

# Moteur Stirling à Piston Libre

Habib Bettaieb

Académie Militaire Fondouk Djedid  
Laboratoire de Génie Mécanique  
Ecole Nationale d'Ingénieurs de Monastir  
Avenue Ibn El Jazzar  
5019 Monastir- Tunisie  
habib.bettaieb@enim.rnu.tn

**Résumé :** Les problèmes énergétiques et d'environnement et l'abondance d'énergie solaire gratuite en Tunisie, incitent à développer l'étude du moteur Stirling à piston libre à énergie solaire «FPSE». C'est un moteur à cogénération. Cette étude nécessite plusieurs étapes de modélisations et de simulation numérique. Les équations thermodynamiques et thermiques du moteur sont introduites dans le modèle dynamique, qui forme un système d'équations non linéaire. L'étude de stabilité du moteur examine les zones de travail stable et instable. Une programmation contrôlée permet de définir un moteur performant.

**Keywords**— Piston libre; Stirling; Dynamique; transfert de chaleur; Régénérateur;

## I. INTRODUCTION

La simplicité conceptuelle apparente du moteur Stirling à piston libre « FPSE » dément son intransigeance à une analyse mathématique sérieuse. Le moteur Stirling à pistons libres conçu par W. Beale [1]. Les avantages que présente ce moteur, une conception mécanique simple, charge latérale très faible qui réduit son usure et par conséquent une durée de fonctionnement prolongée comparée aux moteurs classiques. L'intéressant dans ce moteur est l'utilisation de l'énergie solaire comme source de chaleur, ce qui intéresse les pays où le soleil est abondant. Ulyusoy dans [2] [3] a étudié le comportement dynamique de FPSE pour le but de simplification des effets des phénomènes non-linéaires. Il représente le comportement de bifurcation local au voisinage d'un point fixe du système non-linéaire. L'approche de Manifold Center réduit le nombre des équations du système original pour obtenir un système simplifié sans perdre la dynamique du système original aussi bien que les effets de termes non-linéaires. F. Formosa [4] a étudié la thermodynamique et la modélisation dynamique pour prédire les performances d'un moteur Stirling à piston libre (FPSE). Le comportement à l'état stable du moteur dépend en partie de phénomènes dissipatifs non linéaires comme la perte de charge. L'approche globale de modélisation a été validée en utilisant les données expérimentales disponibles à partir de l'étude RE-1000 prototype de moteur Stirling NASA. Popescu et al. [6] ont montré que la faible performance est liée

principalement à la régénération non-adiabatique. Kaushic, Wu, et ses collègues [7, 8,9] ont prouvé que la plupart des facteurs importants qui influent sur la performance du moteur Stirling sont les conductances thermiques entre le moteur et les accessoires et la régénération imparfaite.

Le but de cette étude est de développer un moteur Stirling à basse température, qui transforme l'énergie thermique en énergie mécanique et électrique. En combinaison avec un système de chauffage solaire de l'huile chaude ou un système de stockage d'eau chaude sous pression. Ce système peut fournir de l'énergie jour et nuit.

A partir d'un modèle thermodynamique qui se base sur le modèle de Schmidt, l'étude dynamique tient compte de la pesanteur, du frottement sec et des ressorts pneumatiques et mécaniques ; Ceci, afin de bien cerner tous les paramètres de contrôles pour concevoir un moteur performant. Le moteur sera alimenté par l'énergie solaire.

## II POSITION DU PROBLEME

Le moteur est schématisé par une enceinte fermée, soumise à une pression  $P$ . Les pistons moteur et auxiliaire sont soumis aux forces de ressort mécanique et pneumatique et de pression pendant les quatre transformations.

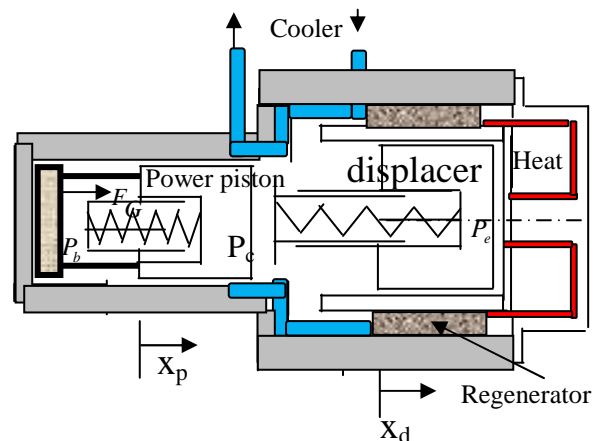


Fig. 1. Schéma du moteur FPSE

La difficulté de décrire les modèles idéalisés du moteur Stirling à piston libre en termes d'équations exactes, et afin de s'approcher de la solution réelle, on adopte la théorie classique de Schmidt [5]. Cette analyse est encore utilisée aujourd'hui comme l'analyse du cycle de Stirling classique.

L'analyse thermodynamique d'un moteur Stirling à piston libre FPSE nécessite que les températures ( $T_e$ ,  $T_c$ ) soient données. La pression moyenne ( $P_{moy}$ ) ainsi que le fluide de travail sont définies. Le problème en jeu est de déterminer la pulsation du piston moteur ( $\omega$ ), l'amplitude et l'angle de phase du piston moteur et auxiliaire  $C_p$ ;  $C_d$  et  $\varphi$  respectivement. Les volumes balayés par la compression et de la détente  $V_{SWC}$   $V_{SWE}$  ainsi que leur angle de phase  $\alpha$  sont déduits. La méthode de conception doit exécuter à la fois le modèle thermodynamique et l'analyse dynamique.

Le démarrage du moteur nécessite le lancement du piston auxiliaire, qui doit pousser le piston moteur à partir de sa position initiale. On suppose que le volume de l'espace de détente à l'état initiale est en avance par rapport à l'espace de compression.

### 1) Formulation

Pour les volumes des espaces de compression et de détente, on adopte la formulation [4] :

$$V_e(t) = \frac{V_{SWE}}{2} (1 + \cos(\omega t)) \quad (1)$$

$$V_c(t) = \frac{V_{SWC}}{2} (1 + \cos(\omega t - \alpha)) \quad (2)$$

Comme pour le piston moteur et auxiliaire, les déplacements sont périodiques. Posons:

$$x_d(t) = C_d \cdot \cos(\omega t) \quad \text{And} \quad x_p(t) = C_p \cdot \cos(\omega t + \varphi)$$

Les volumes instantanés de la chambre de détente et de compression peuvent s'exprimer:

$$V_e(t) = A_{de} \cdot x_d(t) \quad V_c(t) = A_p \cdot x_p(t) - A_{dc} \cdot x_d(t) \quad (3)$$

On définit la masse totale du gaz de travail par :

$$M = \frac{p}{R} \left( \frac{V_e}{T_e} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_R}{T_R} \right) \quad T_R = \frac{T_h - T_k}{\ln \frac{T_h}{T_k}} \quad (4)$$

Par hypothèse, les espaces d'expansion et de compression sont isothermes et on suppose que :

$$T_e = T_h \quad \& \quad T_k = T_c$$

La pression instantanée à l'intérieur du moteur est exprimée en fonction des déplacements du piston moteur et auxiliaire [3]:

$$P(x_d, x_p) = \frac{p}{m} \frac{1}{(1 - a_p \cdot x_p + a_d \cdot x_d)} \quad (5)$$

C'est une équation algébrique qui exprime la pression de travail à l'intérieur du moteur en fonction des déplacements du piston moteur et auxiliaire. La pression dans l'enceinte du ressort à gaz peut être évaluée en considérant un gaz parfait en transformation adiabatique :

On définit, la constante :  $a_s = \frac{A_{Td}}{V_{so}}$ , où  $V_{so}$  est la valeur

moyenne de l'espace mort du ressort pneumatique.

$$P_s = P_m \left( \frac{1}{1 + a_s \cdot x_d} \right)^\gamma \quad (6)$$

La difficulté de décrire les modèles idéalisés du moteur Stirling à piston libre en termes d'équations exactes, et afin de s'approcher de la solution, on adopte la théorie classique de Schmidt [5]. A partir de cette théorie, on exprime :

Les volumes balayés  $V_{SWC}$  ;  $V_{SWE}$  :  $V_{SWE} = 2 \cdot SDE \cdot C_d$

$$V_{SWC} = 2 \cdot \sqrt{(SPC \cdot C_p \cdot \cos(\varphi) - SDC \cdot C_d)^2 + (SPC \cdot C_p \cdot \sin(\varphi))^2} \quad (7)$$

$$\text{tg}(\alpha) = \frac{SPC \cdot C_p \cdot \sin(\varphi)}{SPC \cdot C_p \cdot \cos(\varphi) - SDC \cdot C_d} \quad (8)$$

Par conséquent, les principaux paramètres caractéristiques du moteur peuvent être donnés par cette équation qui relie la masse totale de gaz de travail à la pression moyenne. La pression instantanée de fonctionnement dans le moteur est représentée :

$$p = p_{mean} \frac{\sqrt{1 - b^2}}{1 + b \cdot \cos(\omega t - \beta)} \quad (9)$$

Le travail total effectué par le moteur est donc la somme algébrique du travail accompli par la compression et l'expansion. Alors l'expression du travail de détente et de compression :

$$\Rightarrow W_e = -V_{SWE} \cdot p_{mean} \cdot \pi \sin(\beta) (\sqrt{1 - b^2} - 1) / b \quad (10)$$

$$\Rightarrow W_c = -V_{SWC} \cdot p_{mean} \cdot \pi \sin(\beta - \alpha) (\sqrt{1 - b^2} - 1) / b \quad (11)$$

Le travail total est :

$$W = \frac{V_{SWE} \cdot p_{mean} \cdot \pi(1 - \sqrt{1 - b^2})}{b} \left( \frac{K \cdot \sin(\alpha)(1 - \tau)}{\sqrt{\tau^2 + K^2 + 2\tau \cdot K \cdot \cos(\alpha)}} \right) \quad (12)$$

La puissance est :

$$P_i = \frac{V_{SWE} \cdot p_{mean} \cdot (1 - \sqrt{1 - b^2})}{2 \cdot b} \left( \frac{K \cdot \sin(\alpha)(1 - \tau)}{\sqrt{\tau^2 + K^2 + 2\tau \cdot K \cdot \cos(\alpha)}} \right) \omega_i \quad (13)$$

On remarque la puissance est maximale pour la valeur de l'angle de phase  $\varphi=80^\circ$  (Fig. 2.)

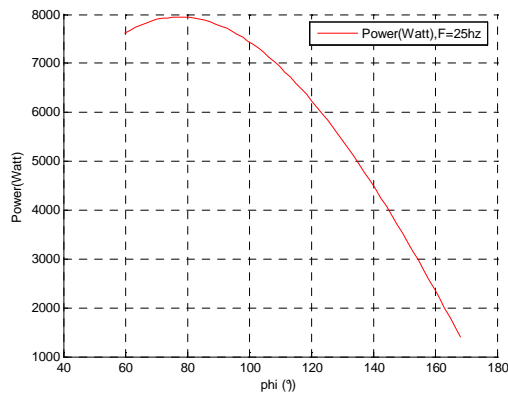


Fig. 2. Pression en fonction de l'angle de phase

Le rendement est défini par le rapport entre le travail effectué par le moteur à la chaleur fournie de l'extérieur au moteur.

$$\Rightarrow \eta = 1 + K \left( \frac{\cos(\alpha)}{\tan(\beta)} \right) \quad (14)$$

Il est plus commode d'exprimer la pression instantanée en fonction des déplacements du piston moteur et auxiliaire.

$$P = P_{mean} \frac{\sqrt{1 - b^2}}{\frac{1}{T_h} \left( \frac{A_{dc}}{V} \frac{1}{mT} \right) x_d - \frac{A_P}{T_k} \frac{1}{V} \frac{1}{mT} x_P + 1} \quad (15)$$

### 2) Modélisation de l'alternateur

Le mouvement du piston est alternatif sinusoïdal, car le phénomène thermomécanique est résonnant. Par ailleurs, la force développée par le circuit électrique s'oppose au mouvement du moteur. Cette force peut se mettre sous la forme d'un frottement visqueux :

$$F_{Gen} = -C_{palt} \cdot \dot{x}_p \quad (16)$$

### 3) Calcul des pertes de charge

L'analyse des échangeurs de chaleurs semble être une étape essentielle du modèle de moteur. En effet, les performances du moteur Stirling comptent sur l'efficacité de transfert de chaleur. L'aspect dynamique des échangeurs en ce qui concerne les phénomènes de dissipation non linéaires doit être pris en compte dans une modélisation dynamique de FPSE.

On suppose que la pression de compression est égale à la pression de gaz de travail : On suppose que la pression instantanée du gaz dans l'enceinte du moteur est constante :

$P \approx P_c$ . La pression dans l'espace de détente est définie :

$$P_e = P_c + \Delta P \quad (17)$$

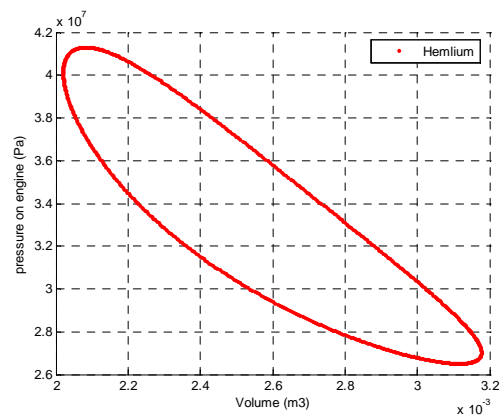


Fig. 3. Pression en fonction du volume

Où  $\Delta P$  est la chute de pression (perte de charge) à travers les échangeurs thermiques, source chaude, régénérateur et la source froide. Cette perte est due au frottement de l'air. C'est une fonction non linéaire de  $X_d$  ;  $X_p$  et dépend de l'écoulement du gaz (laminaire ou turbulent).

Les pertes de charges à travers la source chaude, froide et le régénérateur sont représentées par l'expression suivante [3]:

$$(\Delta p)_i = \left( 2 \cdot \frac{\rho \cdot f \cdot L}{d_h} |U| U \right)_i \quad i = h, k, R \quad (18)$$

L : longueur de flux de passage ;

U : vitesse moyenne du gaz du travail

f : coefficient de perte de charge par friction, tel que :

$$f = C_f \cdot Re^n \quad (19)$$

Où Re est le nombre de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho.U.d}{\mu} \quad d_h = \frac{4.V}{A_{wet}} \quad (20)$$

$d_h$  : diamètre hydraulique.

$V_r$  : volume du flux libre

$A_{wet}$  : surface où s'exerce le frottement. Pour un tube circulaire, le diamètre hydraulique est égal au diamètre du tube ; pour les régénérateurs qui utilisent une matrice de fil.

$$d_{hr} = \frac{d \cdot \psi}{(1-\psi)} \quad (21)$$

Où  $d_\omega$  : c'est le diamètre du fil et  $\psi$  est la porosité du régénérateur à matrice (Berchowitz 1986, Organ 1992).

$$\Delta p \approx K_R (a_R (A_R x_p + B_R x_d) + b_R) \quad (22)$$

$$(A_R^3 x_p^3 + 3.A_R^2 x_p^2 B_R x_d + B_R^3 x_d^3 + 3A_R x_p B_R^2 x_d^2))$$

$$+ K_h (a_h (A_h x_d) + b_h (A_h x_d)^3) + K_k (a_k (A_k x_p + B_k x_d) +$$

$$b_k (A_k^3 x_p^3 + 3.A_k^2 x_p^2 B_k x_d + B_k^3 x_d^3 + 3A_k x_p B_k^2 x_d^2))$$

#### 4) Calcul des rigidités des ressorts mécaniques

Le cycle thermodynamique du moteur Stirling comporte 4 étapes pendant lesquelles le gaz utilisé subit deux transformations isothermes et deux transformations isochores.

Les ressorts de rappels de rigidités  $k_d$ ;  $k_p$  fournissent un travail, pendant la compression des gaz et le retour du piston auxiliaire à la position mort haute, et doivent répondre aux exigences du fonctionnement du moteur de Stirling. En répondant à ces exigences, on obtient 3 équations à deux inconnues  $k_p$ ;  $k_d$ .

Lors de la compression du gaz, le travail mécanique est fourni par le ressort  $k_p$  :

$$\int_0^{2\pi} (F_0 - k_p \dots x) dx > \int_0^{2\pi} F_G dx - \int_0^{2\pi} p.dV_C \quad (23)$$

$F_0$  La force exercée pendant la détente sur le piston auxiliaire :  $F_0 = k_p.C_p$  La chaleur reçue pendant l'expansion isotherme 3-4 est convertie en énergie mécanique et le travail fourni pendant la détente est supérieur au travail du ressort  $k_d$  :

$$\int_0^{2\pi} k_d x dx + \int_0^{2\pi} F_G dx \leq \int_0^{2\pi} p.dV_E \quad (24)$$

Le travail fourni par le ressort  $k_d$  en expansion est supérieur au travail du ressort :

$$\int_0^{2\pi} (F_d - k_d \dots x) dx + \int_0^{2\pi} p.dV_E > 0 \quad F_d = k_d.C_d \quad (25)$$

On obtient trois équations à  $k_p$ ;  $k_d$  2 inconnues. C'est un système surdéterminé. Sa résolution utilise le principe de la méthode des moindres carrés. Le système se met sous la forme:

$$A.x = b \quad (25)$$

Où  $A$  est une matrice  $m \times n$  avec  $m > n$ , c'est à dire, il ya plus d'équations que d'inconnues, n'a généralement pas de solutions. Nous voulons trouver  $x$  de telle sorte que le vecteur résiduel  $r$  soit minimal :  $r = A.x - b$

La solution est donnée par :

$$x = S^{-1} . (A^T . b) \quad \text{où } S = A^T . A \quad (26)$$

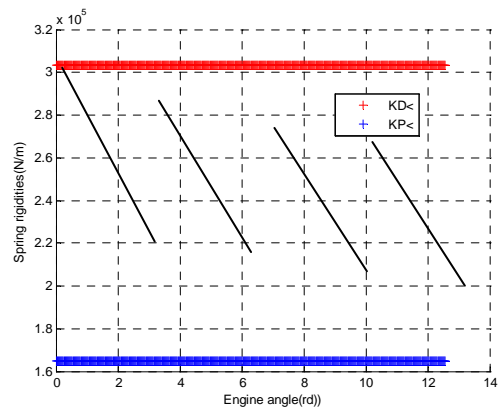


Fig. 4. Rigidités des ressorts mécaniques

L'ensemble des solutions sont donné par la zone hachurée entre les deux courbes de la figure ci-dessus.

#### 5) Dynamique du moteur

Le moteur est une enceinte fermée contenant le gaz de travail. Un coussin d'air peut se former entre les pistons et le bâti. Dans ces conditions, pour une première étude, on néglige la pesanteur, le frottement sec et les ressorts mécaniques.

Le principe fondamental de la dynamique appliqué au piston moteur  $p$  et auxiliaire  $d$  donne deux équations différentielles du second ordre avec second membre. En écrivant les pressions instantanées dans le moteur et dans la chambre du ressort pneumatique en fonction des déplacements du piston moteur et auxiliaire, on obtient :

$$\ddot{x}_p = + \frac{S.P}{M_p} \cdot (1-H) - \left( \frac{C_{b \rightarrow p} + C_{palt}}{M_p} \right) + \dots \quad (27)$$

$$\ddot{x}_d = \frac{S \cdot \Delta P}{M_D} - \frac{S \cdot Td}{M_d} P^m \left( H - \frac{1}{(1 + a \cdot x_d)^\gamma} \right) - \text{sgn}(x_d) \cdot f \cdot g \cdot x_d + k_d (Cd/2 - x_d) \quad (28)$$

$$E_2(x_p, x_d) = K_d \cdot CD + \frac{S \cdot P \cdot \sqrt{1-b^2}}{M_d} (2a_d \cdot a_P \cdot x_1^3 - a^2 \cdot x_3^2 + (-a^2 \cdot d \dots + \frac{\gamma(\gamma+1)}{2} a^2 S) x_1^2 + 3a^2 \cdot a_P \cdot x_1^2 \cdot x_3 + 3a^2 \cdot a_d \cdot x_1 \cdot x_3^2 - a^3 \cdot p \cdot x_3^3 + (a^3 d - \frac{1}{6} \gamma(\gamma^2 + 3\gamma + 2) \cdot a_s^3) \cdot x_1^3 + 0(4) \quad (29)$$

Le problème peut se mettre sous la forme d'une équation d'état.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_d \\ \ddot{x}_d \\ \dot{x}_p \\ \ddot{x}_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ k_{dd} & C_{dd} & k_{dP} & C_{dP} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_{Pd} & 0 & k_{PP} & C_{GP} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_d \\ \dot{x}_d \\ x_p \\ \dot{x}_p \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \varepsilon_2 \cdot E_2(x_d, x_p) \\ 0 \\ \varepsilon_3 \cdot E_3(x_d, x_p) \end{bmatrix} \quad (30)$$

Les valeurs propres d'une telle matrice A vérifient l'équation suivante :

$$= \lambda^4 - \lambda^3 (C_{dd} + C_{GP}) + \lambda^2 (C_{GP} C_{dd} + k_{PP} + k_{dd}) + \lambda (C_{dd} k_{PP} + C_{GP} k_{dd} - C_{dP} k_{Pd}) + k_{dd} \cdot k_{PP} - k_{Pd} \cdot k_{dP} = 0$$

Les valeurs propres auront la forme :  $\lambda_{1,2} = \alpha_1 \pm j \cdot \omega_1$  et  $\lambda_{3,4} = \alpha_2 \pm j \cdot \omega_2$ .

Le calcul des valeurs propres (Voir Fig. 5.) montre qu'il existe deux foyers. Le foyer de gauche est un foyer stable, alors que celui de droite est un foyer instable. Les valeurs propres obtenues, montre que le système mécanique n'est pas stable. Pour tendre vers un système mécanique auto entretenu,

il faut chercher des paramètres qui assurent deux valeurs propres complexes à partie réelle négative et deux autres imaginaires. Les non linéarité dirigent les solutions à converger lentement vers un foyer stable ou s'éloigner du foyer (solution instable). L'équation non linéaire a en général plusieurs solutions. Les positions des points fixes (points d'équilibre) dans l'espace de phase jouent un rôle fondamental dans l'analyse. En effet, autour de ces points s'organise l'ensemble du système. Un point fixe est stable si et seulement si toutes les valeurs propres de J ont une partie réelle strictement négative. Dans l'espace de phase, le point représentatif converge vers le point fixe dans la direction du vecteur propre correspondant.

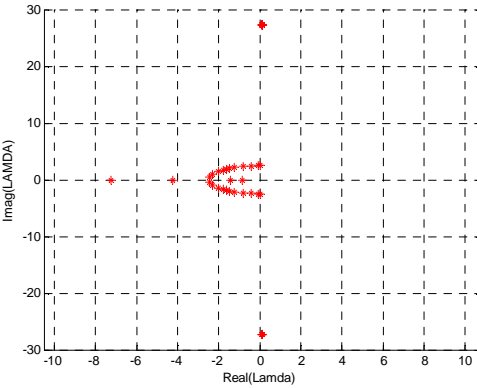


Fig. 5. Valeurs propres

6) Stabilité des systèmes non linéaires

À partir de la dimension 2, on ne dispose plus de formules explicites et générales pour calculer la solution du système :

$$\dot{x} = A \cdot x + B \quad \text{Même si } B = 0 \quad (31)$$

Dans l'espace des vecteurs propres la solution du système s'écrit :

$$\tilde{x}' = J \cdot \tilde{x} + \tilde{f}(\tilde{x}) \quad (32)$$

On définit  $J = V^{-1} \cdot A \cdot V$  la matrice jacobéenne. Où V : est la matrice des vecteurs propres de la matrice A

$$\tilde{x} = V^{-1} \cdot x \quad \tilde{f}(\tilde{x}) = V^{-1} \cdot f \cdot (V \cdot \tilde{x}) \quad (33)$$

Center Manifold theory est une technique mathématique rigoureuse qui simplifie et réduit la dimension du système dynamique proche de l'équilibre à deux équations (34) et (35).

$$r' = \alpha_2 \cdot r + d \cdot r^3 + 0(5) \quad (34)$$

$$\theta' = \omega_2 + e \cdot r^2 + 0(5) \quad (35)$$

$$X = r \cdot \cos \theta \quad Y = r \cdot \sin \theta \quad (36)$$

L'étude de la stabilité de ce moteur a montré qu'il peut être stable (Fig.7. 8.) ou instable (Fig. 6,10.). La figure 6 montre que le cycle limite est instable. Nous nous référons à ce cas où le cycle limite est instable apparaît au point de bifurcation. On

remarque que le point ne converge pas vers le point d'équilibre pour certaines conditions

$$\alpha_2 < 0 \text{ and } .d > 0.$$

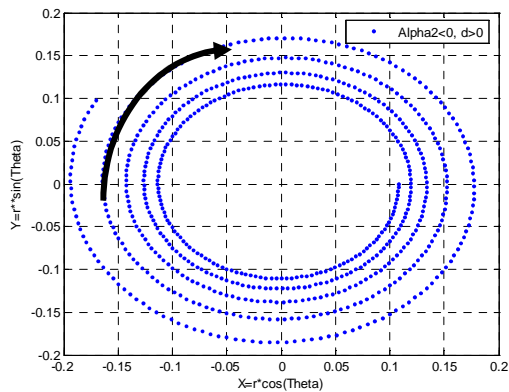


Fig. 6. X, Y=f(θ)

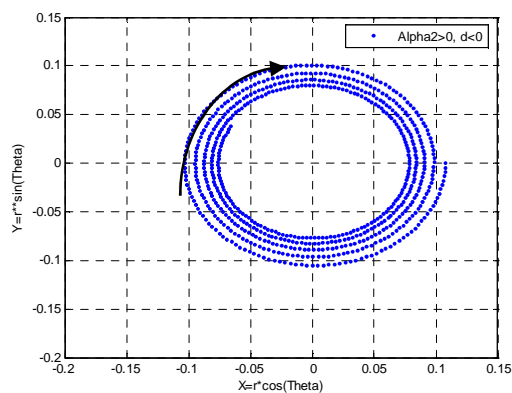


Fig. 7. X, Y=f(θ)

La figure 7 montre que le cycle limite est stable. Nous nous référons à ce cas où le cycle limite est stable apparaît au point de bifurcation. On remarque que ce point converge vers le point d'équilibre  $\alpha_2 > 0$  and  $.d < 0$ .

A partir de ces cas qui représentent la stabilité ou l'instabilité du moteur, on remarque que la géométrie des pièces influence le comportement du moteur. Un choix judicieux des dimensions des pièces, ainsi que le choix du gaz de travail et des conditions de transfert thermique est déterminant pour le fonctionnement du moteur.

Le choix du générateur d'électricité est lié à la puissance du moteur. Les conditions initiales du piston moteur et auxiliaire (Displacer) ont une grande importance pour le fonctionnement de ce moteur. Au point de départ, le piston moteur et le piston auxiliaire sont en repos

$$x_p = x_d = x'_p = x'_d = 0$$

### III CONCLUSIONS

La formulation thermodynamique du moteur, et l'utilisation de la théorie de Schmidt, ont permis d'aboutir à l'écriture des équations dynamique non linéaires du moteur Stirling. La résolution de ces équations a permis de montrer que les

solutions peuvent être stables ou instable. Une simulation complète du problème avec un choix judicieux des paramètres de construction est nécessaire, pour aboutir à optimiser la conception de ce moteur avec les performances désirées.

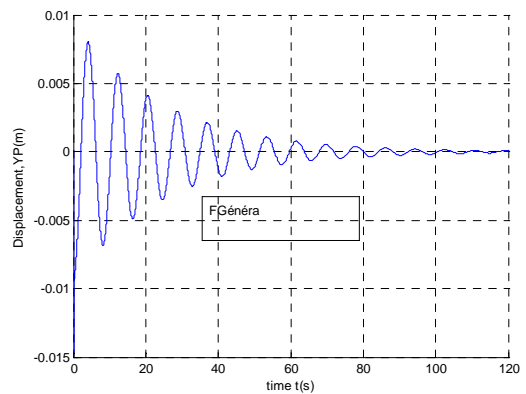


Fig. 8. Déplacement du piston moteur fonction du temps

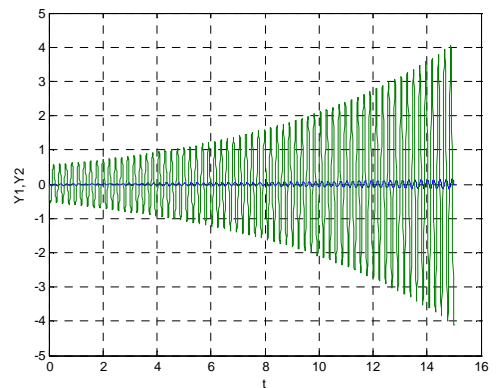


Fig. 9. . Déplacement du piston auxiliaire fonction du temps

### REFERENCES

- [1] Beale W. Stirling cycle type thermal device. US Patent 3552120, 1971.
- [2] Ulusoy, N. and Mc Caughan, F., Nonlinear analysis of Free Piston Stirling Engine/Alternator System, *Proceedings of 29th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference* (1994) pp. 1847-1852.
- [3] N. Ulusoy, "Dynamic Analysis of Free Piston Stirling Engines," 14<sup>th</sup> AASME Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise, Albuquerque, NM, Sept. 19-22.
- [4] F. Formosa Zhang, C. Zhu, J. K. O. Sin, and P. K. T. Mok, "Coupled thermodynamic-dynamic semi-analytical model of free piston Stirling engines," *Energy Conversion and Management*, vol. 52, pp. 2098-2109, May. 2011.
- [5] G. Schmidt, "The theory of lehman's calorimetric machine," *Z Vereines Deutscher Ingenieure* 15 1 (1871).
- [6] Popescu G, Radenco V, Costea M, Feidt M. Thermodynamic optimization in the finished time of Stirling engine. *Rev Ge'n Therm* 1996; 35:656-61.
- [7] Kaushik SC, Kumar S. Finite time thermodynamic analysis of endoreversible Stirling heat engine with regenerative losses. *Energy* 2000; 25:989-1003.
- [8] Cun-quan Z, Yi-nongW, Guo-lin J. Dynamic simulation of one-stage Oxford split-Stirling cryocooler and comparison with experiment. *Cryogenics* 2002; 42:377-586.
- [9] Wu F, Chen L, Wu C, Sun F. Optimum performance of irreversible Stirling engine with imperfect regeneration. *Energy Converse Manage* 1998; 39:727-32.\*