscillations de pression, car celles-ci ne sont pas modélisées. L'amplitude de pression dans cette zone est supérieure à celle obtenue pour l'essai à 175 kPa avec respectivement 20 kPa et 10 kPa. On peut voir que l'évolution entourée ne réalise pas une détente réversible suivie d'une compression réversible, car la pression ne se superpose pas comme dans le cas théorique supposé par la simulation. L'aire correspondante au travail de détente est très proche entre les deux cas tracés.

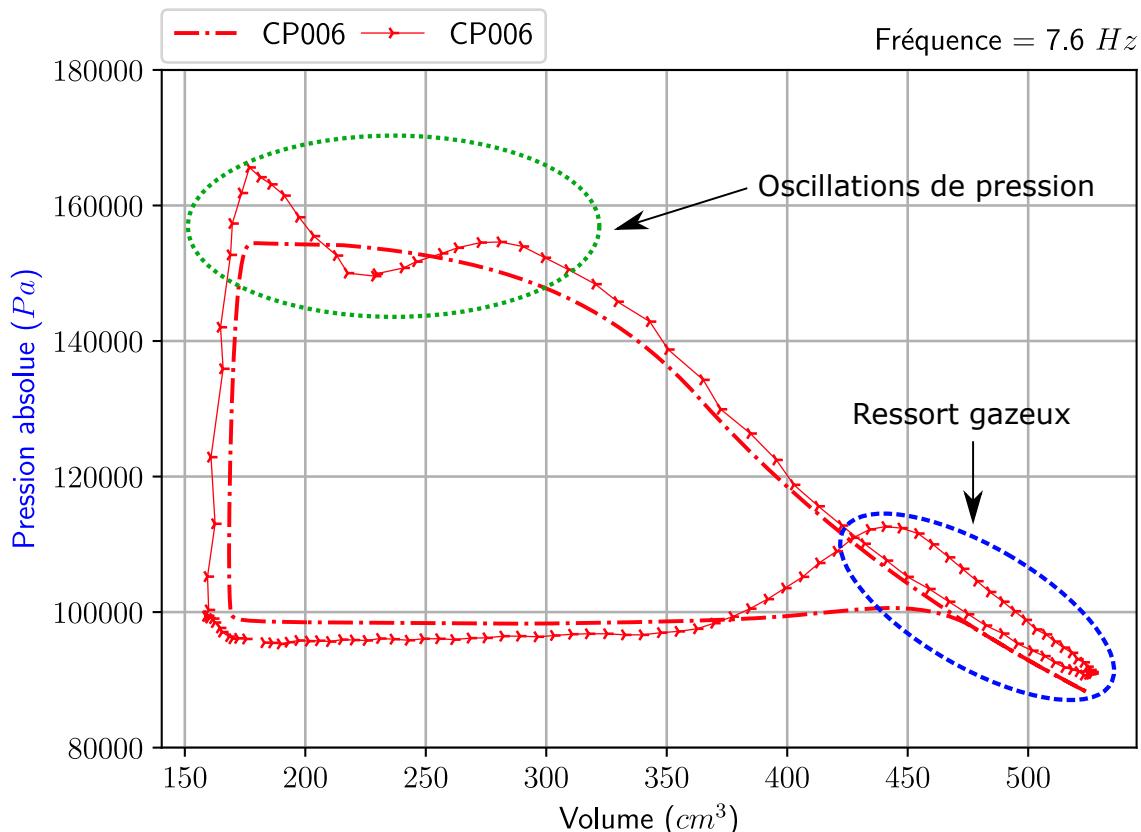


FIGURE 5.21 – Diagramme indicateur par simulation et par l’expérience pour un cycle à 7,6 Hz.

L’évolution de la pression (en vert) *CP002* et de position du compresseur (en orange) est illustrée figure 5.22. La pression obtenue par simulation est légèrement en retard vis-à-vis de l’expérience pour la phase de compression. Cela s’explique par une pression initiale légèrement inférieure (1000 Pa) et un déphasage d’affichage lié au calage des deux jeux de données expérimentales et théoriques. Lorsque la pression atteint la pression aval, le clapet s’ouvre et l’évolution expérimentale montre contrairement à la simulation une oscillation de pression. Cette dernière a déjà été identifiée au détendeur et au compresseur des autres essais présentés, mais avec plusieurs rebonds contrairement à ce cas. Cela s’explique par une pression de fin de compression supérieure d’environ 45 000 Pa, combiné à la géométrie et au temps de transvasement diminué. Au cours de cette étape, les pertes de charge engendrent une légère diminution de pression qui n’est pas identifiée par la simulation. Les coefficients de décharge reportés dans la table 5.11 sont les mêmes que ceux déjà utilisés.

Compresseur	
Variable	Valeur
C_{Dcadm}	0,8
C_{Dcech}	0,8

TABLE 5.11 – Table de paramètres de simulation au compresseur.

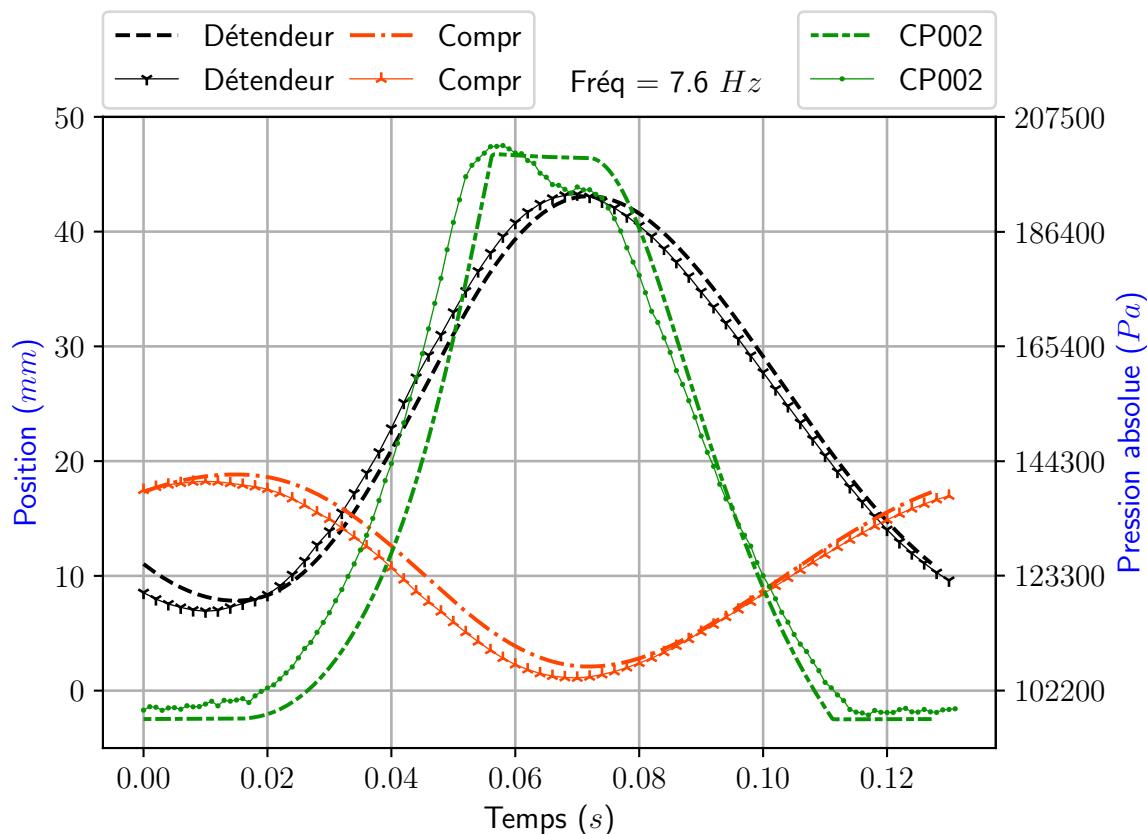


FIGURE 5.22 – Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la pression et de la position du compresseur pour un cycle à 7,6 Hz.

La température du fluide dans le compresseur *CT002* (en bleue) tracé figure 5.23, augmente jusqu'à un maximum d'environ 39 °C pendant la phase de compression. Le tracé de la même grandeur obtenue par la simulation montre comme au détendeur une différence de la valeur de température maximale de 4 °C et un déphasage temporel. Les causes sont les mêmes que celles déjà évoquées précédemment dans ce manuscrit.

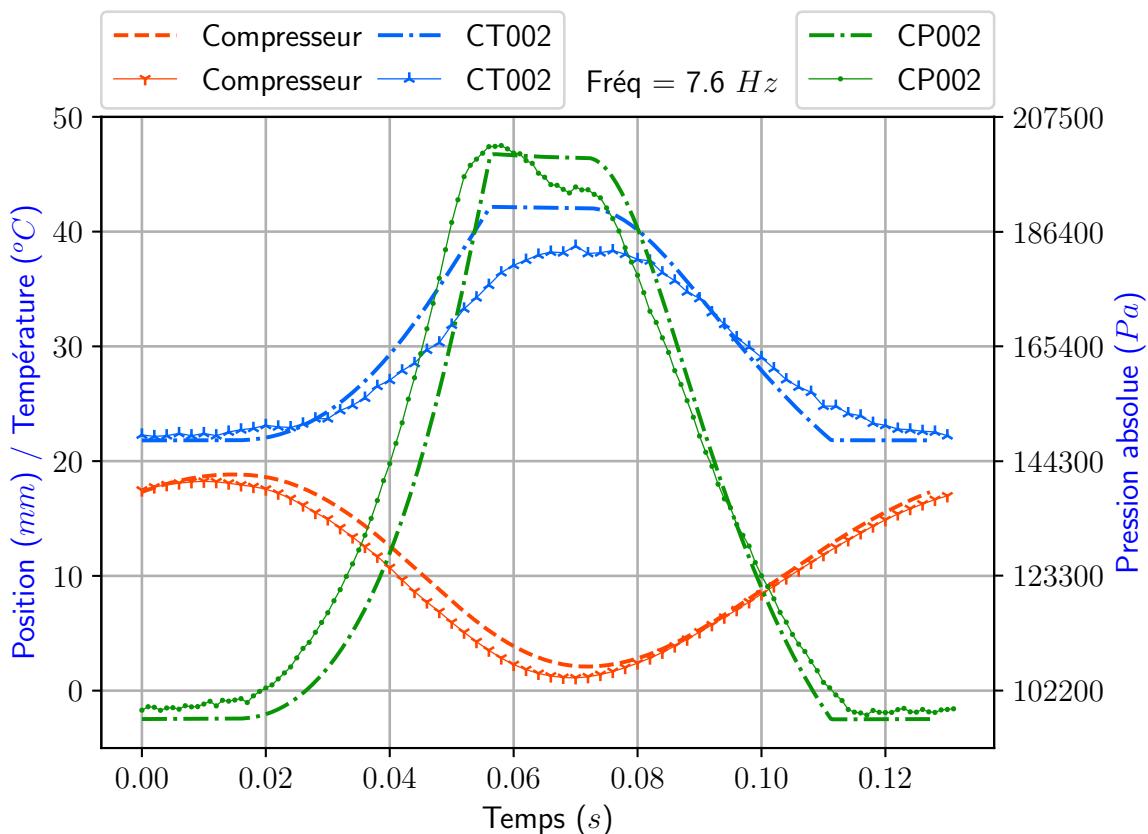


FIGURE 5.23 – Évolutions temporelles théoriques et expérimentales de la pression et de la température du compresseur pour un cycle à 7,6 Hz.

Le diagramme indicateur de l'enceinte de compression est illustré en figure 5.24. L'allure générale est très proche entre les deux courbes. La conception du moteur rend assez délicate la gestion des différents PMH et PMB de chaque enceinte, c'est pourquoi le PMH du cycle réel présente une légère différence d'environ 15 cm^3 avec la simulation. Les travaux de compression expérimentaux et théoriques sont quasiment identiques. La détente du volume mort s'effectue de 105 cm^3 jusqu'à 225 cm^3 . Soit environ 67 % de la détente totale, cela représente plus du double (31 %) que l'essai à 155 kPa, pour une augmentation du taux de compression de 30 %.

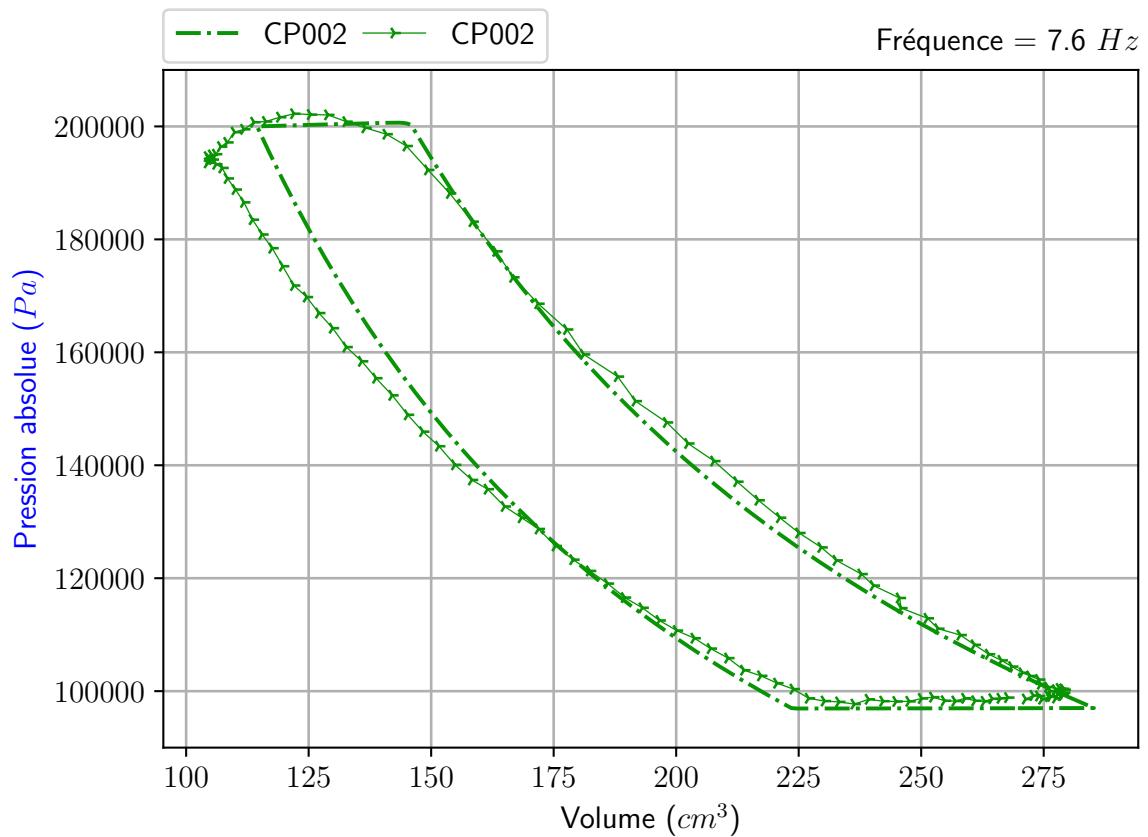


FIGURE 5.24 – Diagramme indicateur théorique et expérimental du compresseur pour un cycle à 7,6 Hz.

Le bilan des forces est tracé dans le graphique de la figure 5.25. De manière identique à l'essai à 155 kPa, le calcul de forces expérimentales a été effectué à partir des mesures de pressions dans les différentes enceintes. Les courbes obtenues montrent un bon accord avec la simulation. La force maximale d'une valeur d'environ 1000 N est atteinte lorsque le détendeur est au PMH. La force de pression dans l'enceinte de détente et celle du vérin de rappel sont les deux forces principales avec respectivement 550 N et 270 N. La force minimale d'une valeur d'environ -850 N est atteinte lorsque le détendeur est au PMB. La force due à la raideur de soufflet et la force de pression dans l'enceinte de compression ont pour valeurs respectives -350 N et -840 N (la dernière est à multiplier par 0,48 pour obtenir la force rapportée au détendeur soit 405 N).

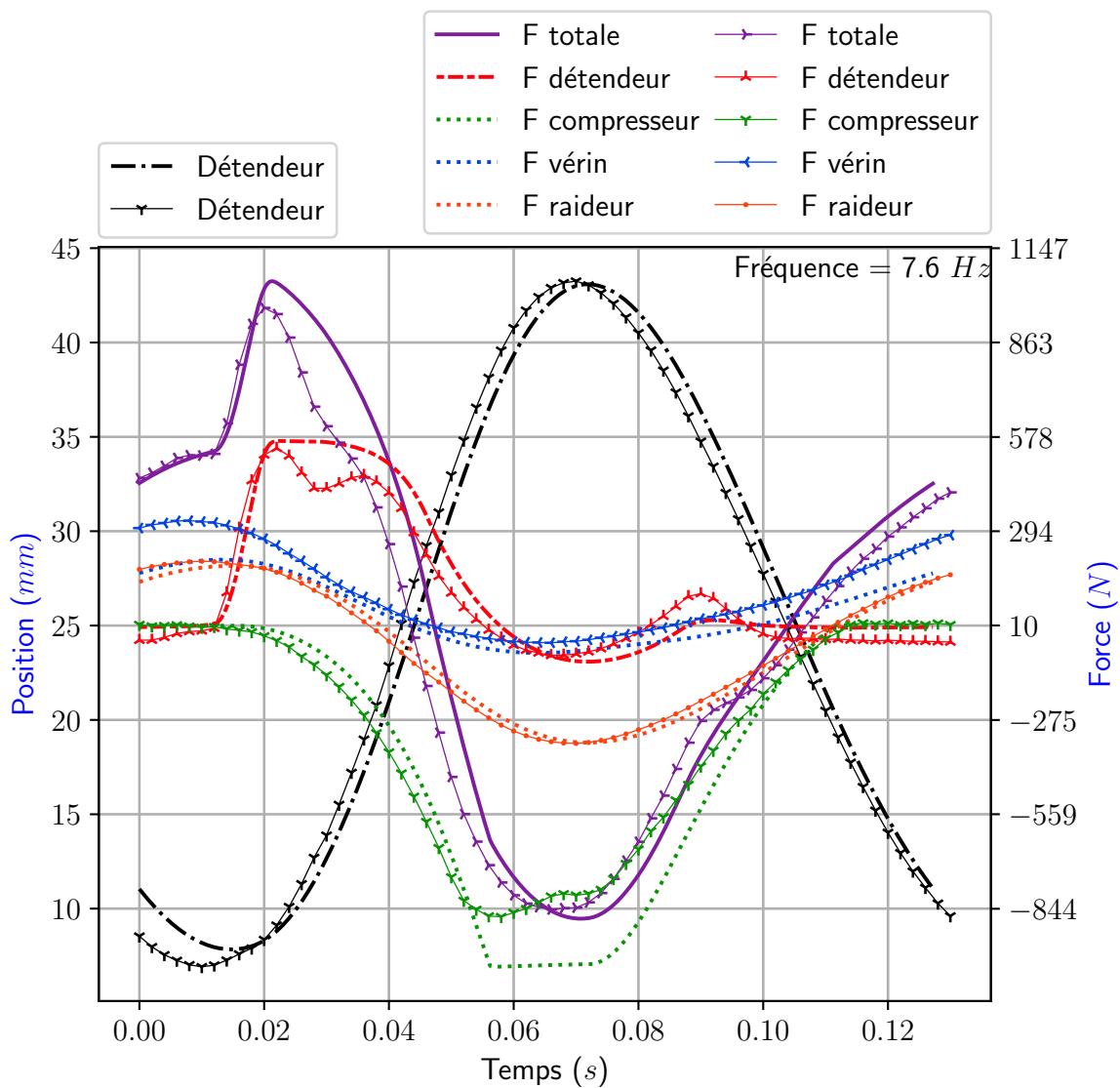


FIGURE 5.25 – Évolutions temporelles de la position du détendeur et des forces instantanées au détendeur, au compresseur, du vérin et de la raideur du système complet plus de la gravité pour un cycle à 7,6 Hz.

La figure 5.26 permet de visualiser la répartition des puissances consommées ou générées par chaque système. Les courbes obtenues par l’expérience sont très proches de celles issues de la simulation. Le détendeur est celui qui apporte le plus de puissance avec environ 400 W de puissance crête lors de la phase d’admission et de détente. Suivi par le compresseur avec environ 300 W. On constate par ailleurs une zone où le compresseur fournit un travail positif, celle-ci correspond à la phase de détente du volume mort. Le vérin présente une puissance maximale de ± 150 W. La puissance de la raideur s’annule sur un cycle moteur. En moyenne, la puissance est nulle, car il n’y a pas de charge mécanique.

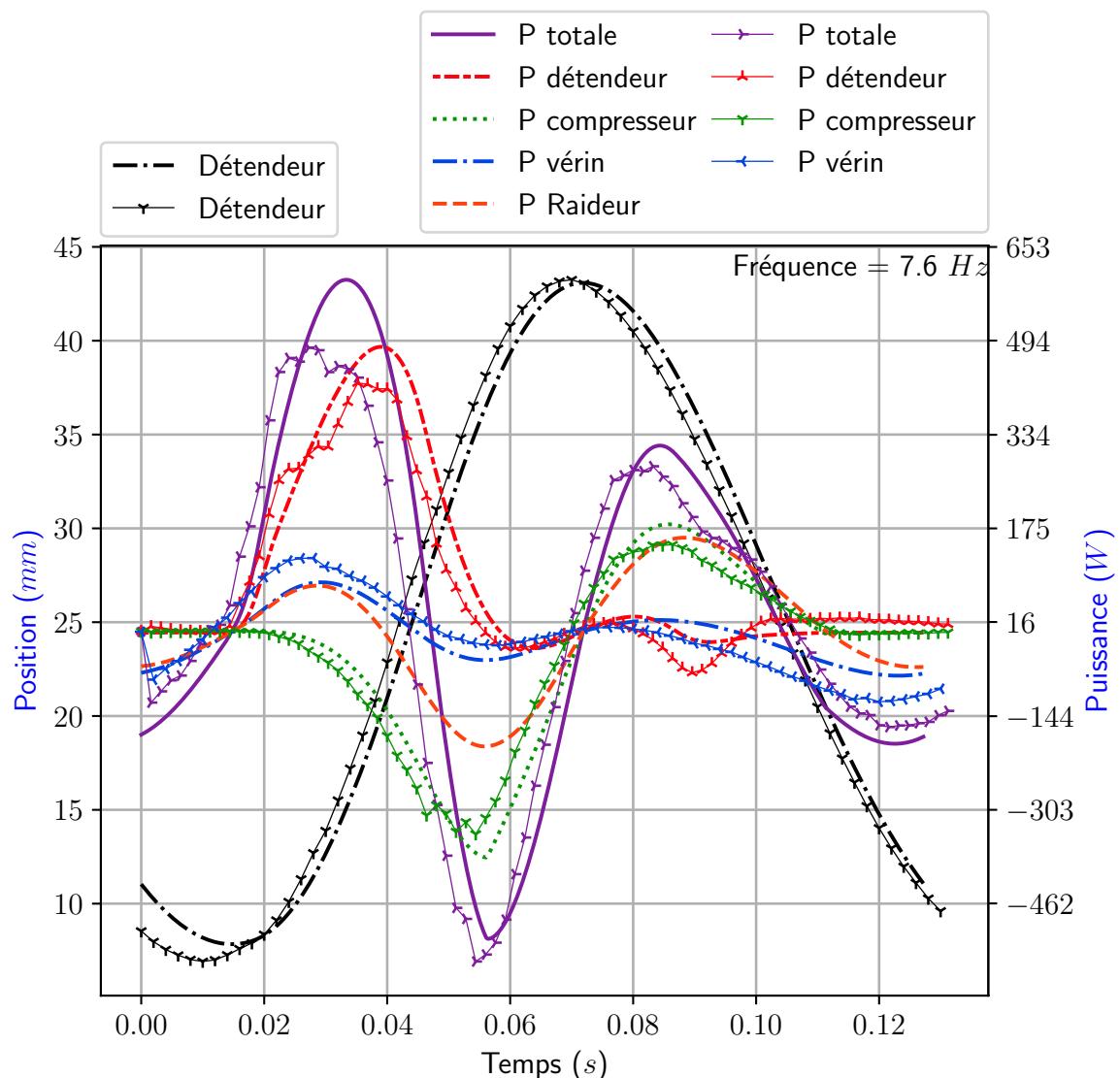


FIGURE 5.26 – Évolutions temporelles théoriques et expérimentales des puissances instantanées au compresseur et au détendeur pour un cycle à 7,6 Hz.

5.1.4/ COURBES CARACTÉRISTIQUES DU COMPRESSEUR ET DU DÉTENDEUR

Une série d'essais à une fréquence d'environ 7 Hz a permis de déterminer la loi de fonctionnement du compresseur. La plage d'essais s'étend de 100 kPa à 225 kPa au niveau du refoulement compresseur. Les mesures montrent que dans la configuration actuelle, le débit est nul lorsque la pression est d'environ 230 kPa. Il est alors maximal à la pression atmosphérique lorsque le moteur n'effectue que du transvasement avec un débit massique de $2,8 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$. L'importance du volume mort due aux ondulations du soufflet est telle que le taux de compression maximum est assez faible avec environ $\tau_c = 2,3$ à débit nul.

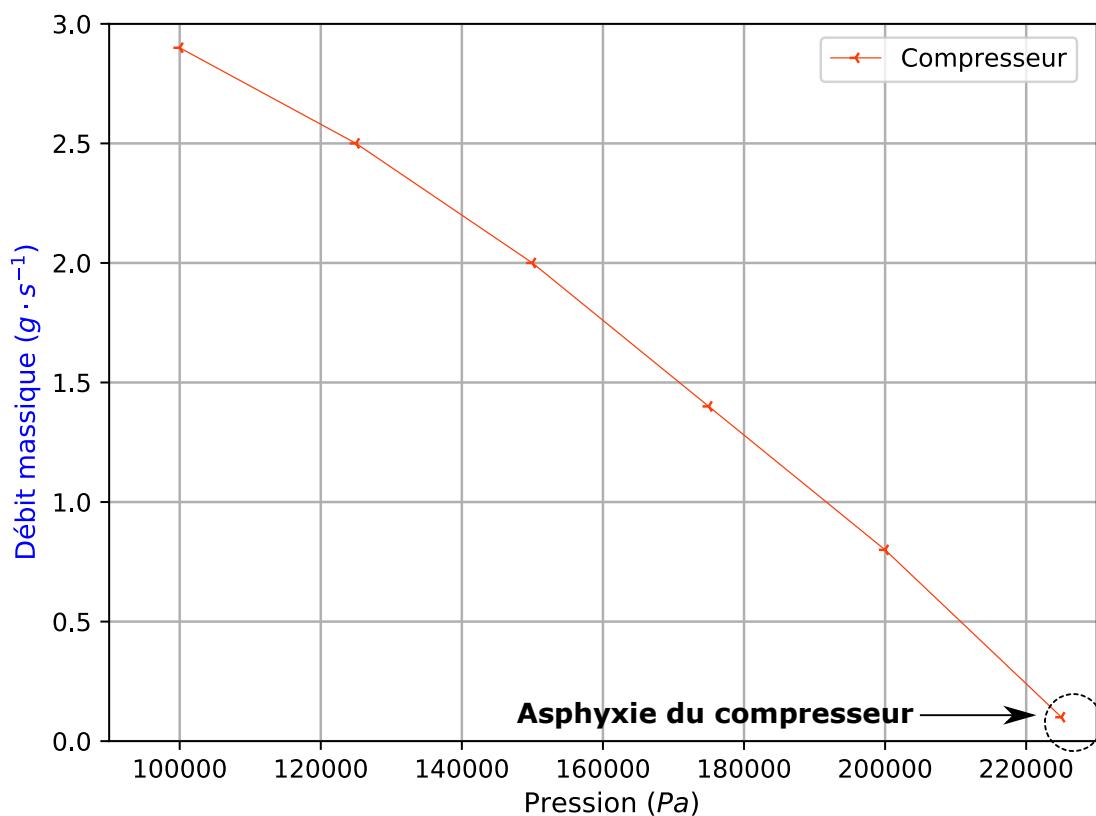


FIGURE 5.27 – Évolution du débit massique du compresseur en fonction de la pression de refoulement.

Le débit obtenu n'est toutefois pas suffisant pour déterminer le point de fonctionnement en mode C (chapitre 2.2.2.4 page 21) ou stade 3 (chapitre 4.1.6.1 page 110) du moteur. Le couplage des débits du détendeur et du compresseur est alors indispensable. Le graphique figure 5.28 est composé de trois courbes issues des simulations numériques présentées dans ce chapitre qui ont été validées lors d'un fonctionnement à froid. La première courbe (en vert) correspond au débit de fluide transvasé par le compresseur pour trois points de fonctionnement différents (160 kPa, 190 kPa, et 210 kPa). La seconde (en bleue) correspond au débit de fluide admis au détendeur lorsque l'air n'est pas réchauffé pour trois points de fonctionnement (175 kPa, 180 kPa, et 190 kPa). On constate alors que le débit demandé par le détendeur est de l'ordre du triple de celui fourni par le compresseur.

À l'aide de la simulation numérique, on change la valeur de température à l'admission pour obtenir un débit qui coïncide avec les débits au compresseur. Pour une température d'air au détendeur de 450°C l'équilibre est atteint pour un point de fonctionnement proche de 180 kPa.

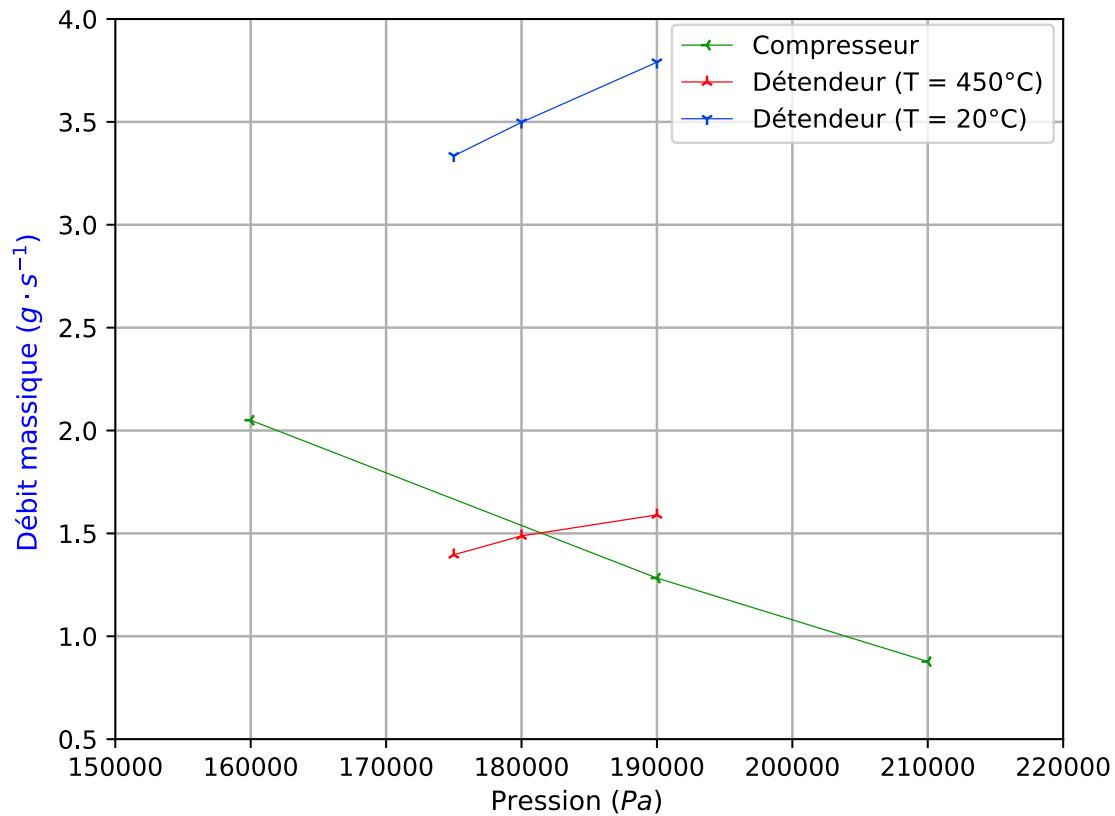


FIGURE 5.28 – Évolutions du débit massique du compresseur et du détendeur en fonction de la pression de refoulement pour deux températures de fonctionnement de l'enceinte de détente.

5.2/ MOTEUR COMPLET AVEC OPTIMISATION DE LA COMPRESSION

5.2.1/ SYSTÈME D'INJECTION D'EAU

Le chapitre état de l'art a montré que le refroidissement de la compression est un enjeu majeur dans la quête d'amélioration des performances. En effet, l'ajout d'un tel dispositif doit permettre de rapprocher la compression d'une évolution isotherme, synonyme d'un travail plus faible, [Coney et al., 2002]. Un système d'injection d'eau suivant le schéma de principe illustré en figure 5.29 a été installé au niveau de l'enceinte de compression. La nomenclature de ce circuit est reportée dans la table 5.12. Celui-ci est principalement constitué d'un dispositif de pulvérisation d'eau ② à pression constante dans une cuve de sursaturation ③. Les buses d'injection calibrées ne sont pas disposées directement dans l'enceinte de compression. L'eau est pulvérisée en amont, dans l'air d'admission avant son passage par les clapets. En effet, la longueur nécessaire à l'atomisation du spray est d'environ 20 cm ce qui est bien supérieur à la course du dispositif comprise entre 2,5 cm et 4,5 cm. Le mélange de gouttelettes et d'air subit certainement une phase de légère coalescence lors de la traversée du clapet. Il est aujourd'hui difficile d'en mesurer l'étendue sans la mise en place d'une technique de métrologie optique. À l'inverse, une injection directe aurait pour conséquence une atomisation partielle. Cela diminuerait donc notre capacité à refroidir le fluide durant la phase de compression. Toutefois, il est à noter que cette méthode ne permet pas de garantir que la totalité de l'eau injectée soit admise dans le soufflet de compression.

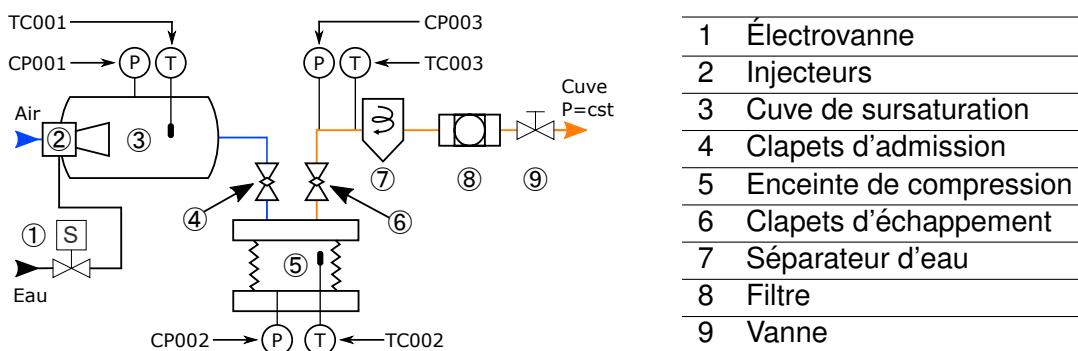


FIGURE 5.29 – P.I.D. du système d'injection TABLE 5.12 – Nomenclature de la figure d'eau.

Pour tous les essais présentés, le profil d'injection choisi est de type constant. Le pilotage de l'électrovanne ① permet de stopper l'injection d'eau durant les phases de compression et de transvasement ce qui permettrait d'obtenir les meilleures performances en termes de refroidissement [Jacobs et al., 2016]. Pour ne pas impacter la taille des gouttes, la pression d'eau sera constante lors des essais et maintenue à une pression de 8 bar. Ainsi, c'est le nombre de buses qui permet de déterminer le débit d'eau injecté dans l'air. Pour déterminer la taille des gouttes, des essais ont été menés à l'aide d'une technique de mesure de granulométrie par ombroscopie (figure 5.30), [Nelson, 2017].

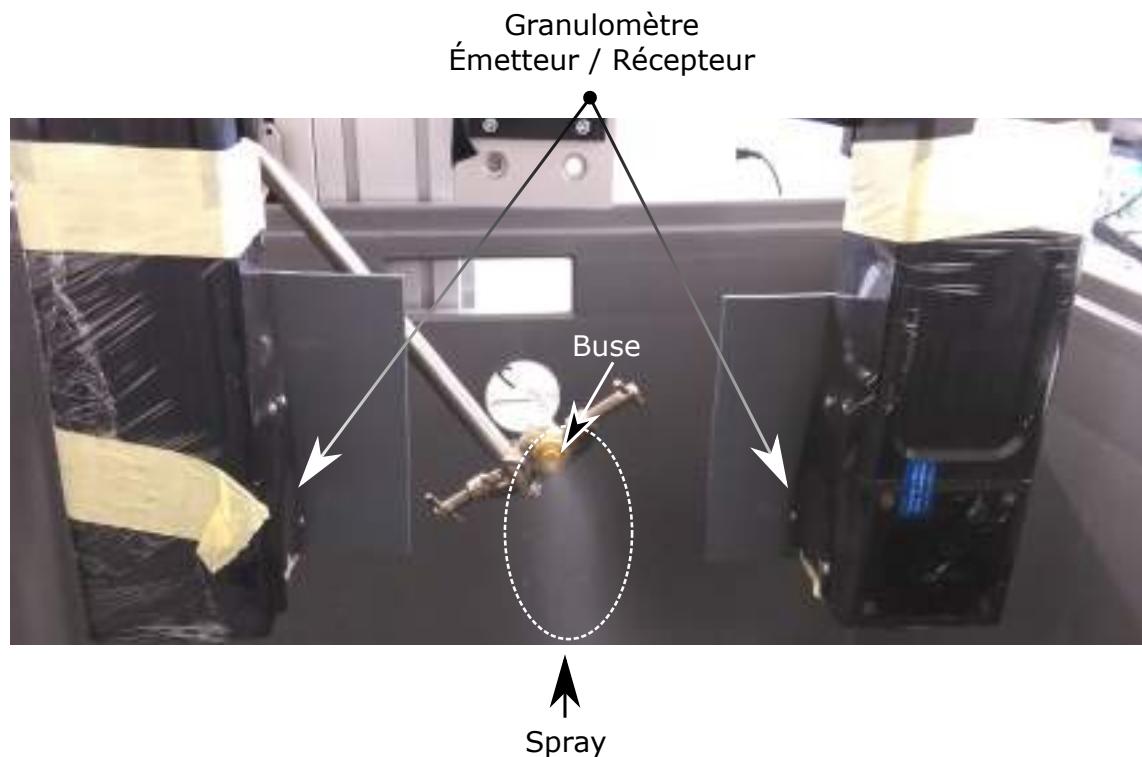


FIGURE 5.30 – Dispositif expérimental de mesure de granulométrie.

Les résultats n'ont pas pu être conduits au-delà de 3,5 bar de pression d'eau. On constate toutefois que l'augmentation de pression induit une diminution de la taille des gouttes dans la plage d'essais effectués. Il est alors possible de déterminer la taille de goutte minimale injectée dans l'air d'admission du compresseur. Ainsi, pour la pression maximale, la taille moyenne des gouttes est inférieure à 100 µm, (figure 5.31).

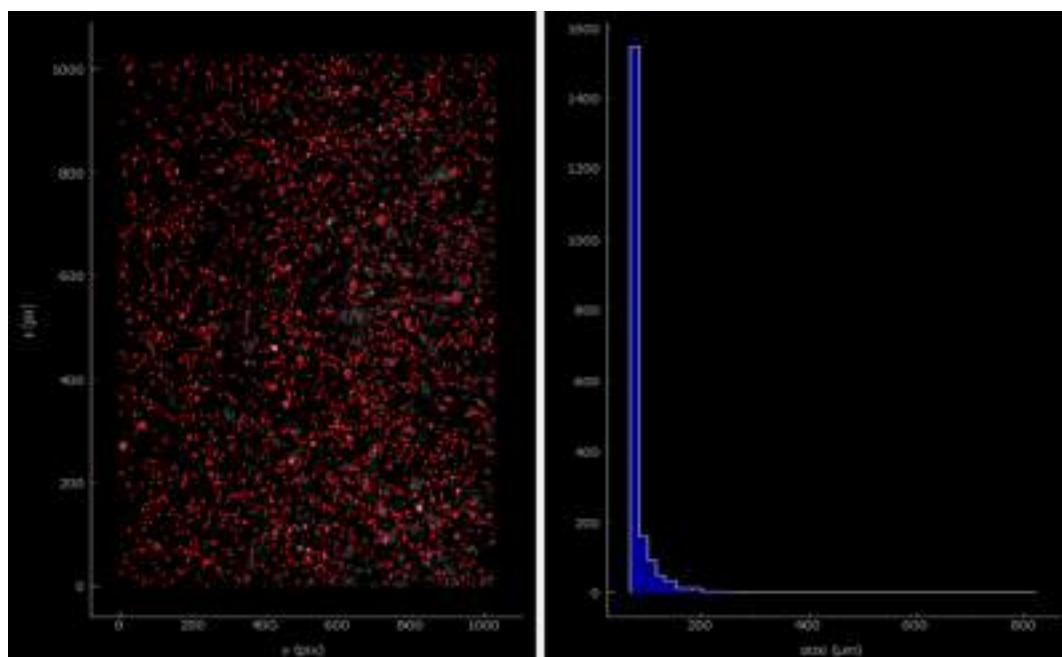


FIGURE 5.31 – Photographie après traitement et distribution de la taille des gouttes.

5.2.2/ RÉSULTATS

Les résultats présentés dans cette partie correspondent à deux taux de compression notés $\tau_c = 2,25$ et $\tau_c = 1,5$. Le calcul du taux est effectué par le rapport de la pression maximale sur la pression minimale. La fréquence de fonctionnement pour tous les essais est d'environ 7 Hz. Pour le premier taux, les figures 5.32a à 5.33b nous permettent d'observer à l'aide du capteur TC002 une diminution de la température du fluide de travail durant la phase de compression, à mesure que le débit d'eau pulvérisé augmente.

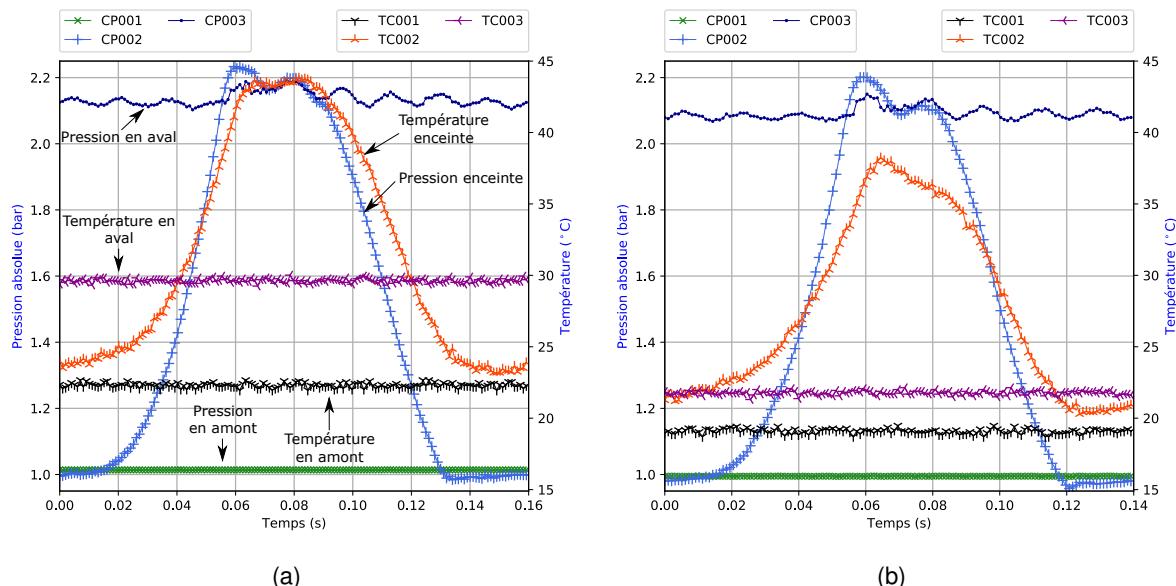


FIGURE 5.32 – Évolution de la pression et de la température au cours d'un cycle (a) sans injection d'eau $q_{me} = 0 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$, $\tau_c = 2,25 \text{ bar}$ (b) avec injection d'eau $q_{me} = 1,5 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$, $\tau_c = 2,25 \text{ bar}$.

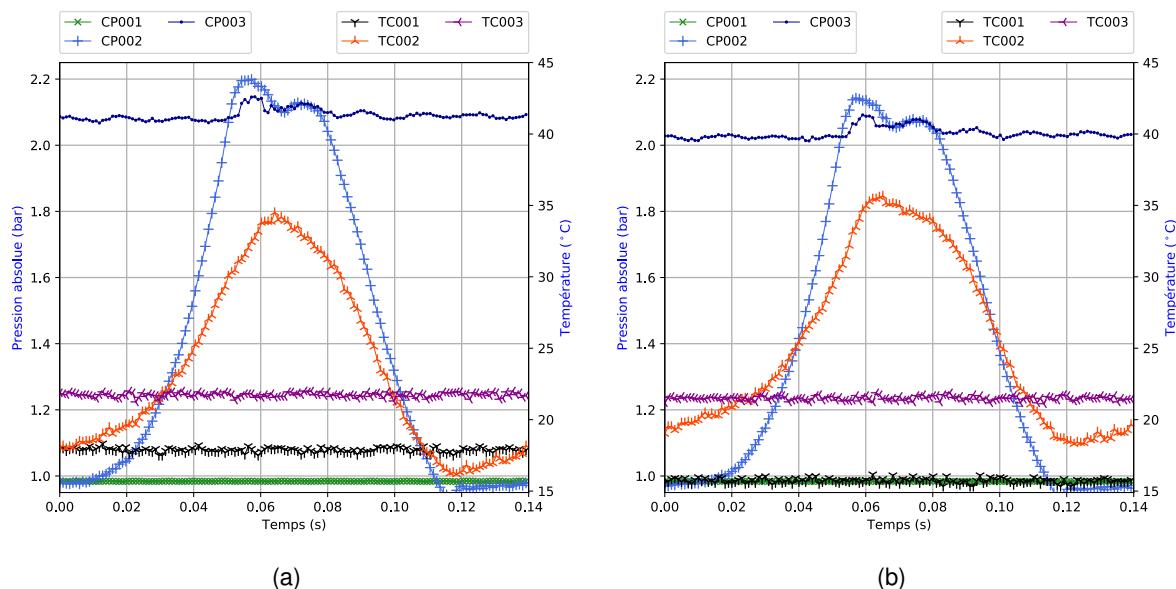


FIGURE 5.33 – Évolutions de la pression et de la température au cours d'un cycle pour deux valeurs de débits massiques (a) $q_{me} = 2,9 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ (b) $q_{me} = 3,7 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$.

Celles-ci évoluent d'un maximum de 44,5 °C à un minimum de 35 °C soit un abaissement d'environ 9,5 °C. Il est à noter que la température de l'air admise au compresseur est initialement d'environ 22,5 °C, mais que celle-ci chute jusqu'à 7 °C à mesure que le débit d'eau augmente. Cela est intrinsèquement lié au choix de la technologie de pulvérisation retenue. Nous observons en effet la vaporisation d'une partie de l'eau. Cela induit un refroidissement de l'air par absorption de la chaleur latente correspondant à la masse d'eau évaporée. Dans ces circonstances, le capteur TC001 qui est disposé en amont du compresseur mesure la température humide du mélange air / eau.

La température de l'air transvasé est mesurée par le capteur TC003 ; celui-ci nous indique que la température sans injection est d'environ 30 °C puis est abaissée à 22 °C quel que soit le débit d'eau de refroidissement. Le second jeu de données, illustré figures 5.34a à 5.35b nous permet d'observer les mêmes allures pour les différents cas étudiés. Le taux de compression est plus faible, cela induit donc des températures mesurées inférieures au cas $\tau_c = 2,25$ d'une manière générale. Celles-ci évoluent d'un maximum de 33 °C à un minimum de 27 °C soit une diminution d'environ 6 °C. Les données concernant l'admission et l'échappement sont identiques au cas précédent.

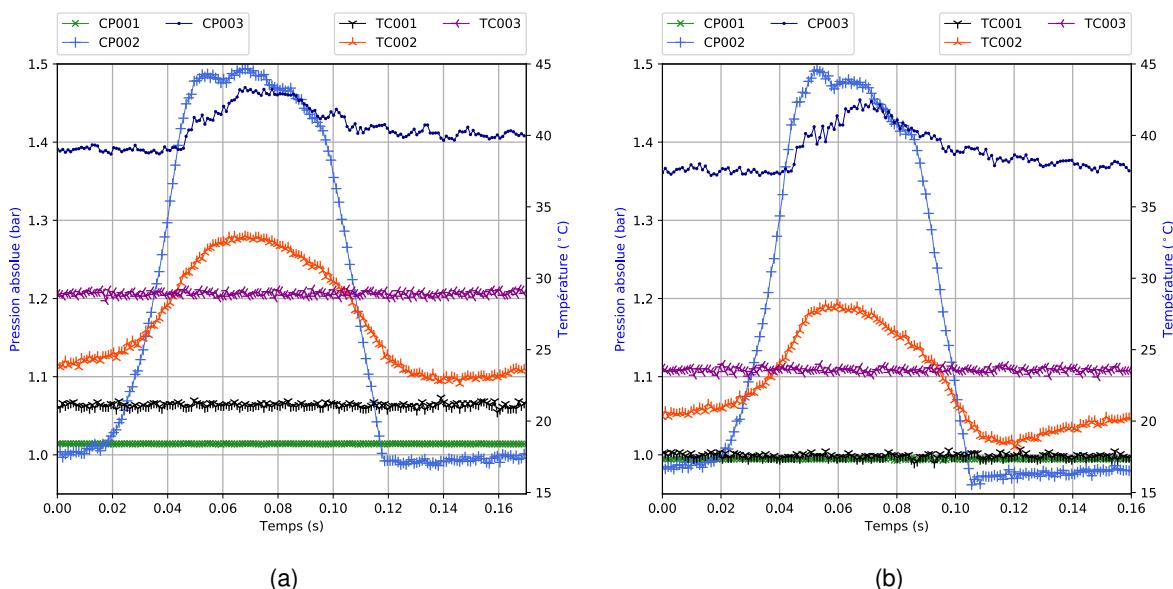


FIGURE 5.34 – Évolutions de la pression et de la température au cours d'un cycle (a) sans injection $q_{me} = 1,5 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ (b) avec un débit d'injection $q_{me} = 1,5 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$.

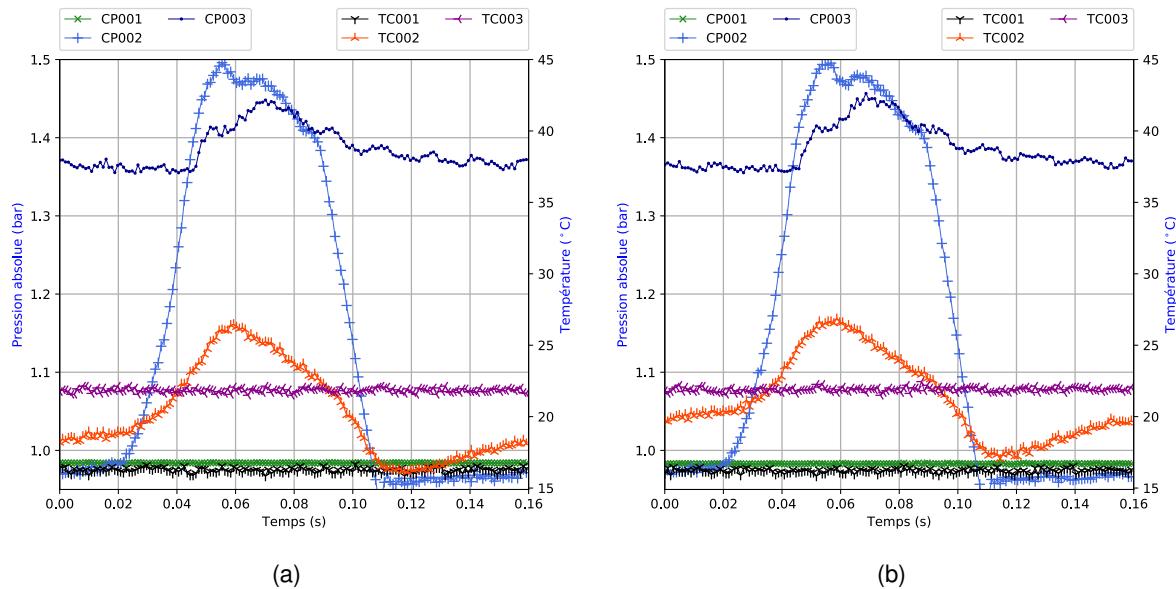


FIGURE 5.35 – Évolutions de la pression et de la température au cours d'un cycle avec injection d'eau (a) $q_{me} = 2,9 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ (b) $q_{me} = 3,7 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$.

Les figures 5.36a, 5.36b et 5.37a, 5.37b correspondent respectivement aux tracés de la pression et de la température en fonction du volume pour les taux de compression $\tau_c = 2.25$ et $\tau_c = 1.5$ pour les quatre configurations d'essai présentées précédemment. De ces graphiques se distingue nettement celui réalisé sans injection d'eau, en particulier par des températures supérieures en toutes circonstances. Quel que soit le taux de compression, la température initiale de compression se situe autour de $24,5^\circ\text{C}$ contre un minimum de 18°C . Cette variation d'environ $6,5^\circ\text{C}$ se traduit par un moindre remplissage en air et par conséquent un débit massique transvasé vers l'aval plus faible. La variation de cette valeur pour les conditions de fonctionnement lors des essais est d'environ 3%. Ainsi, l'injection d'eau a un impact à la fois au niveau de la température maximale atteinte, mais aussi sur le remplissage du volume du soufflet.

Les figures 5.36a et 5.37a laissent apparaître en fin de détente du volume mort, une particularité intimement liée aux essais avec injection d'eau. Cette chute de pression locale est manifestement liée au liquide injecté qui apporte une difficulté supplémentaire à l'ouverture du clapet d'admission. La mouillabilité des matériaux utilisés est très bonne, de ce fait, la tension superficielle du liquide emprisonné entre le clapet et sa plaque orifice doit être vaincue avant que celui-ci puisse s'ouvrir. C'est pourquoi nous pouvons constater une pression inférieure dans l'enceinte pour ces essais. Toutefois, cela n'a pas impacté le remplissage de l'enceinte, car la pression est quasi instantanément au même niveau que pour l'essai de référence.

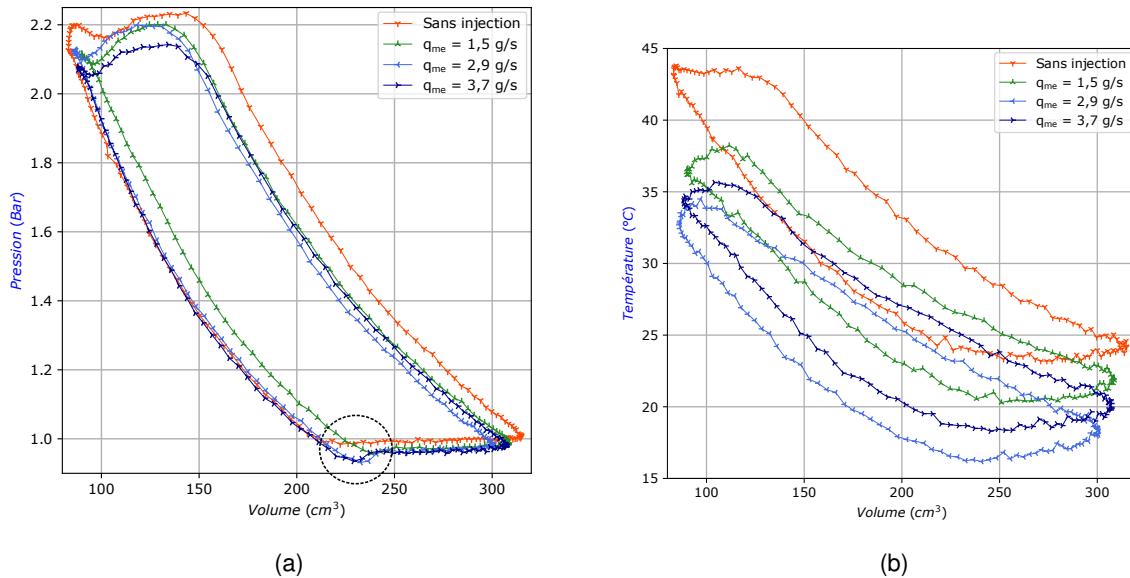


FIGURE 5.36 – (a) Évolutions de la pression et de la température au cours d'un cycle sans injection (b) Diagramme de température en fonction du volume $\tau_c = 2,25$ avec et sans injection d'eau.

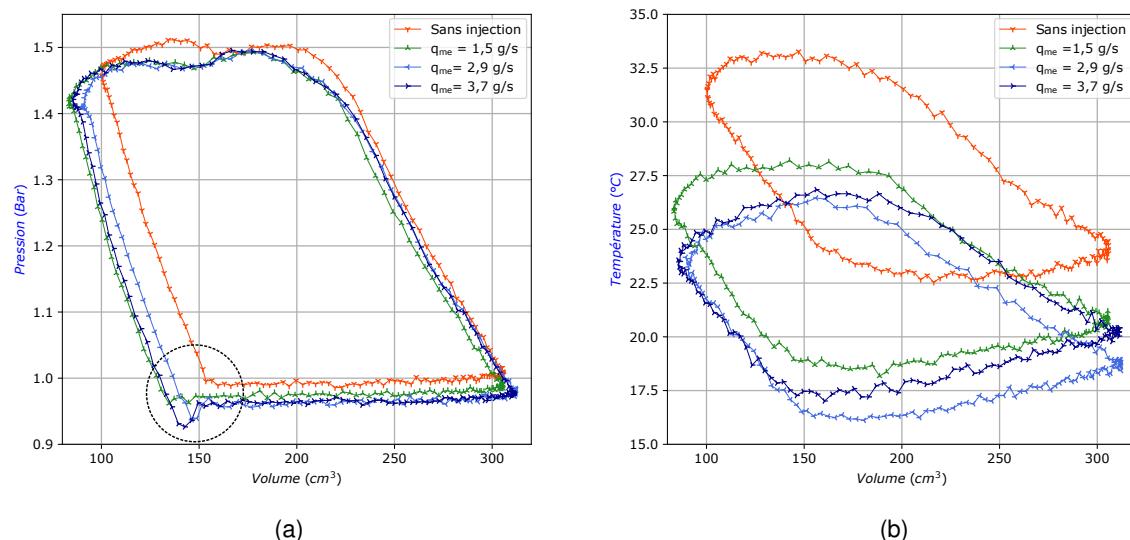


FIGURE 5.37 – (a) Diagramme de pression en fonction du volume $\tau_c = 1,55$ avec et sans injection d'eau (b) Diagramme de température en fonction du volume $\tau_c = 1,55$ avec et sans injection d'eau.

Ces essais permettent aussi d'évaluer les coefficients polytropiques de compression afin d'affiner le modèle numérique si l'on souhaite prendre en compte un refroidissement de la compression. Les figures 5.38a et 5.38b représentent l'évolution de la pression en fonction du volume au cours de la phase de compression uniquement. La linéarisation de ces courbes à partir du logarithme népérien nous permet d'obtenir le coefficient polytropique expérimentale noté « k_c ». Son calcul à de faibles taux de compression est mathématiquement assez délicat, d'autant plus que l'échange thermique au sein d'un compresseur à soufflet métallique est décuplé par rapport à un système à piston cylindre plus conventionnel (chapitre 5.1.1.3 page 144). Cela est principalement causé par l'augmentation de la surface d'échange liée aux ondulations qui induit un flux de chaleur plus important et diminue ainsi l'énergie nécessaire à la compression avec des coefficients polytropiques k_c relativement faibles. Néanmoins, l'injection d'eau tend à la diminuer encore plus, ce qui se traduit par une valeur de k_c inférieure.

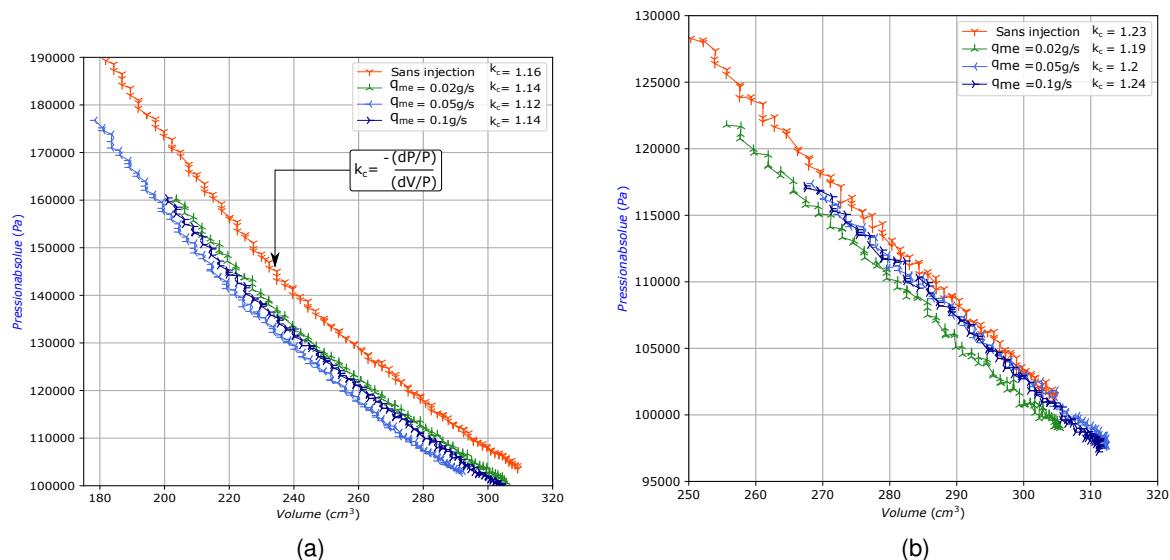


FIGURE 5.38 – Évolution de la pression en fonction du volume de l'enceinte de compression et coefficient polytropique k_c (a) à $\tau_c = 2,25$ avec et sans injection d'eau (b) à $\tau_c = 1,55$ avec et sans injection d'eau.

5.3/ MOTEUR COMPLET AVEC COUPLAGE FLUIDIQUE

Dans cette section, la vanne d'isolement fluide entre le compresseur et le détendeur a été ouverte. Le système de cuve à pression constante est déconnecté du réseau compresseur / détendeur. Ainsi, le compresseur comprime l'air ambiant puis le transvase dans la cuve de stockage du détendeur. C'est l'air contenu dans cette dernière qui alimente le détendeur. Lors des essais à froid, il est indispensable de rajouter une quantité d'air prélevée d'un autre réseau à l'aide d'un manodétendeur. Le vérin de rappel est inversé avec la chambre supérieure en vase clos et la chambre inférieure à l'atmosphère.

5.3.1/ ESSAI À LA TEMPÉRATURE AMBIANTE

Les paramètres de simulation et d'expérimentation pour les courbes présentées dans cette section sont consignés dans le tableau 5.13 et 5.14.

Dépendant		Comresseur		Vérin	
Variable	Valeur	Variable	Valeur	Variable	Valeur
P_{ed}	160 000 Pa	P_{sc}	170 000 Pa	P_{vsup0}	90 000 Pa
T_{ed}	17 °C	T_{ec}	22 °C	P_{vinf0}	240 000 Pa
k_d	1,1	k_c	1,1	k_v	1,4
D_d	113 mm	D_c	113 mm	D_v	50 mm
K	$x_d \cdot (-15118) + 308,09$	$\frac{L_c}{L_d}$	0,475	D_{av}	20 mm
V_{md}	$89 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mc}	$93 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mv}	$236 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
C_{Dsadm}	0,75	C_{Dcadm}	0,8	$D_{orifice}$	6 mm
C_{Dsech}	0,85	C_{Dcech}	0,8	C_{maxv}	100 mm
D_{sadm}	33 mm	S_{cadm}	$8,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	C_{Dv}	0,95
D_{sech}	0,038 m	S_{cech}	$4,02 \times 10^{-4} \text{ m}^2$		
M_d	14 kg	M_c	9 kg		
t_{adm}	17 ms				
AOE	42 mm				
AFE	20 mm				
AOA	11 mm				
C_d	47,5 mm				

TABLE 5.13 – Paramètres de simulation du moteur complet.

Dépendant		Comresseur		Vérin	
Variable	Valeur	Variable	Valeur	Variable	Valeur
P_{ed}	175 000 Pa	P_{sc}	185 000 Pa	P_{vsup0}	90 000 Pa
T_{ed}	17 °C	T_{ec}	22 °C	P_{vinf0}	240 000 Pa
D_d	113 mm	D_c	113 mm	D_v	50 mm
C_d	47,5 mm	$\frac{L_c}{L_d}$	0,475	D_{av}	20 mm
V_{md}	$89 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mc}	$93 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mv}	$236 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
D_{sadm}	33 mm	S_{cadm}	$8,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	$D_{orifice}$	0,006 m
D_{sech}	38 mm	S_{cech}	$4,02 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	C_{maxv}	100 mm
M_d	14 kg	M_c	9 kg		
t_{adm}	30 ms				
AOE	42 mm				
AFE	28 mm				
AOA	15 mm				
$tAOA$	10 ms				

TABLE 5.14 – Paramètres expérimentaux du moteur complet.

Les données obtenues dans cette partie sont très proches de celles déjà présentées dans ce manuscrit. Il n'y a en effet pas de différence significative de fonctionnement dès lors que les conditions initiales sont identiques. Il est néanmoins possible de caractériser le réseau fluidique grâce au couplage des enceintes. Par exemple, la figure 5.39 présente les évaluations temporelles des positions du détendeur et de la soupape d'admission ainsi que des pressions : CP001 à l'atmosphère (noir), CP002 dans le compresseur (vert), CP003 au refoulement compresseur (violet), CP004 en sortie de cuve (orange), CP005 en sortie de réchauffeur (bleu) à CP006 dans l'enceinte de détente (rouge).

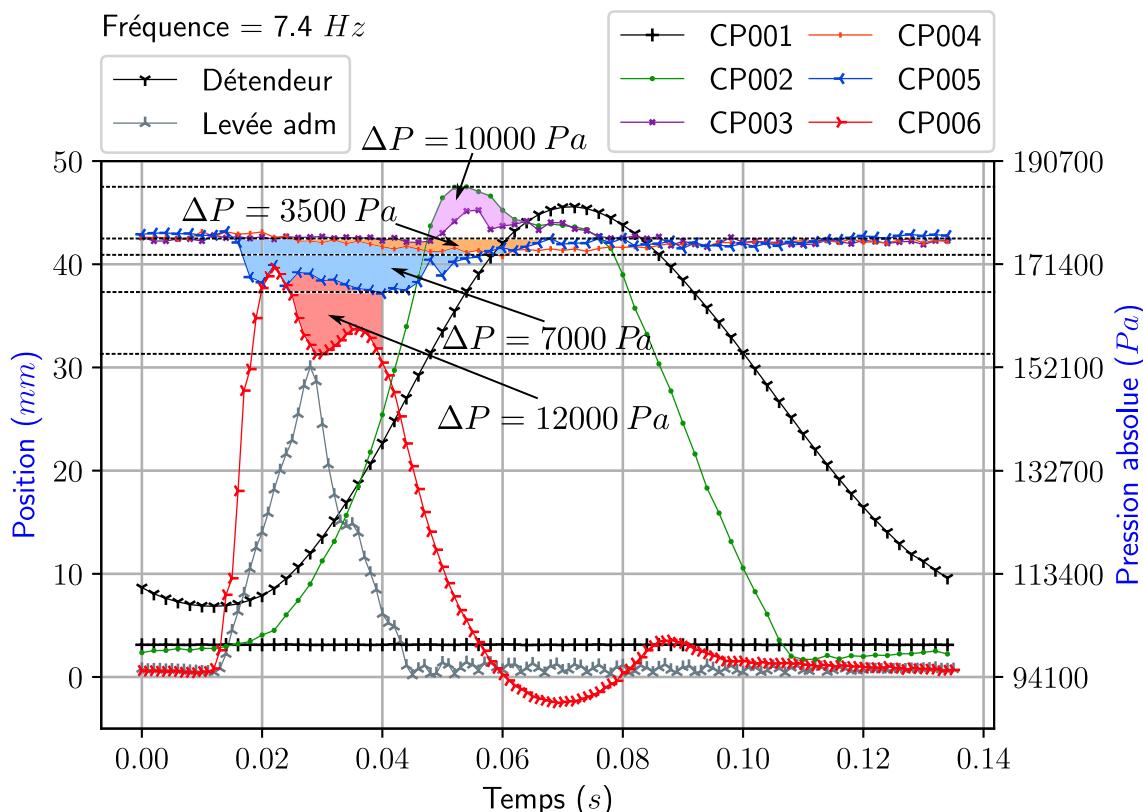


FIGURE 5.39 – Évolutions temporelles expérimentales de la position du détendeur et de la soupape d'admission ainsi que des pressions à l'atmosphère (CP001), au compresseur (CP002), au refoulement compresseur (CP003), en sortie de cuve (CP004), en sortie de réchauffeur (CP005) et dans l'enceinte de détente (CP006) pour un cycle à 7,4 Hz.

Il est à présent possible de déterminer les pertes de charge entre les différents éléments du moteur. La perte de charge entre l'enceinte et la conduite de refoulement est d'environ 10 kPa. La pression après l'écoulement de l'air comprimé jusqu'à la sortie de la cuve est d'environ 3,5 kPa. En sortie de réchauffeur, la pression est abaissée d'environ 7 kPa puis l'admission d'air dans l'enceinte fait chuter la pression d'environ 12 kPa. Au total, si l'on compare avec la pression maximale pendant la compression et minimale pendant l'admission au détendeur, la perte de charge globale est d'environ 30 kPa. La perte de charge à l'admission du compresseur est très faible avec moins de 1 kPa.

La même démarche avec les capteurs de température est présentée en figure 5.40. Tous les capteurs à l'exception des sondes *CT002* et *CT007*, mesurent une température moyenne sur un cycle. Il n'a pas été possible d'utiliser des microthermocouples bien que ceux-ci auraient permis de mesurer les fluctuations de température imagées par la pression dans le graphique précédent. La température d'admission (en noir) est initialement de 22 °C puis pendant la compression (en orange) atteint environ 37 °C. L'air comprimé refoulé (en violet) est refroidi par les parois et est alors mesuré à environ 28 °C. En sortie de cuve (en vert), l'échange thermique avec l'ambiance de la tuyauterie couplé à l'air comprimé du réseau extérieur abaisse la température de l'ensemble à environ 20 °C. La température en sortie de réchauffeur est identique à la précédente. Enfin, lors de la détente la température est abaissée à environ 8 °C.

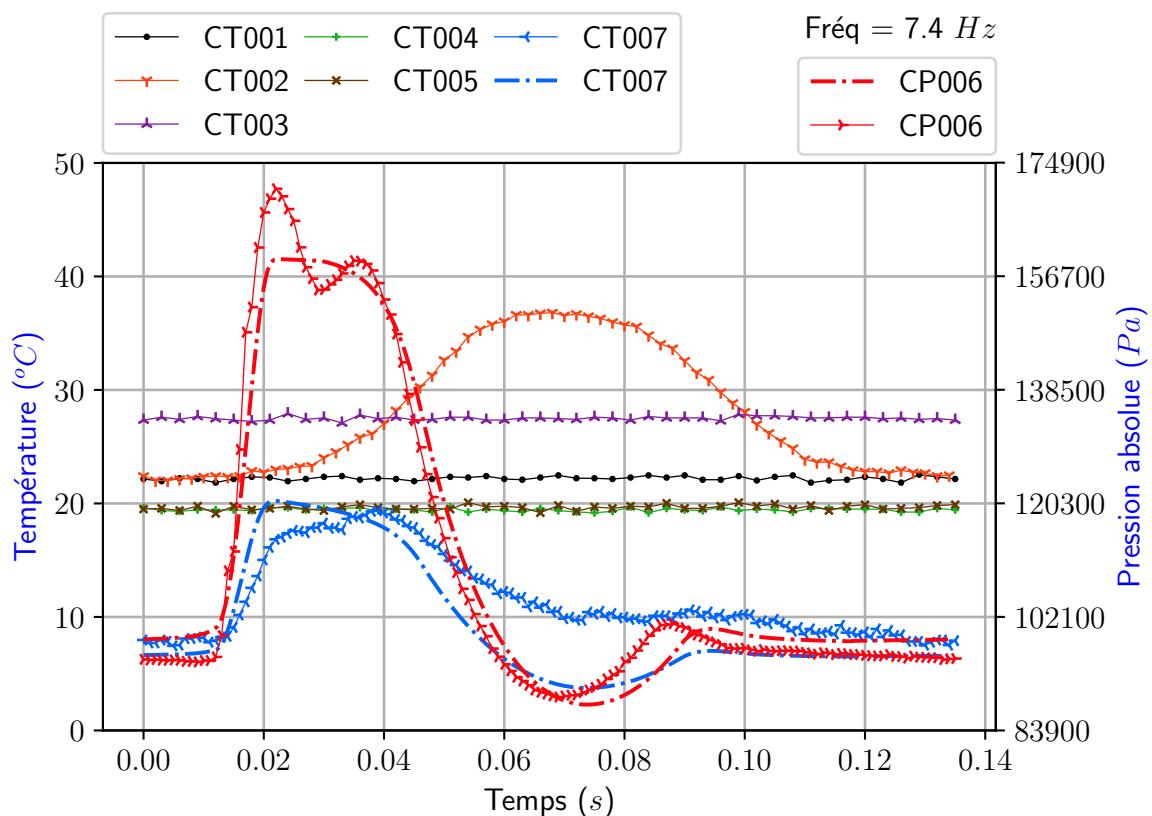


FIGURE 5.40 – Évolutions temporelles expérimentales de la pression du détendeur ainsi que des températures à l'atmosphère (CT001), au compresseur (CT002), au refoulement compresseur (CT003), en sortie de cuve (CT004), en sortie de réchauffeur (CT005) et dans l'enceinte de détente (CT006) pour un cycle à 7,4 Hz.

Pour cet essai illustré en figure 5.41, la force maximale atteinte est proche de 1000 N principalement avec le détendeur et le vérin de rappel avec 600 N et 300 N. La force minimale est d'environ -800 N avec 400 N correspondant à la force de raideur des soufflets et $-700 \text{ N} \cdot 0,48 = -340 \text{ N}$ pour le compresseur.

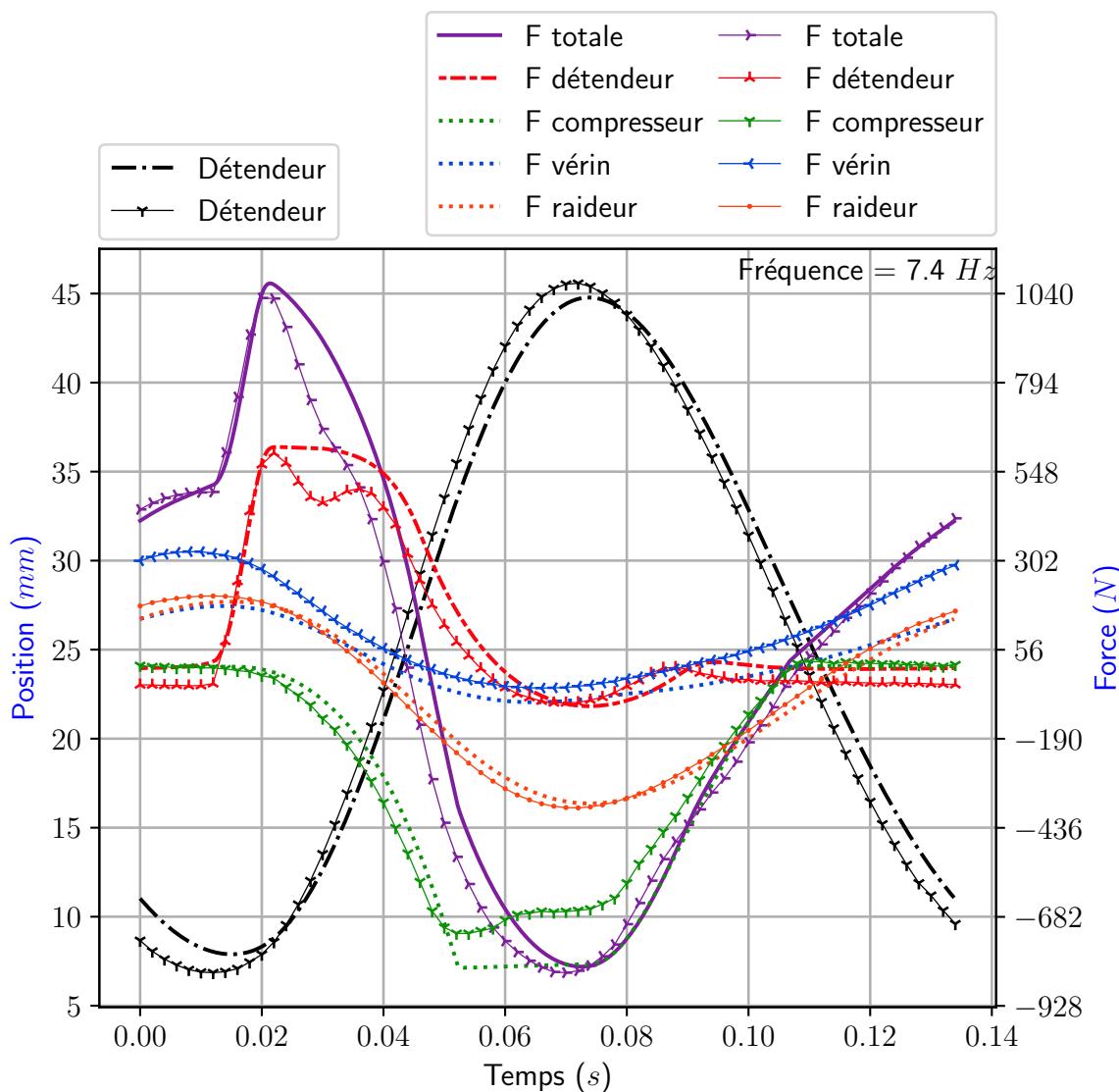


FIGURE 5.41 – Évolutions temporelles de la position du détendeur et des forces instantanées au détendeur, au compresseur, du vérin et de la raideur du système complet plus de la gravité pour un cycle à 7,4 Hz.

Finalement, les puissances obtenues figure 5.42 montrent un bon accord avec la simulation dont une puissance maximale et minimale d'environ 500 W et -500 W.

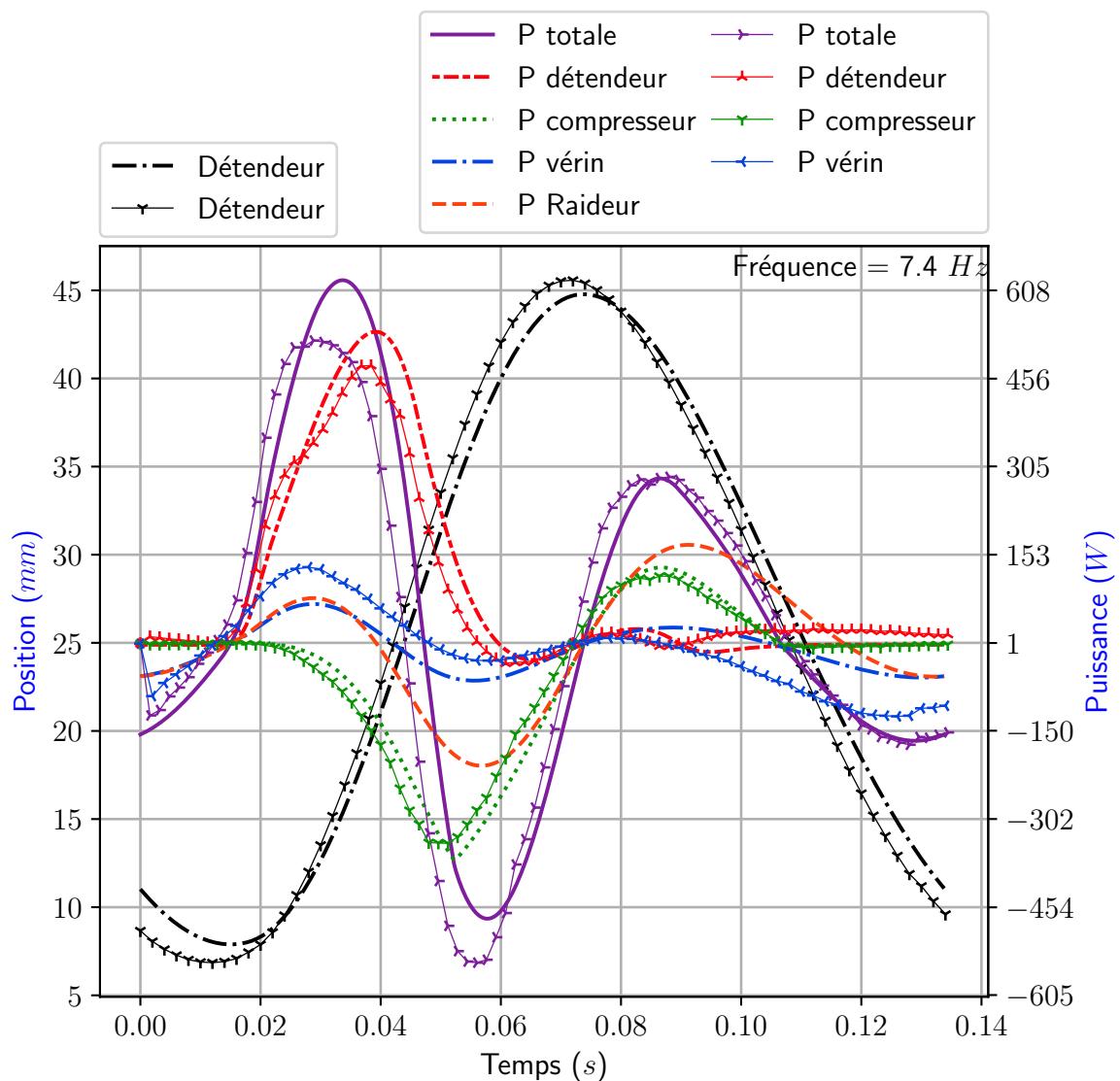


FIGURE 5.42 – Évolutions temporelles de simulation et expérimentales des puissances instantanées au compresseur et au détendeur pour un cycle à 7,4 Hz.

5.3.2/ ESSAI À 160 °C

Les paramètres de simulation et d'expérimentation pour les courbes présentées dans cette section sont consignés dans le tableau 5.15 et 5.16.

Détendeur		Compresseur		Vérin	
Variable	Valeur	Variable	Valeur	Variable	Valeur
P_{ed}	163 000 Pa	P_{sc}	170 000 Pa	P_{vsup0}	75 000 Pa
T_{ed}	160 °C	T_{ec}	22 °C	P_{vinf0}	90 000 Pa
k_d	1,1	k_c	1,1	k_v	1,4
D_d	113 mm	D_c	113 mm	D_v	50 mm
K	$x_d \cdot (-15118) + 308,09$	$\frac{L_c}{L_d}$	0,475	D_{av}	20 mm
V_{md}	$89 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mc}	$93 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mv}	$236 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
C_{Dsadm}	0,75	C_{Dcadm}	0,8	$D_{orifice}$	6 mm
C_{Dsech}	0,85	C_{Dcech}	0,8	C_{maxv}	100 mm
D_{sadm}	33 mm	S_{cadm}	$8,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	C_{Dv}	0,95
D_{sech}	0,038 m	S_{cech}	$4,02 \times 10^{-4} \text{ m}^2$		
M_d	14 kg	M_c	9 kg		
t_{adm}	17 ms				
AOE	42 mm				
AFE	20 mm				
AOA	11 mm				
C_d	47,5 mm				

TABLE 5.15 – Paramètres de simulation du moteur complet à 160 °C.

Détendeur		Compresseur		Vérin	
Variable	Valeur	Variable	Valeur	Variable	Valeur
P_{ed}	175 000 Pa	P_{sc}	190 000 Pa	P_{vsup0}	75 000 Pa
T_{ed}	160 °C	T_{ec}	22 °C	P_{vinf0}	90 000 Pa
D_d	113 mm	D_c	113 mm	D_v	50 mm
C_d	47,5 mm	$\frac{L_c}{L_d}$	0,475	D_{av}	20 mm
V_{md}	$89 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mc}	$93 \times 10^{-6} \text{ m}^3$	V_{mv}	$236 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
D_{sadm}	33 mm	S_{cadm}	$8,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	$D_{orifice}$	0,006 m
D_{sech}	38 mm	S_{cech}	$4,02 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	C_{maxv}	100 mm
M_d	14 kg	M_c	9 kg		
t_{adm}	25 ms				
AOE	35 mm				
AFE	15 mm				
AOA	4 mm				
$tAOA$	10 ms				

TABLE 5.16 – Paramètres expérimentaux du moteur complet à 160 °C.

Dans cet essai, les réchauffeurs ont permis d'atteindre une température en sortie de ligne d'environ 450 °C au maximum. Après exploitation des nombreux cycles, il n'a jamais été trouvé une température dans l'enceinte supérieure à environ 160 °C. Le graphique illustré figure 5.43 montre l'écart obtenu pour un cycle à 6,6 Hz dont les températures d'entrée et de sortie des réchauffeurs sont respectivement de 6 °C et 360 °C. On constate que malgré un temps de chauffe important (d'environ une heure) et l'isolation des tuyauteries, la température admise dans l'enceinte est inférieure d'environ 200 °C. Après quelques calculs, la chute de température serait principalement liée à l'échange thermique entre le fluide et le bloc culasse. En effet, au regard des débits et de la chaleur massique de l'air, l'énergie transportée par le fluide est assez faible. La puissance théorique calculée pour abaisser la température de 300 °C est d'environ 450 W. Cette problématique est similaire à celle déjà identifiée par [Kazimierski et al., 2016b] dont le détail est présenté au chapitre 2.

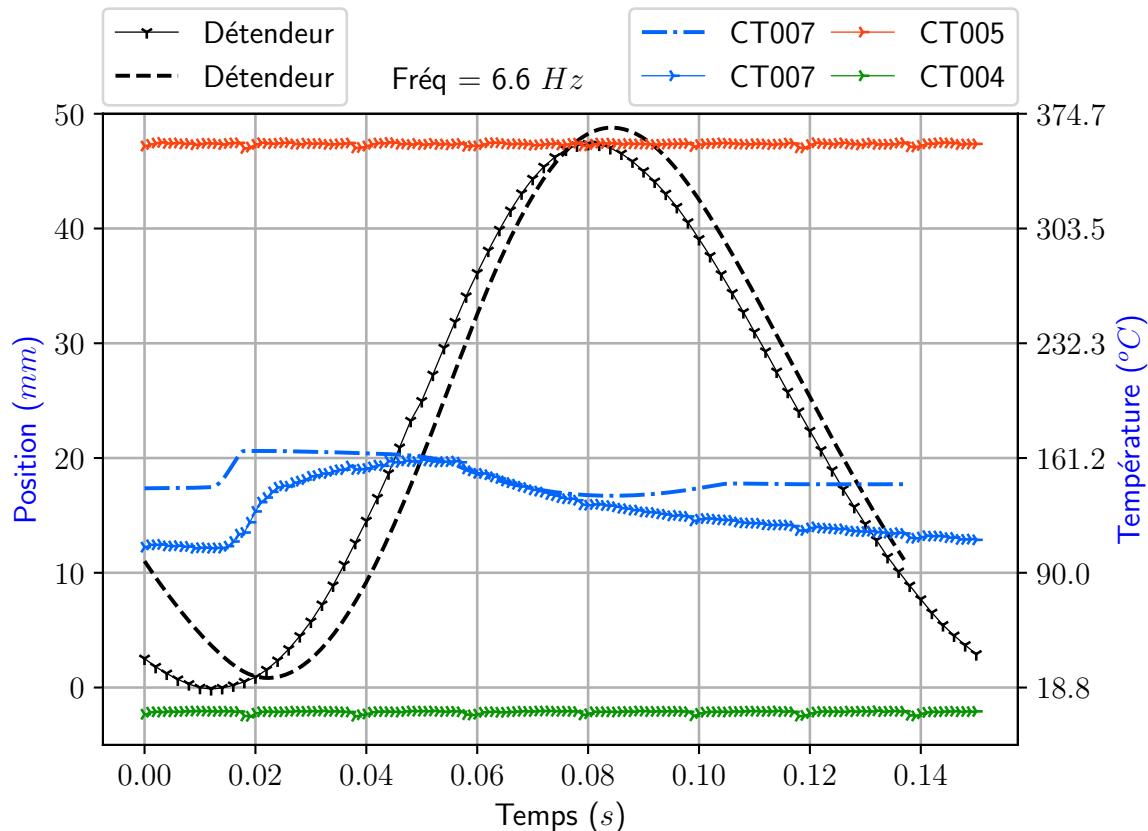


FIGURE 5.43 – Évolutions temporelles par simulation et expérimentales de la position et de la température du détendeur pour un cycle à 6,6 Hz et à température d'admission détendeur de 150 °C.

Si l'on s'intéresse plus particulièrement au volume d'air situé dans le détendeur, on constate à partir du graphique en figure 5.44 que la température de fin de cycle est inférieure de plus de 30 °C. La simulation numérique utilise le coefficient polytropique pour déterminer les variations de pression et de température dans l'enceinte. Pour la phase de détente, cela correspond bien avec l'expérience. Toutefois, au cours de la phase d'échappement, la température expérimentale continue de diminuer, car un flux de chaleur existe toujours entre le gaz et les parois du soufflet. Le modèle ne montre pas ce phénomène, car aucune équation le modélisant n'est intégrée. Pour obtenir un modèle encore plus complet et fidèle en particulier lorsque la température augmente ; il faut impérativement prendre en considération ce flux de chaleur. Des essais expérimentaux à d'autres températures seraient idéaux pour déterminer une loi de type $Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^c$ dédiée à cette configuration de moteur à soufflet.

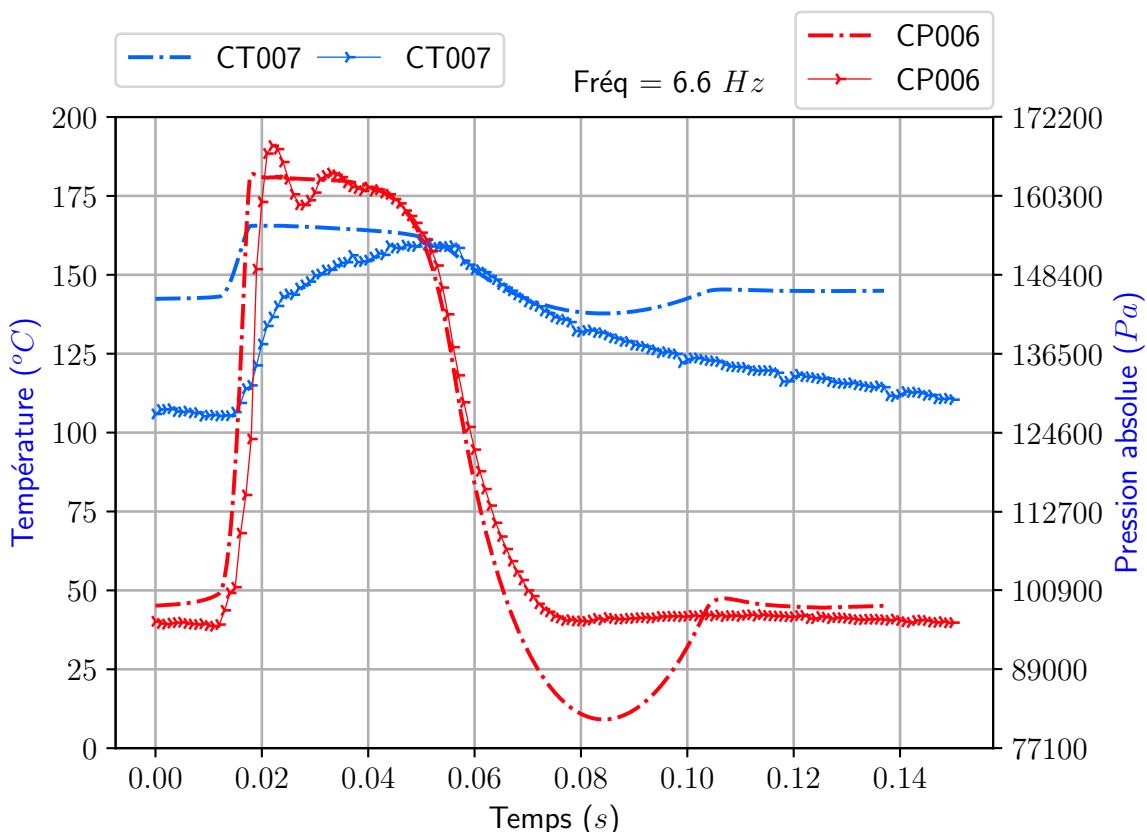


FIGURE 5.44 – Évolutions temporelles par simulation et expérimentales de la pression et de la température du détendeur pour un cycle à 6,6 Hz et à température d'admission détendeur de 150 °C.

5.4/ CONCLUSION

Dans ce chapitre de nombreux essais expérimentaux ont été comparés avec les données de la simulation numérique. Une première étape a permis de confirmer le choix de la valeur du coefficient polytropique k , la méthodologie de calcul des rendements isentropiques, isothermiques et de la densité de flux de chaleur. Ensuite, une comparaison a été faite entre les résultats présentés dans la partie « Résultats typiques » du chapitre 3.7 et 4.2 pour un essai de référence. Un très bon accord entre la simulation et l'expérience a été trouvé. Pour confirmer ce dernier, un essai à une pression de 200 kPa a été présenté. Les données de l'expérience confirment à nouveau les résultats de la simulation. Une analyse de l'impact du refroidissement de la compression a aussi été faite et a mis en évidence la diminution de la température de compression dès lors que de l'eau était injectée. Enfin, un couplage fluide du moteur a été présenté afin de déterminer les pertes de charge et les chutes de température du compresseur jusqu'au détendeur. Puis, un essai a été présenté lorsque les réchauffeurs étaient en fonctionnement avec une température de sortie de 360 °C. Une diminution importante de la température consécutive à un échange thermique conséquent dans la culasse a été constatée. De plus, cet essai a mis en évidence une lacune du modèle dans la caractérisation du flux thermique en dehors des phases de détente. L'ajout d'une équation d'échange dans le soufflet est alors indispensable pour prendre en considération ces phénomènes et suivre alors l'évolution expérimentale.

6

CONCLUSION GÉNÉRALE ET PERSPECTIVES

6.1/ CONCLUSION

Dans ce manuscrit, nous avons d'abord présenté, dans un premier chapitre, l'état de l'art des différentes technologies de conversion d'énergie. Un focus a été fait sur les Moteurs à Apport de Chaleur Externe de type Ericsson pour permettre de replacer les inventions de John Ericsson dans l'histoire, ainsi que pour situer la branche dans laquelle se situe la technologie du moteur développé. Ce sont majoritairement des études théoriques dont une minorité font l'objet de confrontations avec des expériences. Quelques prototypes sont toutefois construits avec plus ou moins de succès, en fonction des choix technologiques. A ce jour, la littérature ne fait pas état de moteurs Ericsson en service, hors laboratoires. Notre travail avait pour objectif de contribuer à améliorer la modélisation de ces moteurs, pour faciliter leur conception et améliorer leurs performances.

Le second chapitre a concerné le développement d'un modèle dynamique numérique simulant le comportement du moteur Ericsson. Le modèle a été basé sur le couplage des équations de la thermodynamique et de la mécanique. Les écoulements au travers des soupapes et des clapets sont généralement le point dur de toute modélisation étant donnée la difficulté à résoudre le système d'équation de Naviers Stockes en présence d'écoulements instationnaires, compressibles et turbulents. Dans le code de calcul, les écoulements ont été approximés à l'aide d'un modèle à zéro dimension qui repose sur l'équation de Barré-de-Saint-Venant largement utilisée dans les études théoriques issues de la littérature. Les neufs équations différentielles couplées du premier ordre ont été résolues par une méthode itérative de Runge-Kutta programmée en langage Python. Nous avons recherché les paramètres de simulations permettant d'obtenir un essai de référence qui était techniquement réalisable par le moteur (gamme de pressions, températures, courses). L'essai de référence qui a été choisi, dans la suite des travaux du manuscrit, présentait un taux de compression égal à 1,55. Les résultats obtenus ont permis de valider la décomposition d'un cycle en différentes phases (admission, détente, échappement, recompression), mais également de définir les efforts mécaniques en jeu pour chaque ensemble (compresseur, détendeur, vérin). La variation de certains paramètres de simulation a permis de comprendre comment les résultats sont modifiés.

Nous avons démontré que le caractère proche d'un oscillateur mécanique rend certains paramètres très influents sur les résultats. Par exemple, le profil de position de l'enceinte et la puissance ont été significativement impactés par le temps d'injection de la soupape d'admission par variation de la charge mécanique, qu'elle soit liée au rapport de levier, au taux de compression, voire à une génératrice électrique. Il était donc primordial de s'assurer, autant que possible, du crédit que l'on pouvait accorder aux paramètres d'entrées du modèle.

Logiquement, le troisième chapitre a été consacré au développement et à la construction du banc d'essais à soufflets, afin d'obtenir un point de repère expérimental nécessaire pour affiner l'étude par simulation numérique. La cinématique du moteur est constituée d'un compresseur relié au détendeur par l'intermédiaire d'un bras de levier, permettant de diminuer l'effort de compression, lors de la phase de détente. Ce système a également l'avantage de faire varier la cylindrée entre les enceintes. Un dispositif de type réchauffeur électrique de 4800 W a été adjoint au banc d'essais, en amont du détendeur, dans le but d'augmenter la température de l'air d'admission. Une caractérisation des volumes morts des enceintes était nécessaire afin de définir une loi de la variation de volume en fonction de la course, où l'incertitude a été estimée à 3 cm^3 pour une cylindrée totale d'environ 600 cm^3 . De plus, la masse de gaz contenue dans les enceintes devait être parfaitement maîtrisée. Une analyse expérimentale des fuites de fluides menée pour les deux enceintes, a montré qu'elles étaient négligeables au regard de la masse de fluide du système (0,783 % dans le cas le plus défavorable). Afin d'obtenir les variations transitoires au cours des essais, le banc a été instrumenté avec des capteurs de pression, de force, de débit, de déplacement et des microthermocouples. Toute mesure étant entachée d'erreurs, le calcul des incertitudes relatives à l'instrumentation a été réalisé (le niveau de confiance choisi est égal à 95,45 %). Nous avons développé un ensemble de programmes d'acquisition et de traitement des données en temps réel sous LabVIEW et Python (post-traitement).

La cinématique du moteur est avant tout définie par les lois d'ouvertures et de fermetures des soupapes présentes au détendeur. Les soupapes ont été actionnées par des vérins pneumatiques eux-mêmes pilotés par un circuit logique programmable (FPGA), à partir d'un code de commande réalisé à l'aide du logiciel LabVIEW. Cette technique dite « camless » (sans arbre à cames) a rendu possible l'étude d'une multitude de combinaisons d'avances ou de retards, tant à la fermeture qu'à l'ouverture des soupapes. La structuration d'un cycle moteur en trois étapes (admission, détente, échappement) a été implémentée dans le code de calcul. En fonction du besoin, la commande du moteur peut s'effectuer avec un contrôle de la position de l'enceinte de détente et un contrôle temporelle entre chaque étape. Comme il n'était pas possible de définir le premier jeu de paramètres de façon aléatoire, sans risques de casses mécaniques, les paramètres ont donc, dans un premier temps, été définis avec ceux configurés dans la partie simulation lors d'un essai de référence. Les essais ont montré que la stabilité du fonctionnement est précaire et rend alors difficile l'étude paramétrique directement sur le banc d'essais sans risquer des chocs en butée répétitifs. Il a ensuite été possible d'obtenir les premiers essais qui ont permis de valider le fonctionnement du dispositif de contrôle / commande avec une admission d'air comprimé à température ambiante.

Les essais, réalisés à un taux de compression de 1,55, ont mis en évidence des oscillations de pression de type résonance de Helmholtz au sein des enceintes. Ces phénomènes étaient notamment identifiés dans le diagramme indicateur lors de la phase de détente par la génération d'une boucle résultant de ces successions de compressions et détentes.

Finalement, le dernier chapitre a été consacré à la comparaison des résultats théoriques et expérimentaux obtenus. Une première étape a consisté à définir les coefficients polytropiques de détente et de compression dont la valeur retenue est d'environ 1,1. Puis, il a été montré que la caractérisation de l'échange thermique entre le gaz et la paroi est très difficilement réalisable. C'est pourquoi, nous avons utilisé une méthode indirecte afin de remonter à la densité de flux thermique au travers des parois des enceintes. Il a fallu définir la méthode de calcul de la surface d'échange des soufflets, ce qui a permis d'obtenir une loi d'évolution en fonction de la position de la bride anti-volume mort dans le volume de contrôle. Une confrontation a ensuite été détaillée entre les résultats théoriques et expérimentaux initialement présentés dans leur chapitre respectif. Cette comparaison a montré un très bon accord en termes de dynamique de fonctionnement du moteur (pression, déplacement, volume), mais aussi en termes de densité de flux thermique aux parois des enceintes. Le modèle a alors été validé par une seconde comparaison pour un taux de compression égal à 2. Il a donc été possible de déterminer un point de fonctionnement à l'équilibre (sans puissance excédentaire) pour une pression de service de 180 kPa et une température de 450 °C. Un système de refroidissement de la compression par injection d'eau a ensuite été ajouté au banc d'essais, diminuant ainsi l'énergie de compression. La température au cours de la compression était alors toujours inférieure au cas sans injection. L'avant dernier essai a été obtenu dans une configuration où les enceintes sont couplées de manière fluidique, ce qui a mis en avant une estimation des pertes de charge de l'ensemble du banc d'essais et des niveaux de température. Enfin, pour le dernier essai, les réchauffeurs électriques ont été mis en fonctionnement afin de tester l'influence de la température à l'admission avec une valeur maximale en entrée de 450 °C. L'analyse des données a prouvé qu'une importante quantité de chaleur est alors transmise à la culasse ce qui réduisait alors la température effective dans l'enceinte à seulement 160 °C au mieux.

6.2/ PERSPECTIVES

La comparaison entre l'expérience et la théorie a montré que la modélisation des transferts thermiques était un point d'amélioration significatif pour la prédiction de la température pendant les évolutions thermodynamiques. Le caractère particulier du système à soufflet nécessite la mise en place d'une étude focalisée sur les échanges thermiques pariétaux, à l'aide de méthodes optiques par exemple. En effet, l'utilisation d'une méthode optique de type Particle Image Velocimetry (P.I.V.) permettrait de mesurer les vitesses de fluide en proche paroi de cylindre. Le dépôt de capteurs de température sous forme de couches minces nous donnerait la possibilité de mesurer les températures des parois interne et externe lors de la déformation du soufflet aux cours des différentes phases du cycle moteur. Ainsi, ces mesures de vitesses de fluide et de températures pariétales des soufflets couplées à celles des pressions et températures du fluide nous permettraient de calculer les coefficients d'échange convectif instationnaires et moyens au cours des différentes phases du cycle du M.A.C.E. Concernant le banc d'essais, au regard des diagrammes indicateurs, il apparaît primordial de diminuer autant que possible les volumes morts des soufflets qui sont induits par leur géométrie particulière. Ces derniers grèvent alors les performances du moteur, tant au compresseur qu'au détendeur. Aussi, l'analyse des données en température a mis en exergue la faible quantité d'énergie disponible dans l'air d'admission qui est alors dissipée aux parois de la culasse et induit une diminution importante de la température avant d'être admise dans l'enceinte. Il n'a donc pas été possible d'obtenir des résultats expérimentaux du moteur en stade 3 (sans apport d'air extérieur au moteur). Une barrière thermique peut être envisagée à l'aide de traitements de surface spécifiques, voire ajouter un système de recirculation du fluide à l'aide d'un circulateur, comme certains auteurs le propose, au prix d'une consommation d'auxiliaire supplémentaire. Par ailleurs, une étude de vieillissement des soufflets en température est à considérer, car l'absence de rupture mécanique dans le cadre de ces travaux ne valide pas pour autant la fiabilité de cette solution à long terme.

BIBLIOGRAPHIE

- [Adair et al., 1972] Adair, R. P., Qvale, E. B., et Pearson, J. T. (1972). **Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors**. Dans *International Compressor Engineering Conference*, page Paper 86, Purdue.
- [Alaphilippe et al., 2007] Alaphilippe, M., Bonnet, S., et Stouffs, P. (2007). **Low Power Thermodynamic Solar Energy Conversion : Coupling of a Parabolic Trough Concentrator and an Ericsson Engine**. Vol. 10 :37–45.
- [Andersson et al., 2015] Andersson, C., et Führer, C. (2015). **Assimulo : A unified framework for ODE solvers**. *Mathematics and Computers in Simulation*, 116 :26–43.
- [Barré de Saint-Venant, 1882] Barré de Saint-Venant (1882). **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.** pages 94, 904–909, 1004–1008, 1139–1144. Comptes Rendus des Séances de l'Académie des Sciences. Paris.] 94, 904-909, 1004-1008, 1139-1144., Paris, comptes rendus des séances de l'académie des sciences édition.
- [Barré de Saint-Venant et al., 1883] Barré de Saint-Venant, et Flamant (1883). **Des vitesses que prennent, dans l'intérieur d'un vase, les divers éléments d'un liquide pendant son écoulement par un orifice inférieur, et des moyens simples qui peuvent être employés pour déterminer très approximativement les restes numériques de séries doubles peu convergentes.** pages 97, 1027–1031, 1105–1111. Comptes rendus des séances de l'académie des sciences. paris édition. JFM 15.0839.01.
- [Bazarov, 1989] Bazarov, I. P. (1989). **Thermodynamique**. Mir.
- [Bonnet, 2005] Bonnet, S. (2005). **Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur STIRLING et d'un moteur ERICSSON**. Thèse, Université de Pau et des Pays de l'Adour.
- [Bordjane, 2013] Bordjane, M. (2013). **Modélisation et caractérisation dynamique des circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne.** Thèse, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran, Oran.
- [Bosch, 2015] Bosch (2015). **Guidages à billes sur arbres**. Guide technique, Bosch.
- [Bryon, 2011] Bryon, B. (2011). **Machine Thermique à Cyclindrée Variable**. Brevet, FR2972481A1, Belfort.
- [Brzeski et al., 2001] Brzeski, L., et Kazimierski, Z. (2001). **Experimental investigation of externally heated valve engine model.** A - Journal of Power and Energy(215) :487–494.
- [Cartigny et al., 2016] Cartigny, T., Doubs, M., Pasteur, P., Mille, M., et Ranc, P. (2016). **ENERGINE Système de Micro-Cogénération à Cyclindrée Variable**. Présentation Journée microcogénération, C.N.A.M. de Paris.

- [Chandrasekhar, 1939]** Chandrasekhar, S. (1939). **An Introduction to the Study of Stellar Structure.** University of Chicago Press.
- [Charki et al., 2012]** Charki, A., Louvel, D., Renaot, E., Michel, A., et Tiplica, T. (2012). **Incertitudes de mesure. Tome 1, Applications concrètes pour les étalonnages.** EDP sciences, Les Ulis, France.
- [Clausius, 1850]** Clausius, R. (1850). **Mechanical theory of heat.** Mac Milan and co, London.
- [Coney et al., 2002]** Coney, M. W., Stephenson, P., Malmgren, A., Linnemann, C., Morgan, R. L., Richards, R. A., Huxley, R., et Abdallah, H. (2002). **Development Of A Reciprocating Compressor Using Water Injection To Achieve Quasi- Isothermal Compression.** Dans *International Compressor Engineering Conference*, Purdue.
- [Creyx, 2014]** Creyx, M. (2014). **Étude Théorique et Expérimentale d'une Unité de Micro-Cogénération Biomasse Avec Moteur Ericsson.** Thèse, Communauté d'universités et d'établissements Lille Nord de France, Valenciennes.
- [Dellali et al., 2019]** Dellali, E., Bégot, S., Lanzetta, F., Gavignet, E., Rauch, J. Y., et Chutani, R. (2019). **Pressure drop analysis of oscillating flows through a miniature porous regenerator under isothermal and nonisothermal conditions.** *Experimental Thermal and Fluid Science*, 103 :394–405.
- [Destoop, 1989]** Destoop, T. (1989). **Compresseurs volumétriques.** Numéro B 4 220 dans Techniques de l'ingénieur. Techniques de l'ingénieur édition.
- [Dinescu, 2010]** Dinescu, D. (2010). **Modélisation Des Moteurs Thermiques Pour l'évaluation Des Stratégies de Contrôle Moteur.** Thèse, Nantes, Université de Nantes.
- [Disconzi et al., 2012]** Disconzi, F. P., Deschamps, C. J., et Pereira, E. L. L. (2012). **Development of an In-Cylinder Heat Transfer Correlation for Reciprocating Compressors.** Dans *International Compressor Engineering Conference, Paper 2209*, Purdue.
- [Diu et al., 2007]** Diu, B., Guthmann, C., Lederer, D., et Roulet, B. (2007). **Thermodynamique.** Hermann édition.
- [Doubs, 2019]** Doubs, M. (2019). **Étude des moteurs à apport de chaleur externe de type Ericsson. Confrontation théorique et expérimentale dans une enceinte de détente à piston libre.** Thèse en cours, Université Bourgogne Franche-Comté.
- [Doubs et al., 2015a]** Doubs, M., Layes, G., Nika, P., Lanzetta, F., Gavignet, E., Mille, M., et Bryon, B. (26 au 29 mai 2015a). **Confrontation des résultats théoriques et expérimentaux d'un système de détente de M.A.C.E.** Dans *Congrès Français de Thermique 2015*, page 9, La rochelle.
- [Doubs et al., 2015b]** Doubs, M., Layes, G., Nika, P., Lanzetta, F., Gavignet, E., Ranc, P., Mille, M., et Bryon, B. (2015b). **Experimental study of the use of metal bellows as an Ericsson Engine Expansion Chamber.** Dans *International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation, and Environmental Impact Of Energy Systems.*, page 9, Pau, France.
- [Ericsson, 1833]** Ericsson, J. (1833). **The Caloric Engine Invented by J. ERICSSON.** Brevet n°588, Jobbins and Chef- 2580 fins, printers, lithographics &c. Warwick Court, Holborn.
- [Ericsson, 1851]** Ericsson, J. (1851). **Improvement in Air-Engines.** Brevet n°8481.
- [Ericsson, 1856]** Ericsson, J. (1856). **Air-Engine.** Brevet n°14690.

- [Ericsson, 1858]** Ericsson, J. (1858). **Air-Engine**. Brevet n°22281.
- [Ericsson, 1860]** Ericsson, J. (1860). **Air-Engine**. Brevet n°30306.
- [Faisandier, 2006]** Faisandier, J. (2006). **Mécanismes hydrauliques et pneumatiques**. Dunod.
- [Favrat, 2015]** Favrat, D. (2015). **Energy Conversion and Exergy**. Conférence invitée, Université de Franche-Comté, Belfort.
- [François, 2011]** François, P. (2011). **Contribution à la modélisation électromagnétique d'un générateur linéaire à induction appliquée à un micro-cogénérateur Stirling à piston libre**. Thèse, Ecole Normale Supérieure de Cachan, Cachan.
- [Fryer, 1973]** Fryer, B. C. (1973). **Design, Construction, and Testing of a New Valved, Hot-Gas Engine**. PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology.
- [Fula Rojas, 2015]** Fula Rojas, M. A. (2015). **Modélisation Thermique, Thermodynamique et Expérimentation d'un Moteur Ericsson à Air Chaud à Cycle de Joule**. Thèse, Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau, France.
- [Gum, 2008]** Gum (2008). **Évaluation des données de mesure — Guide pour l'expression de l'incertitude de mesure**. Rapport technique JCGM 100 :2008(F) GUM 1995.
- [Hohenberg, 1979]** Hohenberg, G. F. (1979). **Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations**. SAE Technical Paper 790825, SAE International, Warrendale, PA.
- [Horedt, 2006]** Horedt, G. P. (2006). **Polytropes : Applications in Astrophysics and Related Fields**. Springer Science & Business Media.
- [Hussey, 2000]** Hussey, J. (2000). **The Development of a Prototype External Heat Engine Bases on the Ericsson Cycle**. PhD thesis, University of Cape Town, Afrique du Sud.
- [Isshiki et al., 1970]** Isshiki, N., et Nishiwaki, N. (1970). **STUDY ON LAMINAR HEAT TRANSFER OF INSIDE GAS WITH CYCLIC PRESSURE CHANGE ON AN INNER WALL OF A CYLINDER HEAD**. Dans *International Heat Transfer Conference 4*. Begel House Inc.
- [Jacobs et al., 2016]** Jacobs, G. G., et Liebenberg, L. (2016). **The influence of timed coolant injection on compressor efficiency**. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 18 :175–189.
- [Kazimierski et al., 1995]** Kazimierski, Z., Brzeski, L., et Wojewoda, J. (1995). **Thermodynamical cycle of a new type of externally heated engine**. Rapport technique, J. Pol. Acad. Sci.
- [Kazimierski et al., 2011]** Kazimierski, Z., et Wojewoda, J. (2011). **Externally heated valve air engine with two small heaters operating alternatively**. *Zeszyty Naukowe. Cieplne Maszyny Przewiewowe - Turbomachinery / Politechnika Łódzka*, nr 140 :105–114.
- [Kazimierski et al., 2016a]** Kazimierski, Z., et Wojewoda, J. (2016a). **Externally Heated Valve Engine : A New Approach to Piston Engines**. OCLC : 930996745.
- [Kazimierski et al., 2016b]** Kazimierski, Z., et Wojewoda, J. (2016b). **Newly developed 2-stroke EHVE**. pages 55–90.
- [Kutta, 1901]** Kutta, W. (1901). **Beitrag zur näherungsweisen Integration totaler Differentialgleichungen**. PhD thesis, B.G Teubner, Leipzig. OCLC : 493965375.

- [Lallemand, 2003]** Lallemand, A. (2003). **Compression et détente des gaz ou des vapeurs**. Numéro BE 8013 dans Techniques de l'ingénieur. Techniques de l'ingénieur.
- [Lanzetta et al., 2011]** Lanzetta, F., et Gavignet, E. (2011). **Temperature Measurements : Thermoelectricity and Microthermocouples**. *Thermal Measurements and Inverse Techniques*, pages 95–142, CRC Press, Taylor and Francis.
- [Lecomte et al., 2017]** Lecomte, T., FERRERIA DE LA FUENTE, J. F., NEUWAHL, F., CANOVA, M., PINASSEAU, A., JANKOV, I., BRINKMANN, T., ROUDIER, S., et DELGADO SANCHO, L. (2017). **Best Available Techniques (BAT) Reference Document for Large Combustion Plants - Industrial Emissions Directive 2010/75/EU (Integrated Pollution Prevention and Control)**. page 986.
- [Lenoir, 1860]** Lenoir, É. (1860). **Un Moteur Dilaté Par La Combustion Du Gaz de l'éclairage Enflammé Par l'électricité**. Brevet n°43624.
- [Linares et al., 2019]** Linares, P. G., Antolín, E., et Martí, A. (2019). **Novel heterojunction bipolar transistor architectures for the practical implementation of high-efficiency three-terminal solar cells**. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 194 :54–61.
- [Lontsi, 2010]** Lontsi, F. (2010). **Modélisation Dynamique Des Moteurs Thermiques Alternatifs à Apport de Chaleur Externe à Cycle de Joule**, Moteurs Ericsson. Thèse, Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau, France.
- [Mille, 2014]** Mille, M. (2014). **Note interne - Modélisation Scilab**. Rapport technique IND_04ET_005, ASSYSTEM, Belfort.
- [Nelson, 2017]** Nelson, A.-C. (2017). **Mesures de granulométrie par diffraction laser appliquée à des buses de pulvérisation d'eau**. Stage Licence SPI, Thermique et Energétique, Université de Franche-Comté, Belfort.
- [Ngangue et al., 2019]** Ngangue, N., et Keller, M. (2019). **Etude Théorique, Conception, Réalisation et Essai Préliminaire d'un Moteur à Air Chaud à Pistons Liquides**. Thèse, Université de Pau et des Pays de l'Adour.
- [Noble, 2017]** Noble, J. (2017). **Mercedes F1 Engine Hits 'remarkable' Efficiency Target on Dyno**. <https://www.autosport.com/f1/news/131772/mercedes-engine-hits-remarkable-dyno-target>, consultée le 16/05/2019.
- [Perry et al., 1984]** Perry, R. H., et Green, D. W. (1984). Dans *Perry's Chemical Engineers' Handbook 6th Edition*, pages 3–162. Mc Graw Hill professional.
- [Piton, 2011]** Piton, A. (2011). **Contribution à la modélisation unidimensionnelle des soupapes de moteurs à combustion interne. études expérimentale et numérique**. Thèse, Ecole Centrale de Nantes (ECN), Nantes, France.
- [Ranc et al., 2015]** Ranc, P., Deffeuillier, M., Lanzetta, F., et Doubs, M. (24 au 28 août 2015). **Etude numérique et expérimentale des échanges thermiques au sein d'un échangeur de moteur Ericsson soumis à des écoulements pulsés**. Dans *Congrès Français de Mécanique*, page 10, Lyon, France.
- [Ranc et al., 2017]** Ranc, P., Lanzetta, F., Gavignet, E., et Layes, G. (2017). **Étude expérimentale transitoire de capteurs de pression soumis à un écoulement pulsé carré en fonction de la longueur de piquage**. Dans *XIIIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois Sur La Thermique Des Systèmes*, LUSAC Saint-Lô, France.
- [Sassi et al., 2016]** Sassi, O. B., Rojas, M. A. F., Sierra, F. E., et Stouffs, P. (2016). **Températures instantanées dans le cylindre de compression d'un moteur Ericsson**. Dans *Société Française de Thermique*, page 8, Toulouse.

- [**Stirling, 1816**] Stirling, R. (1816). **The Economiser**. Brevet n°4081.
- [**Taillet et al., 2018**] Taillet, R., Villain, L., et Febvre, P. (2018). **Dictionnaire de physique**. De Boeck Supérieur.
- [**Tardieu Alaphilippe, 2007**] Tardieu Alaphilippe, M. (2007). **Recherche d'un Nouveau Procédé de Conversion Thermodynamique de l'énergie Solaire, En Vue de Son Application à La Cogénération de Petite Puissance**. Thèse, Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau, France.
- [**Tardieu Alaphilippe et al., 2008**] Tardieu Alaphilippe, M., et Stouffs, P. (3 au 6 juin 2008). **Machines thermiques motrices de petite puissance adaptées à la conversion thermodynamique d'énergie solaire : classification, exemples, perspectives**. Dans *Congrès Français de Thermique 2008*, page 6, Toulouse, France.
- [**Touré, 2010**] Touré, A. (2010). **Etude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermodynamique de l'énergie solaire ou pour micro-cogénération**. Thèse, Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau, France.
- [**von Helmholtz, 1885**] von Helmholtz, H. (1885). **On the Sensations of Tone as a Physiological Basis for the Theory of Music**. Longmans, Green, London, 2nd english ed. / translated, throughly rev. and corrected, rendered conformable to the 4th (and last) german ed. of 1877, with numerous additional notes and a new additional appendix bringing down information to 1885, and especially adapted to the use of music students by alexander j. ellis. édition. Open Library ID : OL2668992M.
- [**Witzenmann, 2010**] Witzenmann (2010). **Le Manuel Des Soufflets Métalliques**. Documentation technique Witzenmann, Documentation technique Witzenmann.
- [**Woschni, 1967**] Woschni, G. (1967). **A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine**. SAE Technical Paper 670931, SAE International, Warrendale, PA.
- [**Young, 2019**] Young, E. (2019). **Stirling's Hot Air Engine, c. 1816. — Science Museum Group Collection**. <https://collection.sciencemuseum.org.uk/objects/co61993>, consulté le 15/04/2019.
- [**Zhang et al., 2016**] Zhang, X., Ma, Y., Zou, H., Tao, S., Zhang, Q., et Zhang, E. (2016). **Experimental study : Correcting the calculation formula for a welded metal bellows' effective diameter**. *Sealing Technology*, 2016(10) :7–12.



ANNEXES

A

MÉTHODOLOGIE DE MESURE DU VOLUME MORT

La méthodologie utilisée est la suivante :

- **Positionnement du soufflet au PMH (volume minimum)** : un outil spécifiquement développé visible en figure A.1 permet de modifier précisément le déplacement du soufflet. Celui-ci est initialement réglé pour obtenir le PMH afin que de l'alcool soit injecté dans le volume à l'aide d'une seringue graduée. Le remplissage est atteint lorsque le niveau d'alcool se situe à un point de référence établi au début de la manipulation. Le liquide injecté ici permet de déterminer le volume dit «mort» de l'enceinte considérée.

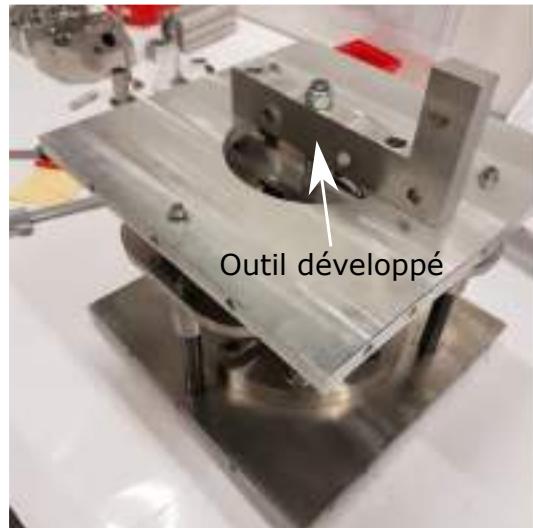


FIGURE A.1 – Outil de maintien de position pour mesurer le volume mort.

- **Déplacement progressif vers le PMB (volume maximum)** : la seconde étape consiste à déplacer le soufflet par pas successifs afin de faire varier le volume du PMH au PMB. La méthodologie est la même à chaque modification, une quantité d'alcool est ajoutée jusqu'au point de référence. Les sous-volumes additionnés indiquent le volume total de cylindrée.
Il est à noter que cette mesure ne permet pas de caractériser l'influence de la pression et de la température, relativement au volume.

B

CALCUL DES INCERTITUDES DE MESURE DES DIFFÉRENTS CAPTEURS

B.1/ INCERTITUDES DE MESURE DES CAPTEURS DE TEMPÉRATURE

Composantes d'incertitudes	u_i en °C
Chaîne étalon	
Dispersion des résultats ($s_{étalon}$)	0,01
Incertitude d'étalonnage (u_{et})	0,01
Incertitude liée à la dérive entre deux raccordement (u_{de})	0,018
Incertitude liée à la reproductibilité (u_{repro})	0,006
Incertitudes liée à la résolution (u_{res})	0,0005
Incertitude sur la détermination de la correction à appliquer entre deux points d'étalonnage (u_{int})	0,003
Origine thermique	
Incertitude liée à l'homogénéité en température du milieu de comparaison (u_{hom})	0,1
Incertitude liée à la stabilité en température du milieu de comparaison (u_{st})	0,1
Incertitude liée aux flux thermiques parasites affectant la sonde étalon ($u_{ftéetalon}$)	Inclus dans $u_{hetchaineéetalon}$
Incertitude liée aux flux thermiques parasites affectant la sonde en étalonnage ($u_{ftchaineenétalonnage}$)	Inclus dans $u_{hetchaineenétalonnage}$
Chaîne à étalonner	
Dispersion des résultats chaine en étalonnage ($s_{chaâneenétalonnage}$)	1
Incertitude liée à la reproductibilité (u_{repro})	0,1
Incertitudes liée à la résolution (u_{res})	0,0176
Incertitude liée au câble de compensation ou d'extension (u_{comp})	0,1
Incertitude de compensation électronique ($u_{compélectronique}$)	0,02
Incertitude de linéarité et d'offset carte NI9220	0,44
Incertitude type composée	1,9
Incertitude élargie (k=2)	3,9

TABLE B.1 – Incertitudes de mesure relatives aux capteurs de température de type thermocouple K, [Gum, 2008], [Charki et al., 2012].

B.2/ INCERTITUDES DE MESURE DES CAPTEURS DE PRESSION

Composantes d'incertitudes	u_i en Pa hors CP00(1/6)	u_i en Pa CP001	u_i en Pa hors CP006
Chaîne étalon			
Incertitudes liées à la non linéarité, l'hystérésis et la répétabilité ($s_{lin,hyst,rép}$)	200	50	250
Incertitude liée à la résolution (u_{res})		0,0003	
Chaîne à étalonner			
Incertitude liée à l'erreur de gain de la chaîne d'acquisition ($s_{err,chainenétalonnage}$)	160	40	200
Incertitude liée à l'erreur d'offset de la chaîne d'acquisition (u_{offset})	16	4	20
Incertitudes liées à la résolution (u_{res})	7,05	1,76	8,81
Incertitude liée à l'erreur de linearité du capteur (u_{lin})	12000	1000	10000
Incertitude type composée	12383	1096	10479
Incertitude élargie (k=2)	24766	2192	20958

TABLE B.2 – Incertitudes de mesure relatives aux capteurs de pression, [Gum, 2008], [Charki et al., 2012].

B.3/ INCERTITUDES DE MESURE DES CAPTEURS DE FORCE

Composantes d'incertitudes	u_i en N CF001	u_i en N CF002	u_i en N CF003
Chaîne étalon			
Incertitudes liées au capteur de pression et la chaîne étalon ($s_{étalon}$)	49	49	49
Chaîne à étalonner			
Incertitude liée à l'erreur de gain de la chaîne d'acquisition ($s_{err_{chaineenétalonnage}}$)	1278,8	151,2	49,1
Incertitude liée à l'erreur d'offset de la chaîne d'acquisition (u_{offset})	63,9	7,6	2,5
Incertitudes liée à la résolution (u_{res})	56,3	7,6	2,5
Incertitude liée à l'erreur de linearité du capteur (u_{lin})	26,5	13,2	5,9
Incertitude type composée	1474	227	108
Incertitude élargie (k=2)	2948	445	218

TABLE B.3 – Incertitudes de mesure relatives aux capteurs de force, [Gum, 2008], [Charki et al., 2012].

B.4/ INCERTITUDES DE MESURE DES CAPTEURS DE DÉPLACEMENT

Composantes d'incertitudes	u_i en mm CD001)	u_i en mm CD002	u_i en mm CD003
Chaîne étalon			
Incertitudes liées à la non linéarité, l'hystérésis et la répétabilité ($s_{lin,hyst,rép}$)		0,029	
Incertitude liée à la résolution (u_{res})		0,029	
Chaîne à étalonner			
Incertitude liée à l'erreur de gain de la chaîne d'acquisition ($s_{err,chainenéetalonnage}$)	0,024	0,024	0,092
Incertitude liée à l'erreur d'offset de la chaîne d'acquisition (u_{offset})	0,002	0,002	0,009
Incertitudes liée à la résolution (u_{res})	0,001	0,001	0,004
Incertitude liée à l'erreur de linearité du capteur (u_{lin})	0,012	0,012	0,025
Incertitude type composée	0,1	0,1	0,2
Incertitude élargie (k=2)	0,2	0,2	0,4

TABLE B.4 – Détail des incertitudes de mesure relatives aux capteurs de déplacement, [Gum, 2008], [Charki et al., 2012].

B.5/ INCERTITUDES DE MESURE DU CAPTEUR DE VOLUME

Composantes d'incertitudes	u_i en $g \cdot s^{-1}$	u_i en cm^3	Volume des enceintes
	CV001		
Incertitude liée à l'erreur de gain de la chaîne d'acquisition (s_{err_c} haineen étalonnage)	0,00017		
Incertitude liée à l'erreur d'offset de la chaîne d'acquisition (u_{offset})	0,00017		
Incertitudes liée à la résolution (u_{res})	0,000001		
Incertitude liée à l'erreur de linearité du capteur (u_{lin})	0,0048		
Incertitude liée à l'erreur de précision (répétabilité) (u_{lin})	0,001		
Incertitude type composée	0,006		2
Incertitude élargie (k=2)	0,012		3

TABLE B.5 – Incertitudes de mesure relatives aux capteurs et aux mesures de volumes, [Gum, 2008], [Charki et al., 2012].

