

# Etude d'une nouvelle configuration de moteur Ericsson à piston liquide libre.

Ryma CHOUDER<sup>1,2</sup>, Pascal STOUFFS<sup>1,\*</sup>, Azzedine BENABDESSELAM<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Université de Pau et des Pays de l'Adour, E2S UPPA, LaTEP, Rue Jules Ferry, BP 7511, 64 075 PAU Cedex.

<sup>2</sup>Laboratoire des Transports Polyphasiques et Milieux Poreux (LTPMP), FGPGM, USTHB, Alger, Algérie

\*(auteur correspondant : [pascal.stouffs@univ-pau.fr](mailto:pascal.stouffs@univ-pau.fr))

**Résumé** - Une nouvelle configuration de moteur Ericsson à piston liquide libre est présentée. Celle-ci est constituée d'un tube en U rempli d'eau dans sa partie inférieure, et dont les deux branches sont fermées par des culasses munies de soupapes. La machine à piston liquide libre s'apparente à un compresseur thermique, l'énergie mécanique utile étant produite dans une machine de détente externe. Une modélisation « intracycle », permettant de déterminer les valeurs instantanées des grandeurs thermodynamiques de ce type de système, montre qu'il est possible de déterminer un jeu de paramètres de dimensionnement et de conduite du système permettant un fonctionnement stable, et dont les performances énergétiques sont intéressantes.

## Nomenclature

$F_p, F_i$	forces de pression, force d'inertie, N	$C$	fermeture soupape
$p$	pression, Pa	$E$	espace de détente
$\dot{Q}$	puissance thermique, W	$e$	soupape de refoulement
$T$	température, K	$H$	échangeur réchauffeur (heater)
$\dot{W}$	puissance mécanique, W	$ind$	indiqué (travail, puissance)
<i>Indices et/ou notations</i>		$O$	ouverture soupape
$a$	soupape d'admission	$R$	échangeur récupérateur
$C$	espace de compression	$T$	machine de détente externe

## 1. Introduction

Ces dernières années, la consommation annuelle d'énergie a augmenté continuellement [1]. De nombreux travaux sont consacrés à la recherche de nouvelles technologies basées sur les énergies renouvelables. Les moteurs à apport de chaleur externe tels que les moteurs Stirling ou Ericsson [2] s'avèrent être une solution technologique pertinente pour la valorisation de l'énergie thermique telle que l'énergie solaire ou la combustion de la biomasse pour produire de l'énergie mécanique ou électrique de faible puissance. Parmi ces systèmes, le Fluidyne, qui est un moteur Stirling à piston liquide inventé en 1969 [3], est intéressant, car il est simple, fiable et peu coûteux. Cependant, il souffre de son mauvais rendement. C'est pourquoi on présente une variante du Fluidyne, dans laquelle les deux extrémités du tube en U contenant le piston liquide sont fermées par des clapets ou des soupapes, de sorte que le système obtenu appartient à la famille des moteurs Ericsson plutôt qu'à celle des moteurs Stirling.

## 2. Configurations possibles de moteurs à piston liquide

Une grande diversité de moteurs à piston liquide peut être envisagée. La présentation de quelques configurations permettra de mettre en évidence les atouts du système retenu dans ce travail.

## 2.1. Les moteurs Stirling à piston liquide

La figure 1 présente la configuration du moteur Fluidyne [4]. Ce moteur entre dans la catégorie des moteurs Stirling à piston libre (FPSE). Depuis l'invention du moteur Fluidyne, différents modèles de machines Stirling à piston liquide ont été développés pour une grande variété d'applications. Il existe trois catégories de moteurs Stirling à piston liquide, à savoir le moteur Fluidyne [5], le moteur à piston liquide thermo-fluidique diphasique [6] et le moteur Stirling à piston solide-liquide hybride [7].

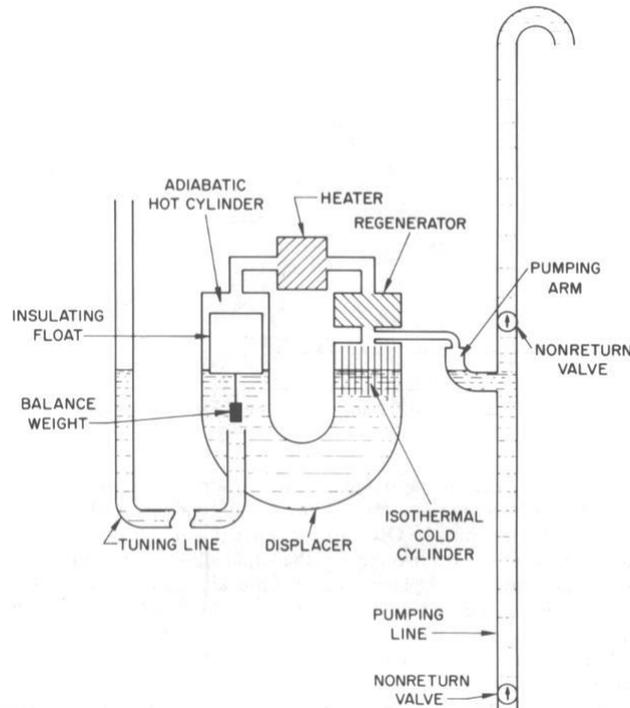


Figure 1 : Le moteur FLUIDYNE [4]

Les moteurs Stirling à piston liquide reposent sur une technologie simple à construire, avec des matériaux à faible coût. Ils sont utilisés pour des applications de pompage ou parfois pour générer de l'électricité à partir de chaleur fatale, d'énergie solaire ou de biomasse. Les avantages de ces moteurs sont leur simplicité, leur fiabilité, leur faible coût et leur capacité à fonctionner avec une faible différence de température. Mais leur principal inconvénient est leur faible puissance, et surtout leur très faible rendement, inférieur à 5% [8], comme le montre la Fig. 2, où les moteurs Stirling à piston liquide sont indiqués par un astérisque.

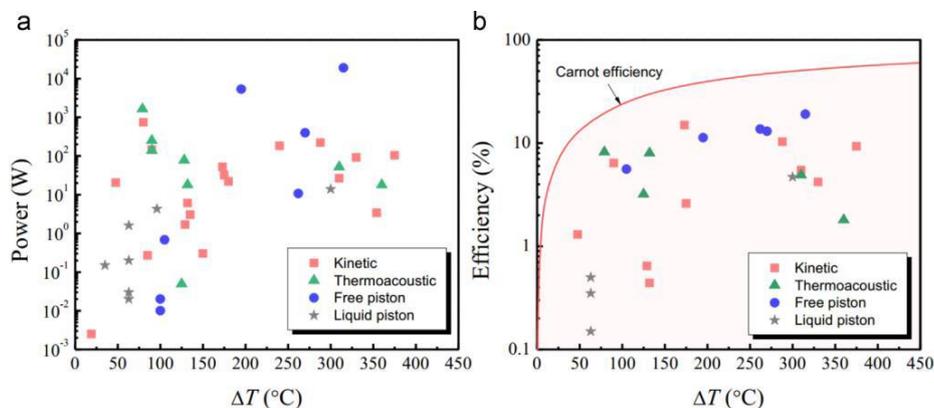


Figure 2 : Résultats expérimentaux (a) de puissance et (b) de rendement des moteurs Stirling [8]

## 2.2. Le moteur Ericsson à piston liquide à double tube en U

La première configuration d'un moteur Ericsson à piston liquide a été proposée par Ndamé [9]. Le moteur est composé de deux tubes en U partiellement remplis d'eau. Les espaces entre la surface d'eau et la culasse délimitent les chambres de compression dans les deux branches du premier tube en U, tandis qu'ils délimitent les espaces de détente dans les deux branches de l'autre tube en U (Fig. 3). Le mouvement des colonnes de fluide dans les tubes en U est lié à des pistons solides reliés à une tige et à un vilebrequin. Cette configuration appartient donc à la catégorie des systèmes hybrides liquide-piston solide avec un mécanisme cinématique pour fixer la position des pistons. Ndamé a proposé d'utiliser des "Bash valves" pour le cylindre de détente, tandis que le cylindre de compression est équipé de clapets automatiques traditionnels. Cette configuration résout le problème d'étanchéité autour des pistons en utilisant des pistons liquides au lieu de pistons mécaniques, ainsi que la complexité due aux soupapes des moteurs Ericsson en utilisant des soupapes actionnées par le piston pour le cylindre de détente.

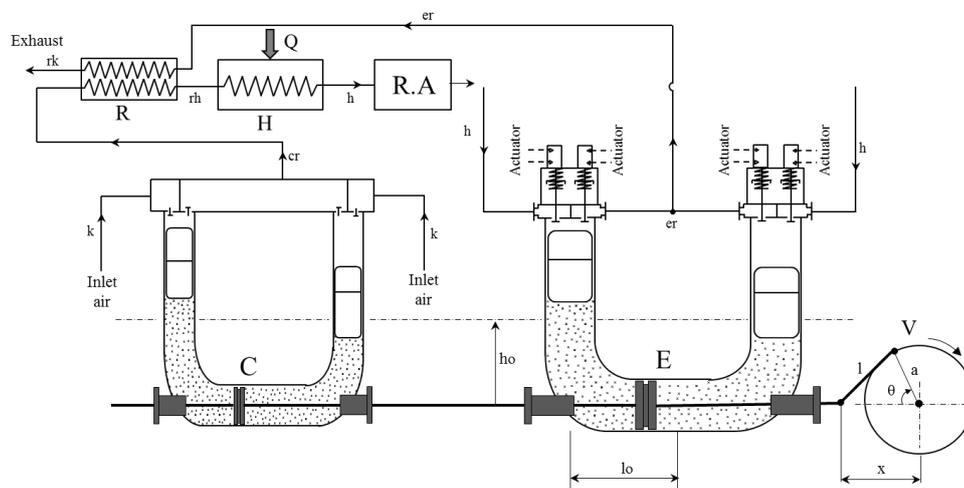


Figure 3 : Le moteur Ericsson à piston liquide à double tube en U proposé par Ndamé [9]

La configuration de Ndamé présente plusieurs avantages. D'une part, elle permet des cylindrées différentes pour les volumes de compression et de détente, comme le montre la figure 3. D'autre part, la compression du fluide de travail dans l'un des espaces de compression est toujours accompagnée simultanément de la détente du fluide dans l'un des espaces de détente. L'inertie du volant attelé au vilebrequin n'a donc pas besoin d'être très importante. Cependant, la nécessité d'une étanchéité autour des tiges reliant les pistons pleins entraîne des pertes mécaniques.

## 2.3. Le moteur Ericsson à piston liquide à simple tube en U

Suite aux travaux de Ndamé, Chouder [10] a proposé une configuration avec un seul tube en U, dont une branche correspond à l'espace de compression, l'autre à l'espace de détente (Fig. 4). Évidemment, cette conception est plus simple que la précédente, mais elle nécessite un volant d'inertie beaucoup plus lourd. En outre, lors de la conception de la machine, on ne dispose plus de la souplesse d'avoir des cylindrées différentes pour l'espace de compression et de détente. Tout au plus peut-on avoir des volumes morts différents. Cette configuration souffre en outre d'un handicap important. En effet, le régime des pressions n'est pas symétrique, de part et d'autre du piston solide. Or, l'étanchéité ne peut être parfaite autour de ce piston qu'au prix de pertes mécaniques importantes. Dans le cas de fuites, même faibles,

autour de ce piston, on observe expérimentalement un déséquilibre progressif des colonnes d'eau dans le tube en U.

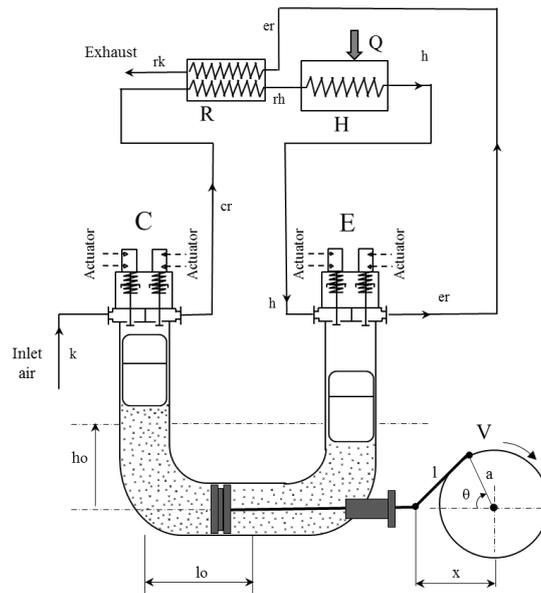


Figure 4 : Le moteur Ericsson à piston liquide à simple tube en U proposé par Chouder [10]

#### 2.4. Le moteur Ericsson à piston liquide libre à simple tube en U

Des études de modélisation [11] ont montré qu'en choisissant des paramètres de conception appropriés, le mécanisme cinématique peut être éliminé, de sorte que le moteur ne comporte qu'un seul piston liquide libre, dont la position instantanée ne dépend plus d'un système mécanique, mais uniquement de l'équilibre des forces qui lui sont appliquées. Différentes solutions peuvent alors être utilisées pour extraire l'énergie utile de ce moteur : immersion d'une turbine hydraulique ou d'un alternateur linéaire dans le bas de la colonne en U, placement d'alternateurs linéaires sur les flotteurs, pompage hydraulique par colonne munie de clapets anti-retours, à l'instar du Fluidyne (Fig. 1)... Cependant, la configuration qui a été retenue est telle que l'extraction de l'énergie mécanique utile s'opère en dehors de la machine à piston libre, pour éviter tout risque de déséquilibre des colonnes liquides.

Deux configurations sont dès lors possible. Tout le débit comprimé par l'espace de compression peut être admis dans l'espace de détente, du tube en U, qui opère une détente partielle, la fin de la détente s'effectuant dans une machine extérieure (Fig. 4). Dans cette configuration, le piston liquide et les espaces de compression et de détente qu'il délimite s'apparente à un 'générateur de gaz à piston libre', comme le générateur de gaz du moteur PESCARA [12].

Une autre configuration est possible. Dans cette nouvelle architecture, seule une partie du débit massique d'air refoulé par l'espace de compression est introduite dans l'espace de détente, le débit massique introduit étant tel que le travail de détente compense exactement le travail de compression. Dans cette configuration, le piston liquide et les espaces de compression et de détente qu'il délimite s'apparente à un compresseur thermique. Le débit massique d'air comprimé non admis dans l'espace de détente peut être utilisé comme tel, à la sortie de l'espace de compression, soit être prélevé après passage dans les échangeurs récupérateur et réchauffeur et être détendu dans une machine fonctionnant en parallèle de l'espace de détente du piston liquide, si l'objectif est de produire de l'énergie mécanique. C'est cette dernière configuration qui est retenue.



Caractéristiques géométriques		Données opérationnelles	
Diamètre du tube,	0,175 m	Fluide de travail	air
Hauteur d'équilibre, $h_0$	0,3 m	Liquide	eau
Course maximale du piston liquide	0,225 m	Efficacité du récupérateur	0,85
Volume mort relatif détente	30 %	Température d'admission, $T_k$	300 K
Volume mort relatif compression	15 %	Température sortie heater, $T_h$	633,2 K
Diamètre des soupapes	0,08 m	Pression d'admission, $p_k$	100 kPa
Masse du piston liquide	38 kg	Pression d'échappement, $p_{rk}$	100 kPa

Tableau 1 : Principales caractéristiques du système simulé

#### 4. Résultats de simulation

La figure 7 présente la position instantanée du piston liquide. On observe bien qu'un mouvement périodique quasi harmonique a été obtenu, avec une fréquence proche de 3,5 Hz. Le piston liquide se déplace du cylindre de détente vers le cylindre de compression lorsque la position  $x$  augmente (la colonne se déplace de la droite vers la gauche dans la figure 6). La course est d'environ 200 mm, valeur inférieure à la course maximale disponible. Les flotteurs ne vont donc pas taper sur les butées (pas de mode « overdriven », selon la terminologie des moteurs Stirling à piston libre). La figure 8 présente le diagramme vitesse-position. Les pics de vitesse sont observés lorsque le piston liquide est approximativement à mi-course. Lorsque le piston liquide se déplace de l'espace de compression vers l'espace de détente, on observe une phase où la vitesse est quasiment constante, correspondant à une phase durant laquelle la somme des forces sur le piston liquide est pratiquement nulle.

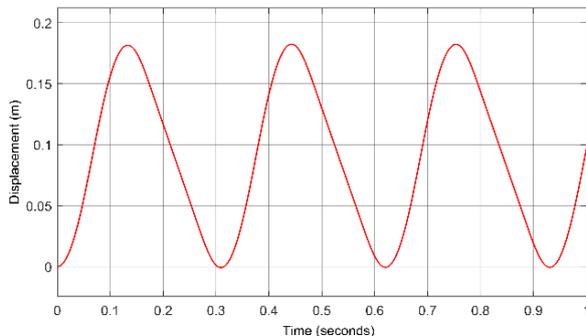


Figure 7 : Position instantanée du piston liquide

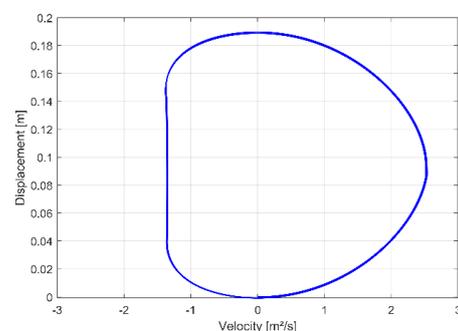


Figure 8 : Diagramme vitesse-position

La figure 9 présente l'évolution instantanée des pressions dans les espaces de compression et de détente au cours d'un cycle. On y a indiqué les phases où ce sont les forces de pression ou les forces d'inertie qui dominent lorsque le piston liquide se déplace. On observe également la période pendant laquelle les pressions sont quasiment égales à la pression atmosphérique dans les deux enceintes, correspondant à une quasi absence de force exercée sur le piston liquide qui se déplace donc à une vitesse quasi constante.

La figure 10 présente les forces de pression et les forces de gravité. On observe bien que ces dernières sont négligeables.

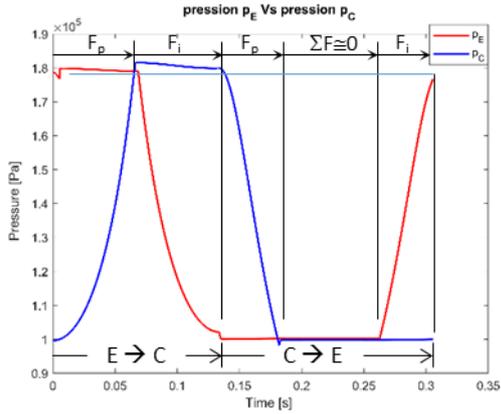


Figure 9 : Pressions dans les espaces de détente (rouge) et de compression (bleu).

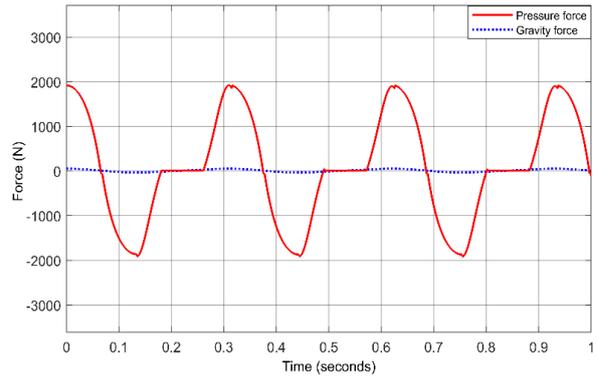


Figure 10 : Forces de pression (rouge) et de gravité (bleu).

Les figures 11 et 12 présentent les diagrammes indicateurs des espaces de compression et de détente. On y a fait figurer les points d'ouverture et de fermeture des soupapes. Le cycle dans l'espace de compression est parcouru dans le sens inverse des aiguilles d'une montre, alors qu'il est parcouru dans le sens des aiguilles d'une montre dans le cylindre de détente.

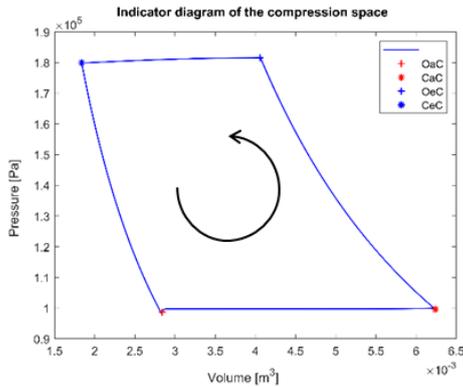


Figure 11 : Diagramme indicateur ( $p,V$ ) du cylindre de compression.

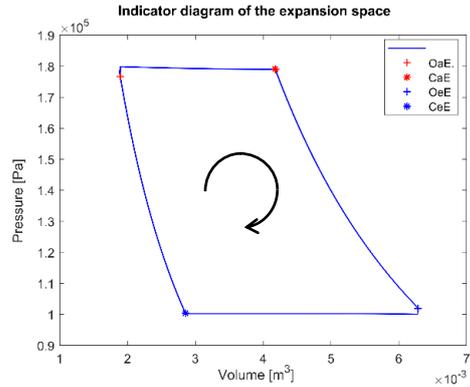


Figure 12 : Diagramme indicateur ( $p,V$ ) du cylindre de détente.

Les figures 13 et 14 présentent les débits instantanés dans les soupapes d'admission (rouge) et de refoulement (bleu) des cylindres de compression et de détente.

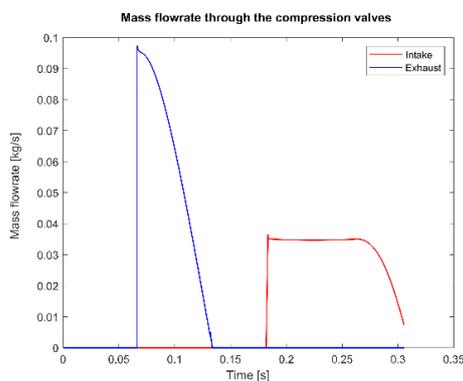


Figure 13 : Diagramme indicateur ( $p,V$ ) du cylindre de compression.

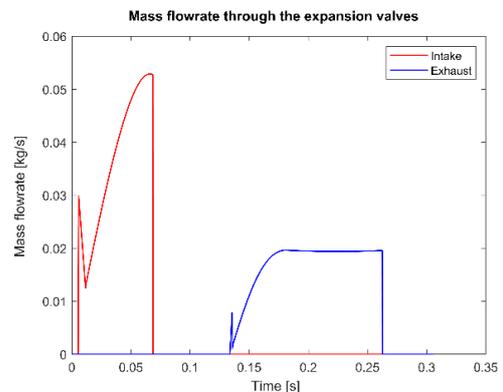


Figure 14 : Diagramme indicateur ( $p,V$ ) du cylindre de détente.

Le tableau 2 indique les principaux résultats énergétiques obtenus. On observe que les valeurs absolues des puissances des espaces de détente et de compression sont bien quasiment identiques, la puissance générée par l'espace de détente étant très légèrement supérieure à

celle consommée par l'espace de compression. La puissance mécanique utile générée par la turbine est de l'ordre de 224 W. Le rendement thermique global est de l'ordre de 33 %.

$p_H$ [Pa]	$\dot{W}_{ind,c}$ [W]	$\dot{W}_{ind,E}$ [W]	$\dot{W}_r$ [W]	$\dot{Q}_H$ [W]	$\eta_{th}$ [%]
1,7984e+05	733,64	-734,32	-224,35	1646,42	33,11

Tableau 2 : Principales performances énergétiques

## 5. Conclusion

Différentes configurations de moteurs à piston liquide ont été passées en revue et leurs avantages et inconvénients respectifs ont été soulignés. Parmi les architectures envisagées, une configuration à simple tube en U et à piston liquide libre semble particulièrement intéressante. L'extraction de l'énergie mécanique utile peut se faire de deux façons différentes, soit en opérant une détente incomplète dans le cylindre de détente, et en plaçant une machine de détente extérieure en série avec la machine à piston libre (configuration dite « générateur de gaz »), soit en divisant le débit issu de l'espace de compression en deux parties, l'une d'elle alimentant l'espace de détente, l'autre, la machine de détente externe (configuration dite « compresseur thermique »). Une simulation de cette dernière architecture a été effectuée et donne des résultats énergétiques prometteurs.

## Références

- [1] IEA, Key World Energy Statistics 2020, Paris, 2020. [Online]. Available: [//www.iea.org/reports/key-world-energy-statistics-2020](http://www.iea.org/reports/key-world-energy-statistics-2020).
- [2] T. Finkelstein, A. J. Organ, *Air engines*, London: Professional Engineering Publishing Ltd (2001).
- [3] C. D. West, *The Fluidyne heat engine*, Harwell, UK (1971).
- [4] C. D. West, *Liquid Piston Stirling Engines*, Van Nostrand Reinhold Company Inc (1983).
- [5] R. Ahmadi, H. Jocar, and M. Motamedi, A solar pressurizable liquid piston Stirling engine: Part 2, optimization and development, *Energy*, 164 (2018), 1200–1215.
- [6] A. I. Taleb, M. A. G. Timmer, M. Y. El-Shazly, A. Samoilov, V. A. Kirillov, Chr. N. Markides, A single-reciprocating-piston two-phase thermofluidic prime-mover, *Energy*, 104 (2016), 250–265.
- [7] K. Mahkamov, E. Orda, B. Belgasim, I. Makhkamova, A novel small dynamic solar thermal desalination plant with a fluid piston converter, *Appl. Energy*, 156 (2015), 715–726.
- [8] K. Wang, S. R. Sanders, S. Dubey, F. H. Choo, F. Duan, Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 62 (2016), 89–108.
- [9] M. Ndamé Ngangué, P. Stouffs, Dynamic simulation of an original Joule cycle liquid pistons hot air Ericsson engine, *Energy*, 190 (2020), 116293.
- [10] R. Chouder, A. Benabdesselam, P. Stouffs, Modélisation dynamique « intracycle » d'un moteur à air chaud ERICSSON à piston liquide, *Actes du Congrès de la Société Française de Thermique*, 125 (2020).
- [11] R. Chouder, P. Stouffs, A. Benabdesselam, Dynamic Modeling of a Free Liquid Piston Ericsson Engine (FLPEE), *Proceedings of the ECOS conference*, 203 (2021).
- [12] R. P. Pescara, Motor compressor apparatus, *Patent N° 1 657 641* (1928).
- [13] W. Annand, D. Pinfold., Heat Transfer in the Cylinder of a Motored Reciprocating Engine, *SAE Technical Paper 800457*, 1980, <https://doi.org/10.4271/800457>.