



COMPTE-RENDU DU STAGE DE FIN DE MASTER 2 PRO

15 mars 2006 - 15 septembre 2007

MASTER « Mécanique et ingénierie »
Mention « Energétique »
Spécialité « Energétique et développement »

Par

Thierry RABALLAND

**Etude de faisabilité d'un concept d'étanchéité pour
machines volumétriques à pistons oscillants**

Responsable pédagogique : Monsieur Jean-François Bonnet, Maître de conférence

**Responsable de stage : Monsieur Patrick Sébastien, Maître de conférence, HDR
(Habilitation à Diriger les Recherches)**

Remerciements

A ceux qui m'ont accueilli au sein du laboratoire TREFLE, notamment M. Boudou, Président de l'Université Bordeaux 1, M. Routaboul, directeur de l'ENSAM (Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers) de Bordeaux, M. Jean-François Bonnet, maître de conférence et responsable pédagogique du Master 2 « Energétique et développement », et M. Patrick Sébastien, maître de conférence et responsable de stage, HDR (Habilitation à Diriger les Recherches).

A ceux qui ont accepté de me consacrer un peu de leur précieux temps en dehors de leur mission, c'est-à-dire M. Pailhès (Maître de conférence), M. Scaravetti (Maître de conférence) et M. Lasseux (Chargé de recherche).

A ceux qui m'ont soutenu de plus ou moins loin durant mon stage.

Table des matières

REMERCIEMENTS	1
TABLE DES MATIERES	2
PREFACE	3
1 INTRODUCTION	4
1.1 CONTEXTE	4
1.2 PRESENTATION DU MEMOIRE	5
2 QU'EST-CE QU'UN MOTEUR FRANCHOT ?	6
2.1 PRE REQUIS : LE CYCLE DE STIRLING	6
2.2 LE MOTEUR FRANCHOT : UNE CONFIGURATION PARTICULIERE DU MOTEUR STIRLING.....	7
2.3 LE JOINT DE ROULEMENT PUIS LE JOINT DE TORSION ; LA TRANSLATION CONTRE LA ROTATION (ALTERNATIVES).....	10
3 ANALYSE FONCTIONNELLE DE L'ETANCHEITE DU MOTEUR FRANCHOT	14
3.1 OBJECTIF	14
3.2 ANALYSE DES FONCTIONS	15
3.2.1 <i>Diagramme APTE du moteur Franchot</i>	15
3.2.2 <i>Organigramme Technique étendu (OTé)</i>	16
3.2.3 <i>Blocs Diagrammes Fonctionnels (BDF)</i>	17
3.2.4 <i>Diagrammes « Graphes substances/champs » (GSC)</i>	19
3.3 ANALYSE DU FONCTIONNEMENT.....	20
3.3.1 <i>Effets physiques fonctionnels</i>	20
3.3.2 <i>Effets physiques induits</i>	20
3.3.2.1 Effets physiques induits bénéfiques	20
3.3.2.2 Effets physiques induits néfastes.....	21
4 RESULTATS	23
4.1 CONCEPTION DU JOINT.....	23
4.1.1 <i>Premier dessin du joint</i>	23
4.1.2 <i>Deuxième dessin du joint</i>	24
4.1.3 <i>Troisième dessin du joint</i>	25
4.1.4 <i>Quatrième dessin du joint</i>	26
4.1.5 <i>Cinquième dessin du joint</i>	27
4.2 INTEGRATION DU JOINT DANS LE MOTEUR FRANCHOT-RABALLAND (2006)	28
4.2.1 <i>Moteur (aspects mécanique et thermique)</i>	28
4.3 EVALUATION DES FUTES	29
4.3.1 <i>Fuites internes</i>	29
4.3.2 <i>Fuites externes</i>	29
5 CONCLUSION	31
POSTFACE	33
FIGURES	34
SITES	34
BIBLIOGRAPHIE	35
NOMENCLATURE	36
ANNEXE	38

Préface

Avant toute chose, précisons que j'ai développé un intérêt pour le moteur Stirling en 1991 lors d'un cours de bureau d'étude à l'INSA (Institut National des Sciences Appliquées) de Toulouse dont je suis sorti diplômé ingénieur mécanicien en 1992.

La formation reçue à l'Université des sciences de Bordeaux 1 durant le MASTER 2 Pro, mention MEI «Mécanique et Ingénierie», spécialité «Energétique et développement», de 2005 à 2006, a bien souligné le fait que des énergies primaires étaient non renouvelables (pétrole, gaz, charbon, uranium) et que d'autres étaient renouvelables (vent, soleil, hydraulique, géothermique, biomasse, force musculaire).

Les machines transformant les énergies primaires en énergies utiles sont presque à chaque fois différentes. Cependant, il existe un candidat multi énergies : le moteur thermique Stirling qui a été breveté en 1816 par un pasteur écossais du nom de Robert Stirling.

Mis à part le vent, l'hydraulique et la force musculaire, il s'adapte à toute source d'énergie thermique aussi bien non renouvelable que renouvelable. Dans la mesure où la transition des premières vers les secondes est inéluctable, à mon avis, ce moteur peut servir de charnière. C'est un sérieux candidat, d'autant plus qu'il pollue peu (moins de Gaz à Effet de Serre dits GES), atteint le rendement de Carnot en théorie (utilisation rationnelle de l'énergie), qu'il est silencieux et qu'il peut utiliser des écarts de température relativement faibles. La combustion, quand elle a lieu, est externe. De là, son utilisation peut être décentralisée, car toute source calorifique est la bienvenue, notamment lorsqu'il utilise les rayons solaires (pas de combustion) ou la biomasse.

Une des formes particulières du moteur Stirling est le moteur de Franchot, inventé en 1853 par Charles Louis Félix Franchot, un ingénieur français. Il s'avère que c'est lui que nous étudierons plus en détail. La raison en est qu'il comporte seulement deux pistons double effet (coût de revient moindre) et que le phénomène d'égalisation de température peut être évité (coût d'utilisation moindre).

La connaissance livresque, alliée à quelques réflexions, m'a permis, sur ce moteur, de demander un brevet en 2002 et de l'obtenir en 2006, ceci sur la forme du piston principalement.

Le sujet de ce stage a été défini par mes soins ; c'est naturellement que j'ai opté pour le moteur Stirling, sous une forme un peu particulière : le moteur Franchot, pour lequel mon brevet avait apporté des améliorations. Un problème propre au moteur Franchot, la réalisation d'un joint « chaud » statique fiable, sera l'objet de notre étude.

1 Introduction

1.1 Contexte

Comme pour tout moteur Stirling, il y a un sérieux problème: le joint d'étanchéité externe. En effet, le fluide de travail (air, hydrogène ou hélium) qu'il contient doit rester prisonnier à l'intérieur du moteur (cycle clos). Cela est d'autant plus difficile que règne à l'intérieur du moteur une pression élevée, permettant d'accroître sa puissance spécifique. Pour se persuader de l'importance de l'étanchéité dans ce type de moteur, il suffit de lire les quelques lignes suivantes extraites et traduites de livres techniques en anglais.

- « Le problème du joint de la tige du piston est l'un des plus difficiles à résoudre. » et « Le problème de l'étanchéité a besoin d'être amélioré, puisque les taux d'usure sont plutôt élevés et que l'huile pénètre dans les espaces de travail. » (voir [1] Reader)
- « Comme mentionné ailleurs, l'évolution de la technologie des moteurs Stirling fût pendant des années freinée par certains problèmes non résolus (ou au moins une solution complète). Ces problèmes concernent : (i) le transfert de chaleur adéquat et uniforme à de hautes températures vers le gaz de travail, (ii) la lubrification des pistons, (iii) l'étanchéité des pistons contre une différence de pression élevée (joint interne), (iv) l'étanchéité du moteur contre les fuites du gaz à haute température (joint externe) et (v) la prévention de la contamination du régénérateur.» (voir [2] Hargreaves)
- (i) « Une variété de joints commerciaux a été évaluée sur des bancs de tests avec des résultats décevants. Dans certains cas, la friction de glissement était haute ou dans d'autres, la fuite n'était pas tolérable. De plus, le même ordre d'incertitude a été noté dans la prévision des résultats. Il y a un besoin réel et urgent pour plus de travail dans la conception des joints pour les moteurs Stirling. » (ii) « Il est fort probable qu'il y ait une large différence de pression à travers le piston de puissance entre l'espace de travail et le carter. C'est pourquoi le piston porte également un joint pour isoler l'espace de travail. Le joint sert à la fois à prévenir la sortie du fluide de travail et l'entrée du lubrifiant. Ce dernier est une fonction importante du joint, pour prévenir la contamination et le blocage du régénérateur. » (iii) « L'étanchéité est indubitablement le plus difficile et récurrent problème dans les moteurs Stirling. La meilleure manière pour augmenter la puissance d'un moteur Stirling d'une taille donnée est d'augmenter la pression du fluide de travail. La pression tend alors à être élevée. De plus, les moteurs Stirling de forte puissance utilisent l'hydrogène ou l'hélium comme fluide de travail plutôt que des gaz lourds tels l'air ou le dioxyde de carbone. Les joints sont alors requis dans le piston pour contenir le fluide dans l'espace de travail et prévenir sa fuite dans le carter. » (voir [3] Walker)
- « L'étanchéité est peut-être le talon d'Achille des moteurs Stirling » (voir [4] Organ)

1.2 Présentation du mémoire

Le mémoire met de côté une grande partie des machines volumétriques (pompes, compresseurs, motopompes et motocompresseurs). Il comprend cinq parties. La première est l'introduction, qui se trouve sous vos yeux. La seconde présente ce qu'est un moteur Franchot, à savoir, un moteur Stirling particulier. La troisième s'occupe de l'analyse fonctionnelle de l'étanchéité d'un moteur Franchot. La quatrième propose quelques résultats, en terme de conception du joint, de son intégration dans le moteur et d'évaluation des fuites à partir d'un modèle. Enfin, la cinquième est une conclusion qui appuie sur le fait que la réalisation d'un démonstrateur est souhaitable, en vue d'expérimentations devant prouver la validité du concept retenu pour le joint d'étanchéité externe.

2 Qu'est-ce qu'un moteur Franchot ?

2.1 Pré requis : le cycle de Stirling¹

Le cycle de Stirling idéal se décompose comme suit :

- 1-2 : chauffage isochore (avec ou sans l'aide d'un régénérateur)
- 2-3 : détente isotherme (apport de chaleur par le réchauffeur)
- 3-4 : refroidissement isochore (avec ou sans l'aide d'un régénérateur)
- 4-1 : compression isotherme (évacuation de chaleur par le refroidisseur)

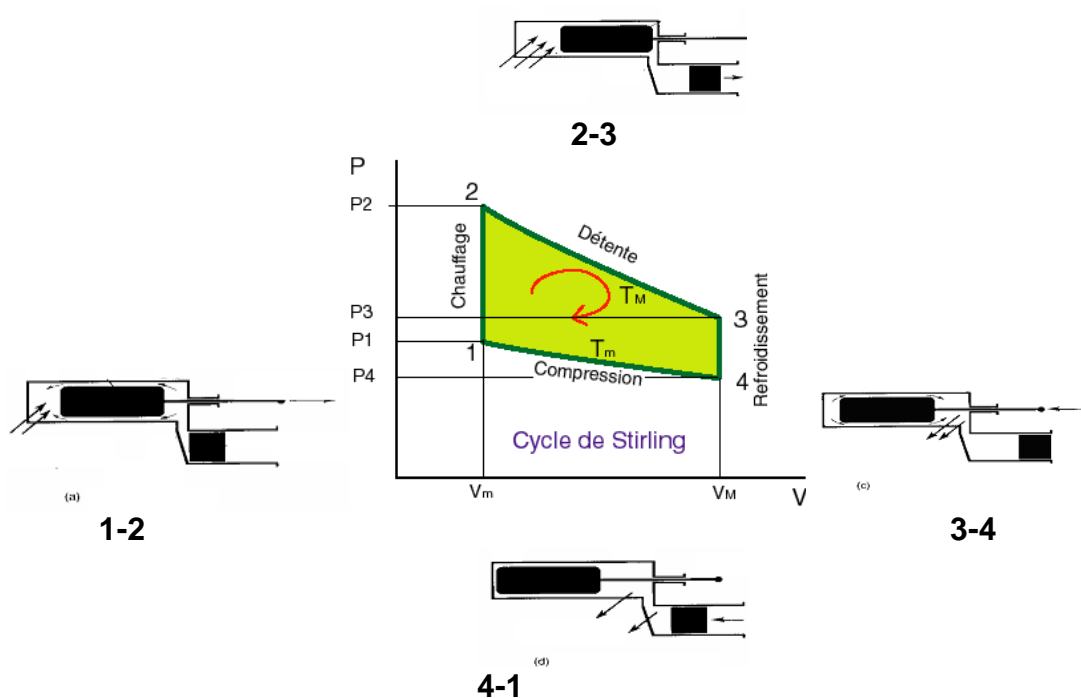


Figure 1 : Représentation du cycle de Stirling idéal avec positions des pistons

Le piston de transfert (le long) et de puissance (le court) sont déphasés de 90° en général, grâce à une cinématique, quelle qu'elle soit. Le long mène le court.

Précisons le rôle du régénérateur ou économiseur (c'est un échangeur interne de chaleur situé entre le réchauffeur et le refroidisseur dont la fonction est auxiliaire, c'est-à-dire que le moteur peut tourner sans lui, comme c'est le cas sur cette figure). Lorsque le fluide de travail passe du point chaud 3 au point froid 4, il cède de la chaleur au régénérateur, c'est-à-dire à la matrice poreuse située entre le réchauffeur et le refroidisseur. Puis, lorsque le fluide passe cette fois du point froid 1 au point chaud 2, le régénérateur restitue les calories stockées précédemment (phase 3-4). Donc, seulement un apport de chaleur est nécessaire pour suivre l'isotherme de détente 2-3 et un apport de fraîcheur est nécessaire pour suivre l'isotherme de compression 4-1. Il y a donc économie d'énergie (i.e. moindre consommation ou meilleur rendement, grâce à un élément auxiliaire inventé par Robert Stirling ; pour la petite histoire le régénérateur était aussi appelé « économiseur » dans le brevet de 1816 déposé par Robert Stirling).

¹ [http1] <http://www.moteurstirling.com/comment.htm>

2.2 Le moteur Franchot : une configuration particulière du moteur Stirling

Précisons tout d'abord qu'il s'agit d'un moteur Stirling particulier. La cinématique n'est pas définie sur les dessins suivants. L'idée originelle et originale est d'appliquer la source chaude sur le haut du piston déplaceur et la source froide sur le bas de ce même piston déplaceur. En fonction de la position du piston déplaceur, le fluide de travail est plus ou moins chaud, ce qui implique une pression plus ou moins élevée dans l'enceinte close et donc, une détente ou une compression du fluide de travail sur/par le piston de puissance.

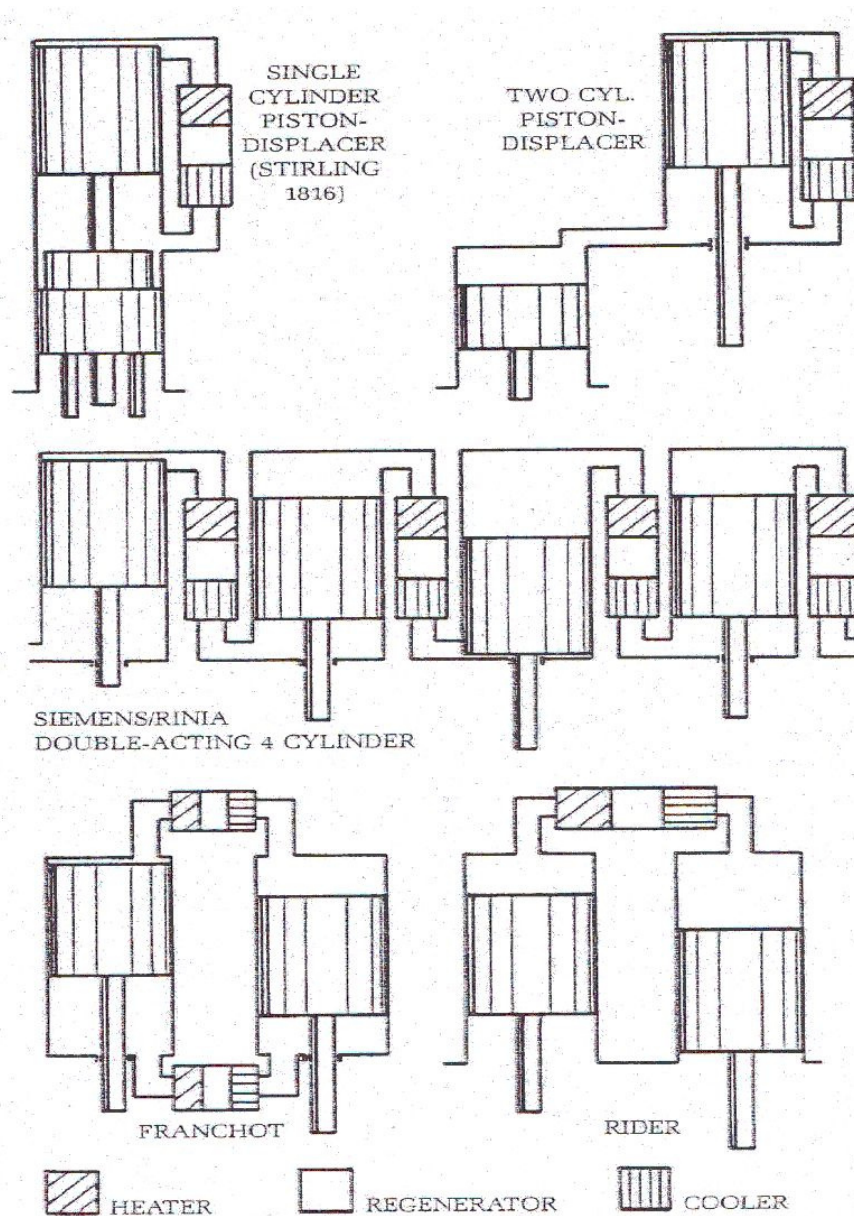


Figure 2 : Configurations de moteurs Stirling (voir [5] Ross)

Ces schémas montrent les trois types de moteurs Stirling (équipés de leurs échangeurs, situés ici à l'extérieur: refroidisseur, régénérateur, réchauffeur) :

- β (Béta), en haut à gauche : le piston de puissance est en bas et le piston déplaceur est en haut. Tous deux sont situés dans le même cylindre (moteur Stirling breveté en 1816).
- γ (Gamma), en haut à droite : le piston de puissance est en bas et le piston déplaceur est en haut. Chacun est situé dans son cylindre respectif (moteur Stirling réalisé en 1815).
- α (Alpha), représenté trois fois sur les deux dernières lignes. Un piston par cylindre est, tantôt de puissance, tantôt déplaceur.
 - La configuration de la ligne du milieu dite de Siemens est représentée ici en ligne ; elle peut-être aussi en carré. Les connections sont en série. Elle est à double effet.
 - Celle de la ligne du bas à gauche est dite de Franchot (1853). Elle est à double effet. Les échangeurs sont parallèles. Les pertes par conduction thermique sont minimisées.
 - Celle de la ligne du bas à droite est dite de Rider. Elle est à simple effet.

Une animation est visible pour les trois configurations α , β , γ sur le site de François Réveille²

Le moteur Franchot ressemble au moteur de son contemporain américain Rider qui, lui, est simple effet, mais a connu le succès commercial.

Une figure extraite du livre [6] montre ce moteur selon un graphisme d'une autre époque. On peut percevoir une cinématique « excentrique, bielle, tige » classique qui n'assure qu'une étanchéité dynamique. L'étanchéité côté gauche, i.e. chaud, est difficile à réaliser. L'architecture est du type « 2α - parallèle ». Précisons qu'il faut qu'il existe un déphasage de $\pi/2$ entre les pistons.

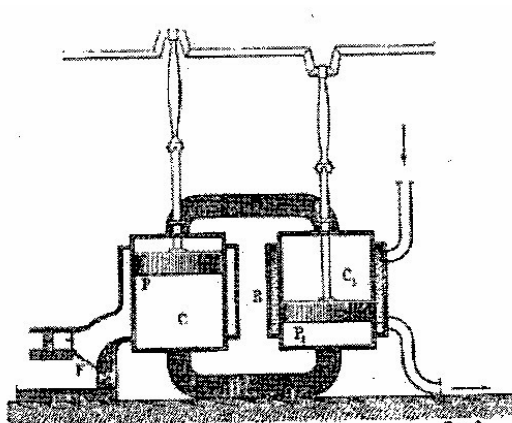


Figure 3 : Ancienne représentation de moteur Franchot (voir [6] Lyonnet)

² [http2] <http://perso.orange.fr/francois.reveille/essv.html>

On se référera aussi à [7] West :

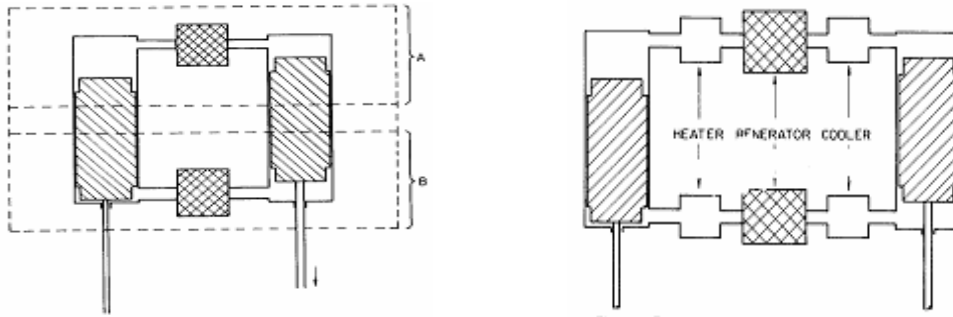


Figure 4 : Schémas du moteur Franchot sans, puis avec échangeurs de chaleur externes dédiés.

La figure de gauche montre un moteur Franchot où le cylindre de détente est réchauffé et le cylindre de compression est refroidi, tout comme dans la figure précédente. On distingue bien deux circuits de gaz de travail (A & B). Dans la figure de droite figurent des échangeurs de chaleur dédiés. Les échanges de chaleur n'ont plus lieu au niveau des cylindres. Il y a séparation des fonctions.

Le moteur Franchot en parallèle permet de s'affranchir de la conduction thermique le long des cylindres. Par ailleurs, sur ces schémas, la cinématique n'est pas montrée.

Il existe un concept, qui est une version « 2α -série » du moteur Franchot, le moteur Poulton de 1981, mentionné dans [8] Techniques de l'ingénieur :

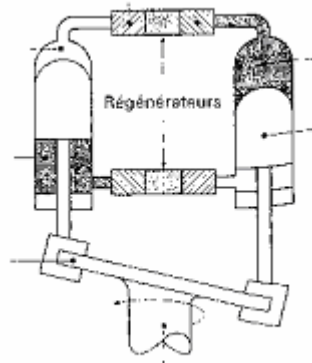


Figure 5 : Dessin du moteur Poulton (vapeur et liquide).

Mais il semble moins avantageux du fait de la conduction qui s'opère le long des deux cylindres et éventuellement au travers des pistons. De plus, il semblerait que le temps moteur soit deux fois plus puissant, d'où un couple moins uniforme que dans n'importe quel Stirling (ou Franchot) venu. Il y a un déphasage apparent de π car on observe une cinématique qui fait appel à un plateau oscillant : ce moteur a-t-il tourné?

2.3 Le joint de roulement puis le joint de torsion ; la translation contre la rotation (alternatives)

Le visionnage d'une vidéo de chez Philips mettait en évidence que l'on pouvait réaliser une étanchéité statique sur la tige et le piston à partir d'un mouvement de translation alternative sur un moteur de type β avec un joint chaussette de roulement ou « rollsock » d'après [2] (Hargreaves). Une cinématique spéciale, dite rhombique, évitait tout frottement, donc tout graissage, et permettait un équilibrage. Seulement, le joint étant si peu épais, que sa durée de vie n'excédait pas les 1400 heures. Le joint était situé côté froid. Il se déroulait puis s'enroulait sur lui-même. Une contre pression d'huile était assurée.

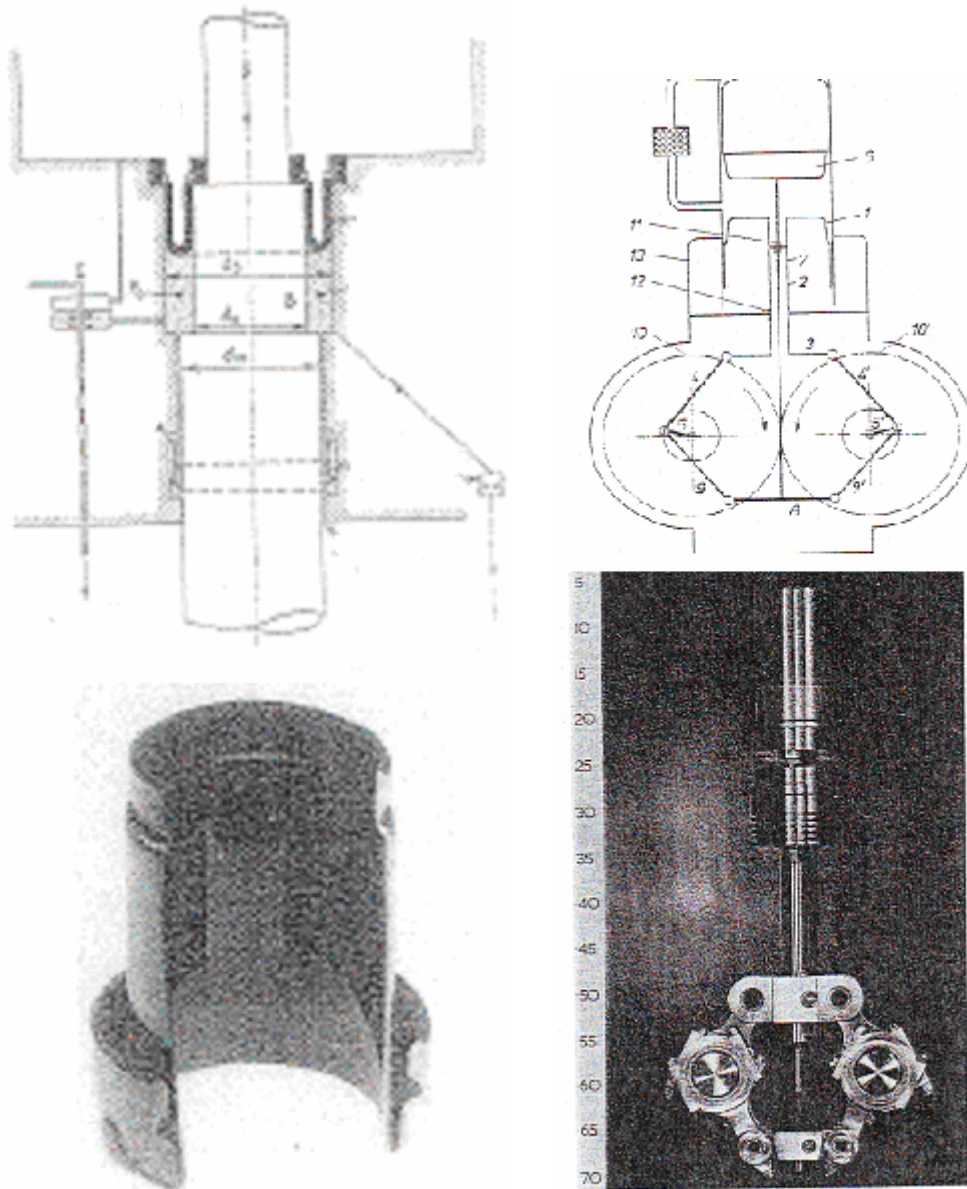


Figure 6 : Schémas et photos du joint « rollsock » et d'une cinématique rhombique (voir [2] Hargreaves).

Il m'a été donné ensuite de réaliser combien le concept de joint chaussette de torsion (nommée ici « twistsock ») réalisant une étanchéité statique autour d'un mouvement de rotation alternative du moteur de feu Mr Bras (voir [9] Bras) était pertinent.

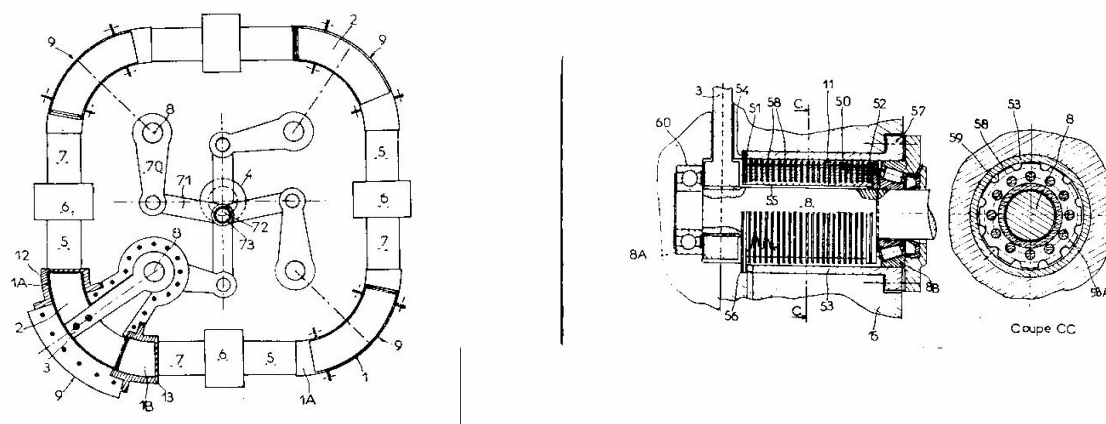


Figure 7 : Dessins d'un moteur à pistons toriques et de son joint de torsion « twistsock » (voir [9] Bras)

L'architecture orbitale de type « 4α - série » de ce moteur faisait appel à quatre pistons en portion de tore reliés un à un par un bras à un arbre en rotation alternative, due à un mécanisme de manivelle quadratique, permettant de réaliser un joint statique. De plus, ainsi maintenus, les pistons n'auraient pas frotté sur l'alésage ; d'où l'inutilité de toute présence de graisse ou d'huile, polluant potentiel de la matrice régénératrice poreuse. Un usinage avec aléuseuse cinq axes aurait été nécessaire, entraînant un coût prohibitif comme signalé autrefois dans les Techniques de l'ingénieur, dans la rubrique « moteurs alternatifs ». L'emploi du conditionnel s'impose, le moteur de feu Mr Bras n'ayant jamais été réalisé. Rajoutons que le roulement à billes situé à l'intérieur, c'est-à-dire à gauche, baignait dans le fluide de travail à température mitigée.

Tout comme le Franchot, les moteurs Bras (étanchéité externe) et Siemens (pas d'étanchéité externe) sont à double effet ; cependant, pour les deux derniers, quatre pistons sont nécessaires au lieu de deux pour le Franchot, donc ils coûtent plus chers.

Profitons-en pour dire que le choix de la cinématique, qui conditionne le diagramme de Watt et donc l'énergie disponible par cycle, est crucial dans la réalisation de l'étanchéité statique. Un contre-exemple simple peut-être mentionné : un arbre en rotation continue, par exemple une extrémité de vilebrequin logé dans un carter, ne peut que bénéficier d'une étanchéité dynamique. Une solution peut consister à inclure dans une même enveloppe, moteur de Stirling et alternateur ; sortant par deux fils ne compromettant pas l'étanchéité, l'électricité fournie puis stockée doit, si l'on cherche à produire du travail mécanique, être transformée à l'aide d'un moteur électrique. On se rapproche des configurations des voitures hybrides dont le coût est élevé vu le nombre de modules (moteur thermique, alternateur, batteries et moteur électrique). Une autre solution peut consister à garder l'enveloppe et à utiliser un disque magnétique interne entraînant un disque magnétique externe. Il se peut que des glissements aient lieu.

Nous chercherons à obtenir un mouvement de rotation continue sans ces subterfuges mais plutôt par la cinématique. Pour ce faire, nous utiliserons une conception due à Raballand (voir [10] Raballand). Elle reprend l'idée de feu Mr Bras du joint de torsion dit « twistsock » mais utilise des pistons prismatiques nommés ici « flippers » au lieu des pistons toriques. Les chambres prismatiques associées sont nommées « portions de vache qui rit ». C'est une configuration de type « 2α - parallèle ».

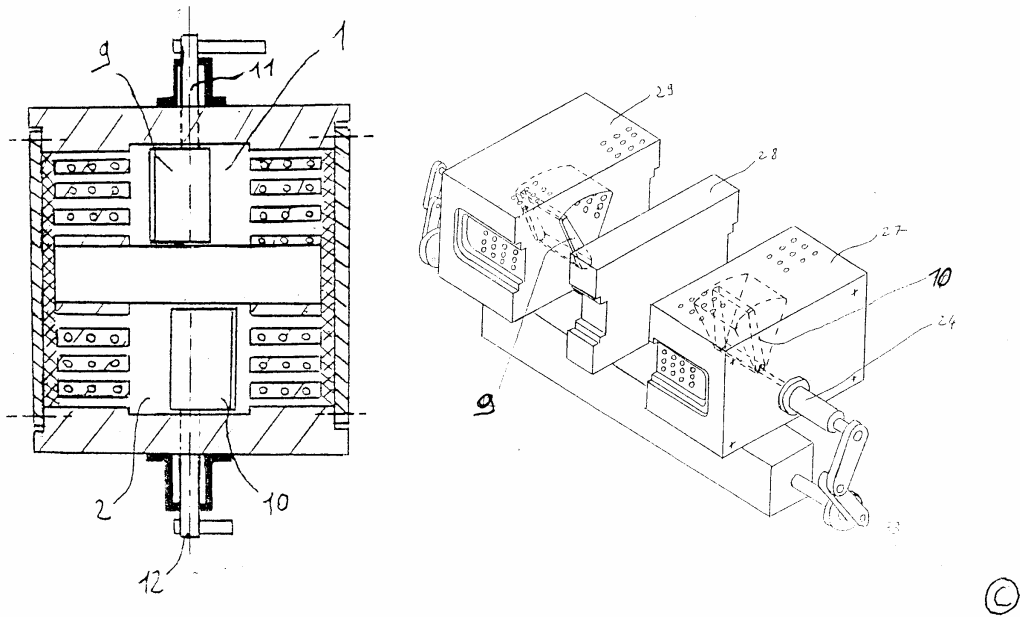


Figure 8 : Dessins du moteur Franchot breveté par Raballand en 2002

On notera que le principe de séparation des fonctions n'est pas assuré avec cette conception, échangeurs et bloc-moteur étant confondus. De plus, l'arbre oscillant chaud ne peut recevoir, contre le porte-à-faux, l'appui utile d'un roulement à billes, à cause de la chaleur qui nuirait à son graissage à vie. A l'avenir, tous les roulements devront être situés à l'extérieur des joints lors de la prochaine conception. Il y aura deux joints et deux roulements par piston (Recommandations de M. Jean-Michel Gineste du PROMES).

Une invention intermédiaire, un autre moteur Franchot, née à Odeillo, au laboratoire PROMES (PROcédés Matériaux et Energie Solaire) du CNRS (Centre National de la Recherche Scientifique), est représentée ci-après :

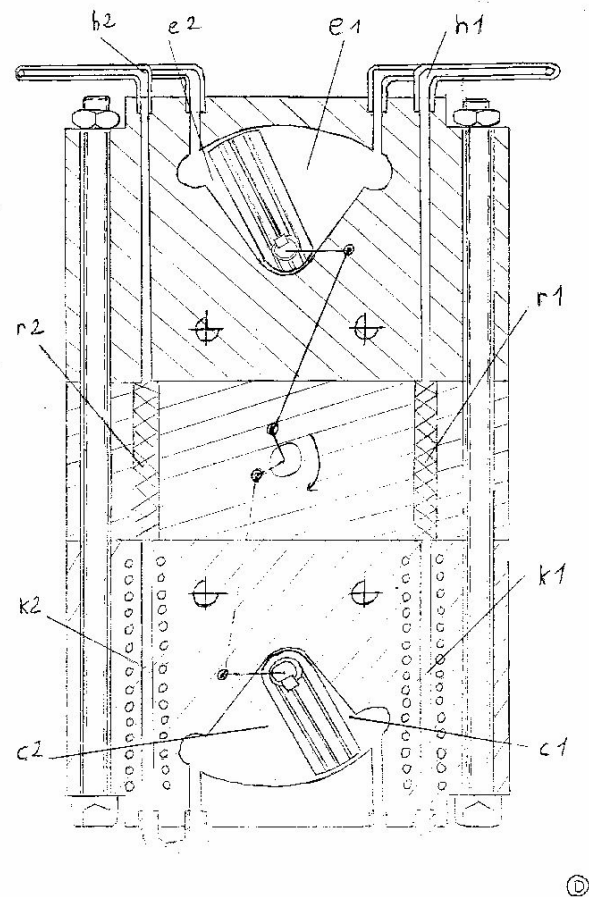


Figure 9 : Moteur Franchot solaire conçu par Raballand en 2005

Légende : e (espace d'expansion), h (réchauffeur), r (régénérateur),
 k (refroidisseur), c (espace de compression)
 1 et 2 (circuits de travail distincts)

Il y a un problème : la séparation des fonctions n'est que partiellement assurée puisque les refroidisseurs (k1 et k2) sont dans le bloc moteur.

3 Analyse fonctionnelle de l'étanchéité du moteur Franchot

3.1 Objectif

Le problème récurrent sur les moteurs Stirling est l'étanchéité, notamment lorsqu'ils sont pressurisés en vue d'augmenter leurs puissances spécifiques. Avec le moteur Franchot s'ajoute une autre contrainte : réaliser un joint résistant aux hautes températures du côté détente.

Nous optons dès à présent pour un moteur Franchot (seulement deux pistons pour deux circuits de gaz de travail en parallèle et donc ainsi pas de phénomènes d'égalisation de température) de sorte à limiter les frais de fabrication et les pertes thermiques, équipé d'une cinématique capable de produire un mouvement de rotation alternative (manivelle quadratique ou mécanisme d'étau-limeur) de sorte à réaliser une étanchéité statique.

Au fur et à mesure des époques technologiques, se sont imposés à l'esprit des inventeurs :

- le piston cylindrique, usiné à l'aide du classique tour, dérivant des cylindres de machines à vapeur et toujours en vogue
- le piston en portion de tore (ne frotte pas car maintenu en position radialement et permet une étanchéité externe ; jamais réalisé car trop compliqué)
- le piston « portion de vache qui rit » (idem ; jamais réalisé car trop d'inertie)
- le piston « flipper » (idem ; avantage : moindre inertie)

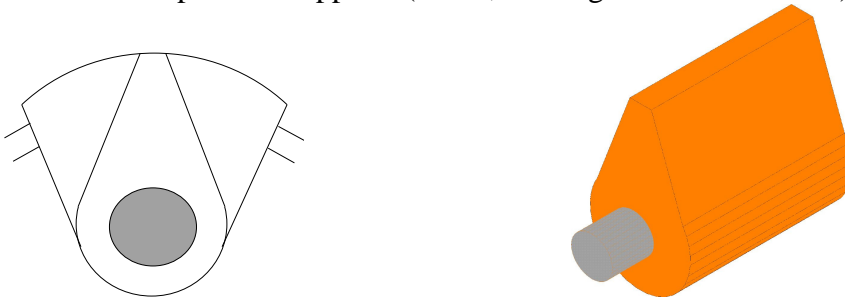


Figure 10 : Dessins du piston dans sa chambre associée (« flipper » dans « vache qui rit »)

Le mouvement de rotation alternative se fera avec un piston « flipper » inventé par Raballand en 1996. Une fraiseuse à Commande Numérique par Calculateur (CNC) est requise, tant soit pour l'usinage du piston « flipper » que pour la chambre associée « portion de vache qui rit ». La technologie de cette fraiseuse permet de réaliser des contours, chose impossible à l'époque des machines à vapeur, qui semblent toujours imposer le fameux piston cylindrique.

Avec le piston « flipper », il n'y a pas de frottement relatif, celui-ci étant maintenu sur l'arbre donc il n'y a pas de pertes par friction. La lubrification est inutile, mieux, indésirable ; ainsi le régénérateur poreux ne sera pas pollué.

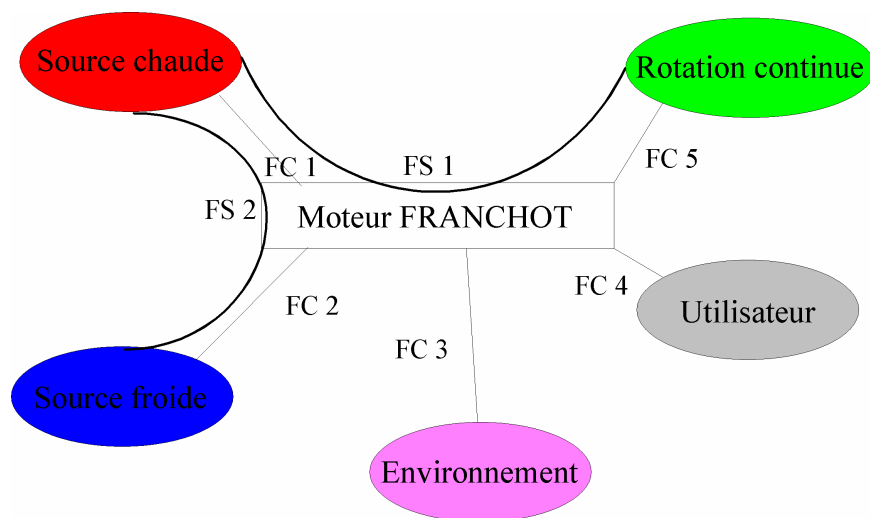
Notre but est de montrer que le problème de l'étanchéité du moteur Stirling peut être résolu dans une de ses configurations particulières, le moteur Franchot, ceci grâce à un piston « flipper » (et une chambre « portion de vache qui rit » associée) animé d'un mouvement de rotation alternative autour d'un arbre, autour duquel on place une chaussette de torsion (« twistsock ») que l'on va chercher à améliorer. Une manivelle quadratique, par exemple, transforme le mouvement de rotation alternative du « flipper » en mouvement de rotation continue du vilebrequin, ceci à l'extérieur de la chambre. Notons l'utilisation possible comme composant de pompe ou de compresseur de ce piston.

3.2 Analyse des fonctions

Il convient de mentionner que, bien souvent, l'esprit analytique s'oppose à l'esprit intuitif. Le cas présent ne déroge pas à la règle. En effet, le concepteur qu'est l'auteur de ce rapport se contente bien souvent de croquis au tracé peu assuré et laisse mûrir ses idées. Les analyses proposées ici ont une syntaxe prédéfinie de manière à laisser au lecteur averti une chance de comprendre les détails de la machine inventée, un moteur thermique Stirling de type Franchot, et cela, rapidement.

3.2.1 Diagramme APTE du moteur Franchot

Ce diagramme permet de donner une idée générale du système avec ses fonctions de service (FS) et ses fonctions de contrainte (FC) dans un environnement donné.



- Légende :
- * Fonctions de service :
 - FS1 : Transformer une partie de l'énergie thermique en énergie mécanique
 - FS2 : Evacuer l'autre part de l'énergie thermique
 - * Fonctions de contrainte :
 - FC1 : Se lier au réchauffeur
 - FC2 : Se lier au refroidisseur
 - FC3 : Ne pas laisser fuir le gaz de travail
 - FC4 : Ne pas agresser l'utilisateur
 - FC5 : Se lier à un arbre en rotation continue

Figure 11 : Diagramme APTE

3.2.2 Organigramme Technique étendu (OTé)

C'est une décomposition du système « moteur Franchot » (niveau 0) en sous-systèmes (niveau 1) et ceci jusqu'aux éléments de base (niveau 4). Il est étendu car figure l'environnement. On notera l'association « contre-nature » de l'arbre et du joint.

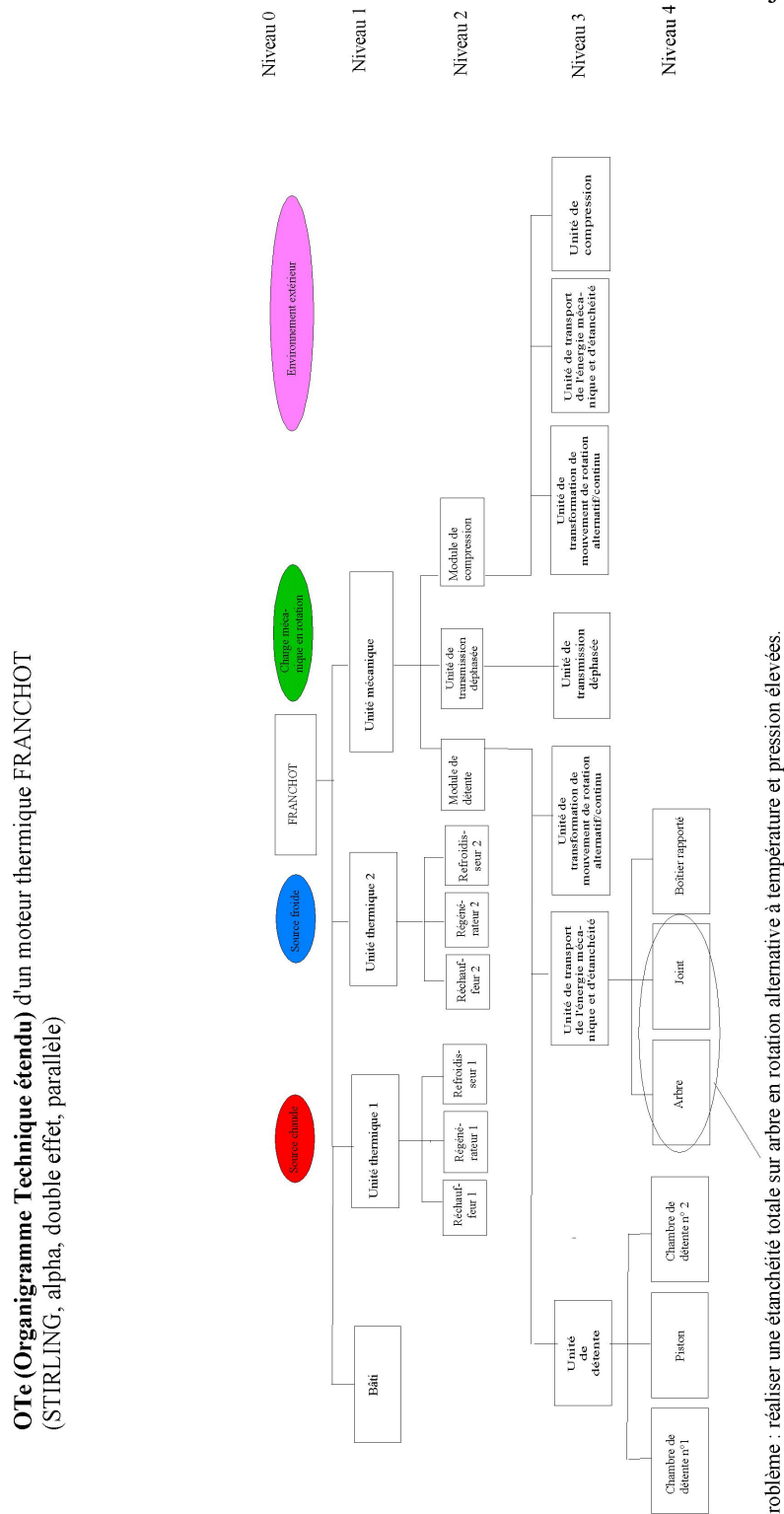
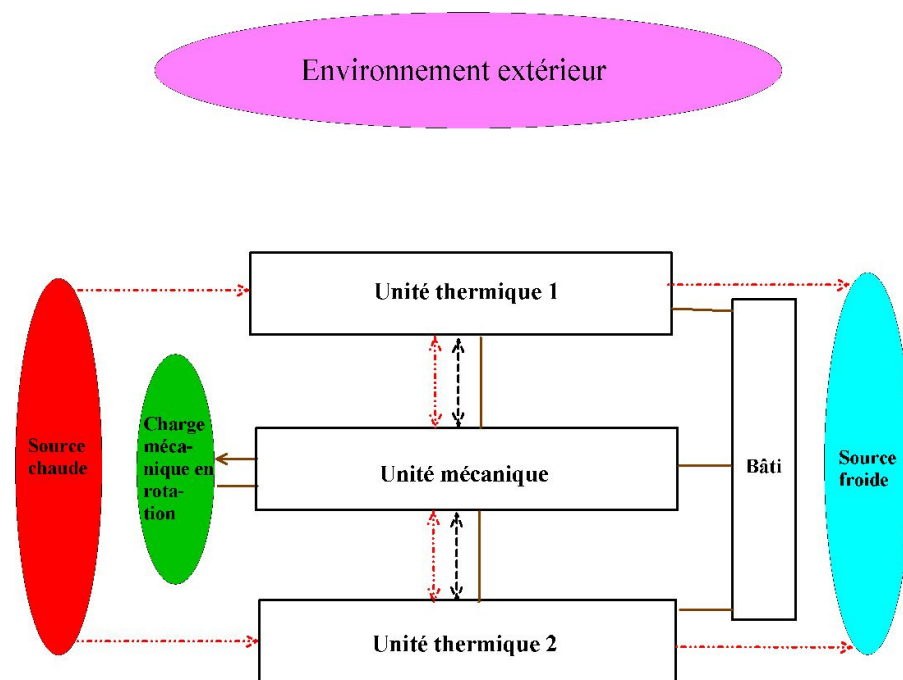


Figure 12 : Organigramme Technique étendu des niveaux 0 à 4.

3.2.3 Blocs Diagrammes Fonctionnels (BDF)

A l'intérieur de chaque bloc figure un verbe d'action et un flux (signal, énergie et/ou matière). En l'occurrence, il n'y a pas de signal. Nous avons mis en évidence, au fur et à mesure que nous descendions les niveaux de l'Organigramme Technique étendu précédent, par effet de loupe, une association « contre-nature » : l'arbre doit transmettre un flux mécanique alors que le joint doit empêcher toute fuite de matière, en l'occurrence, du gaz de travail. Elle réapparaît ici sous forme d'une contradiction au niveau de la sortie de l'unité mécanique.



- Légende :
- Flux d'énergie mécanique de contact
 - ←———— Flux d'énergie mécanique de mouvement
 - ←- - - - - Flux de matière (gaz de travail)
 - ←· · · · · Flux d'énergie thermique

Figure 13 : BDF (Bloc Diagramme Fonctionnel) niveaux 0&1

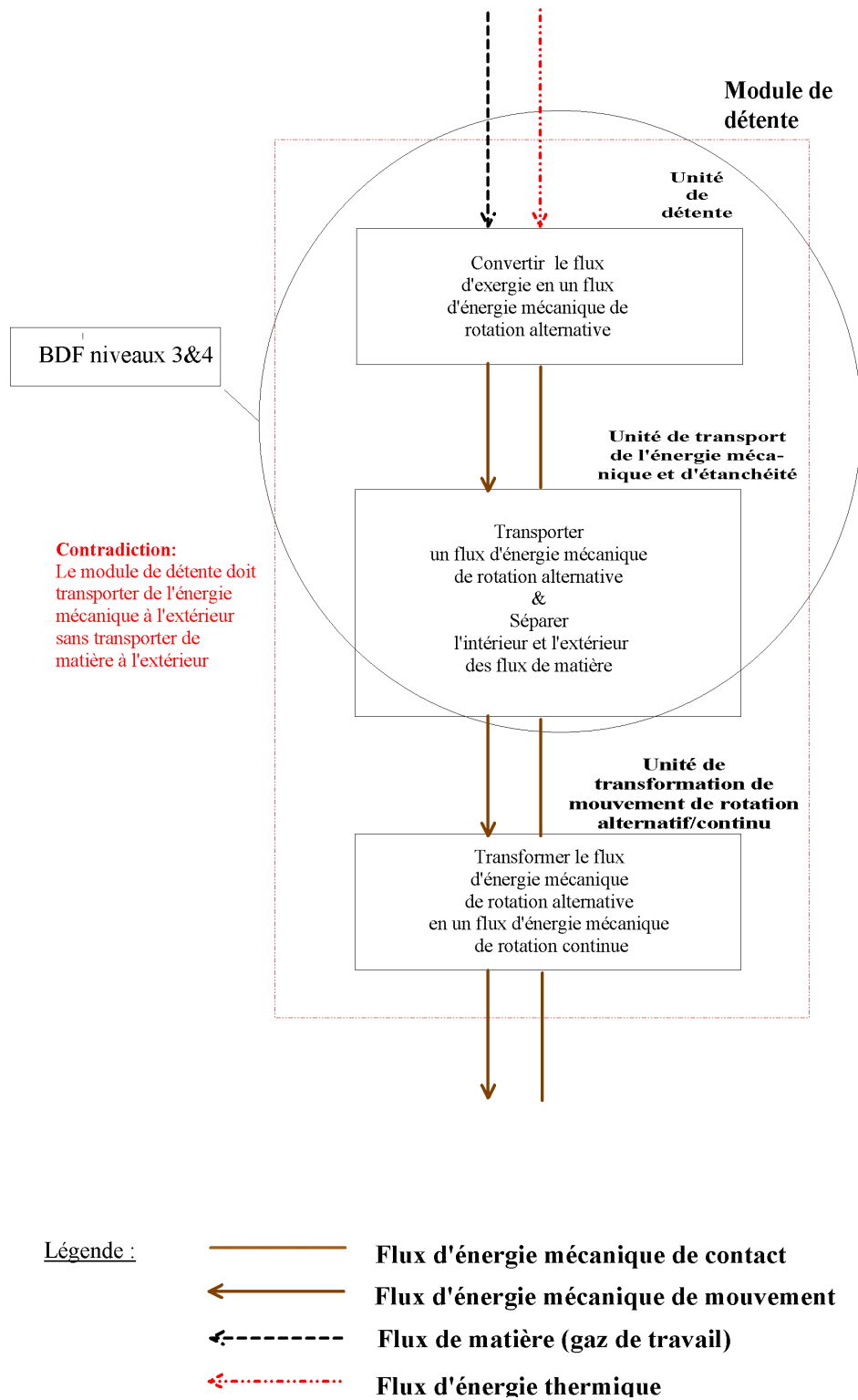


Figure 14 : BDF (Bloc Diagramme Fonctionnel) niveaux 2&3

3.2.4 Diagrammes « Graphes substances/champs » (GSC)

Ici, tout élément ayant une masse est une substance (pièce du moteur mais aussi fluide de travail et air extérieur par exemple). Les champs sont les actions. Nous sommes ici au cœur du problème car il s'agit de trouver une configuration simple susceptible d'être une bonne solution au problème d'étanchéité statique. Côté moteur, le joint se devra de résister à la chaleur, aux fuites de gaz et à la pression ; côté environnement, il devra pouvoir résister à ce dernier.

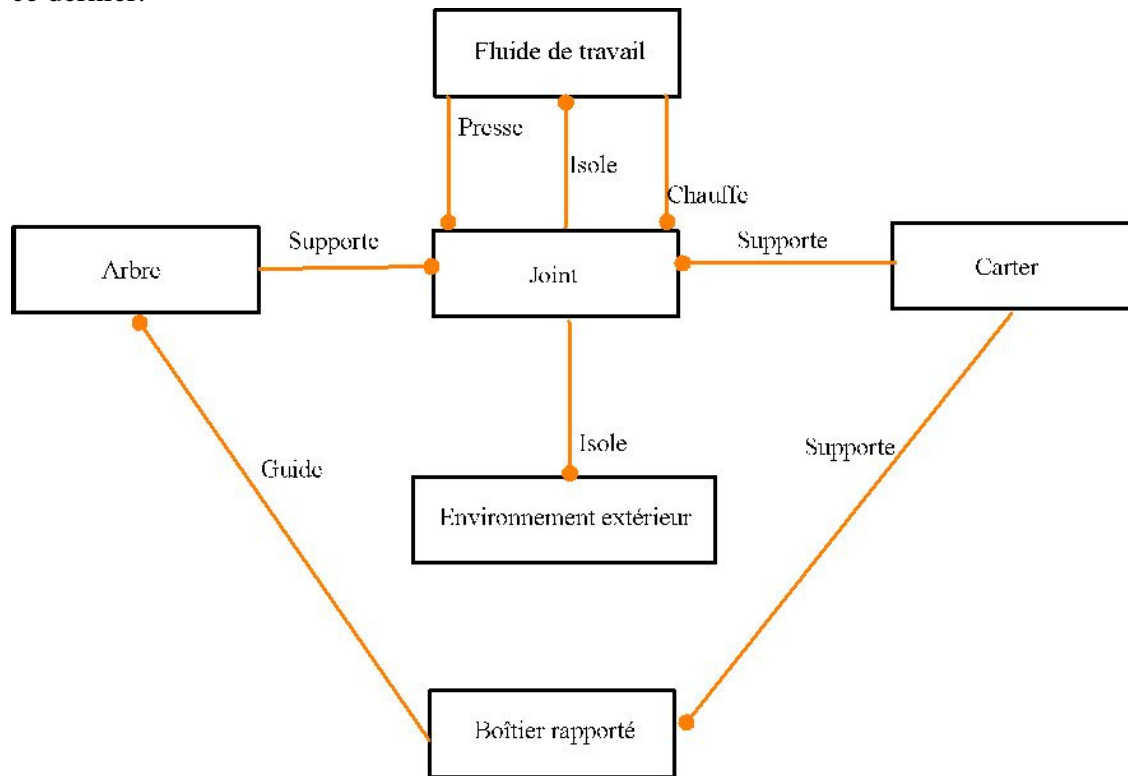


Figure 15 : GSC (Graphe Substances/Champs) niveaux 3&4

Cette représentation schématique est simple et donc devrait permettre de faire éclore une solution élégante.

3.3 Analyse du fonctionnement

Nous ne nous intéresserons pas à la cinématique ; celle-ci peut être une manivelle quadratique ou un coulisseau du type de celui qu'on trouve dans les étaux-limeurs. Nous recherchons toujours avec un système (piston, arbre et joint) un effet premier dit « fonctionnel ». Mais d'autres peuvent suivre : ce sont les effets « induits », qu'ils soient bénéfiques ou néfastes.

3.3.1 Effets physiques fonctionnels

Côté piston :

Pour ce qui concerne le fonctionnement d'un moteur Stirling en général, il est conseillé de se rapporter aux schémas du début du rapport, puis à la littérature et à divers sites Internet. Précisons tout de même qu'il existe un déphasage : le piston chaud avance de $\pi/2$ sur le piston froid dans chacun des deux circuits de fluide de travail dans un Franchot. L'effet fonctionnel réside dans le fait que l'exergie, qui comprend énergie calorifique et énergie de pression, est partiellement transformée en énergie mécanique grâce au piston.

Côté joint :

Les joints d'étanchéité se doivent de laisser passer un flux d'énergie mécanique de rotation alternative par l'intermédiaire d'un arbre tout en ne laissant pas passer le gaz de travail chaud ou froid sous pression. Rappelons qu'il y a deux joints chauds et deux joints froids.

3.3.2 Effets physiques induits

3.3.2.1 Effets physiques induits bénéfiques

Côté piston :

Les pistons « flippers » se centrent d'eux-mêmes sur l'axe (liaison glissière), vu que la même pression règne de part et d'autre dans les interstices latéraux. De plus, haut et bas des pistons « flipper », sont maintenus par l'arbre en rotation alternative. Nulle part le piston « flipper » ne touchera (après rodage ou après usinage prenant en compte le calcul de leur élongation) les parois de la chambre associée (« portion de Vache qui rit »). Il n'y a donc ni perte d'énergie, ni usure par frottement mécanique entre piston et chambre associée. La lubrification devient inutile, ce qui évite la pollution de la matrice poreuse du régénérateur.

Comme de part et d'autre d'un piston règne sensiblement la même température, il n'y a pratiquement pas de pertes thermiques au travers du piston « flipper » lui-même, ni de sa chambre associée « portion de Vache qui rit ». La recherche d'un matériau peu conducteur pour le piston n'est pas utile.

Côté joint:

Règne sur les extrémités de chaque arbre cannelé (production en série) ou claveté (prototype), qui supporte un piston (« flipper »), la même pression due à la présence d'un joint de part et d'autre. Il y a absence de poussée latérale et donc de simples roulements à billes suffisent pour maintenir l'arbre (on considère l'élongation de l'arbre négligeable).

3.3.2.2 Effets physiques induits néfastes

Il y a des effets relevant de la fatigue, provenant des variations de pression dans chacun des deux circuits de fluide de travail. On se référera utilement à la résistance des matériaux.

Côté piston :

Il y a conduction thermique le long de l'arbre cannelé (production en série) ou claveté (prototype) supportant le piston et ainsi qu'au travers du boîtier rapporté supportant le joint. Pour les deux, un matériau peu conducteur et usinable est conseillé. Même chose pour le bloc-moteur chaud constitué de préférence de deux demi coquilles peu conductrices pour éviter la conduction entre zone chaude et extérieur. La chaleur convoyée vers l'extérieur en zone chaude nuit au rendement du moteur (calorifugeage souhaitable), tout comme le pont thermique entre zone chaude et zone froide, qui implique la réalisation d'une structure fine.

De plus, le piston a une inertie avec décélération puis accélération en bouts de courses. C'est pourquoi on a réduit sa masse en passant d'un piston droit à un piston biseauté dit « flipper ». On pourrait encore réduire sa masse en optant pour un piston avec profil iso-contraintes. Cela est justifié par le fait que même avec un sommet peu large, les pertes de puissances dues aux fuites internes sont négligeables (voir tableur).

En revanche, le piston pourra être constitué d'un matériau auto abrasif résistant aux hautes températures, pour limiter les fuites de fluide de travail d'un circuit à l'autre (étanchéité interne) après rodage. Un démontage remontage pour éliminer les poudres abrasives pourrait s'avérer nécessaire afin qu'elles ne bouchent pas la matrice poreuse du régénérateur. Mais la contamination lors du rodage peut avoir lieu et être irréversible. Une autre manière d'opérer est de calculer l'élongation sur la hauteur du piston « flipper ». C'est cette dernière solution que nous avons retenue.

Côté arbre :

On peut considérer le piston comme un encastrement et les roulements à billes comme des liaisons pivots. L'arbre est soumis à deux cisaillements alternatifs aux droits des extrémités du piston « flipper ». Cela est dû à des pressions différentes de part et d'autre du piston « flipper » venant des circuits de gaz de travail.

Ce même arbre est également soumis à une sollicitation de torsion en fatigue, qui est maximale lors des temps moteurs à priori (l'effort opposé transite par la cinématique et provient de la charge ainsi que de l'autre partie du moteur).

Il y a aussi une sollicitation de tension en fatigue sur l'arbre chaud et l'arbre froid, puisque sur les deux joints de chaque arbre, qui sont liés à leurs épaulements, s'exerce une pression variable. Cependant, elle est négligeable.

Enfin, côté chaud se produit une dilatation de l'arbre, minimisée si on dispose d'un piston peu conducteur.

Côté joint :

C'est à ce niveau que les effets induits néfastes sont le plus importants. Pour les deux joints chauds seulement, il faut trouver une parade aux flux thermiques provenant de la chambre de détente ; si on place un matériau calorifuge en amont, serré sur l'axe, on se ramène ainsi au cas d'un joint froid. Pour les quatre joints (deux chauds et deux froids), il faut veiller à ce que le fluide de travail ne s'échappe pas : un isolant matière est requis. Toujours pour ces quatre joints, si on souhaite que le moteur soit pressurisé, de manière à augmenter sa puissance spécifique, une membrane résistant aux fortes pressions devra être ajoutée. De plus, les agressions du milieu extérieur seront rendues inefficaces si on ajoute un dispositif protecteur vis-à-vis de l'extérieur (de type joint Spi ou joint à lèvre) sur l'arbre par exemple).

Enfin, soulignons que tout le joint, sauf le matériau calorifuge serré sur l'axe, est sujet à une sollicitation de torsion en fatigue, une tension axiale et une tension radiale. A priori, la durée de vie du joint est fonction décroissante de la vitesse angulaire alternative de l'arbre et est fonction décroissante de l'ouverture angulaire de la chambre « portion de vache qui rit ».

4 Résultats

4.1 Conception du joint

Notons dès à présent que la dénomination joint statique par la suite ne veut pas dire que le joint ne bouge pas, mais que, rattaché à un alésage et à un arbre en mouvement relatif alternatif, il empêche toute fuite de se produire, que le mouvement soit linéaire ou rotatif, du fait de la présence d'une membrane.

Nous partons de l'idée de feu Monsieur Bras de 1983 ([9] brevet FR 2539811), et plus particulièrement du joint chaussette de torsion nommé ci-dessus « twist sock ».

De là, nous jouons sur les formes, tout en ayant en tête les contraintes drastiques de pression ($p=200$ bar), de température ($T=650^{\circ}\text{C}$) et de la fatigue. Il faut également tenir compte de l'environnement.

4.1.1 Premier dessin du joint

Cette armature est faite de disques noyés dans le manchon en silicone (solution inspirée du brevet FR 2539811 de Bras en 1983). Le caoutchouc (ou le polyuréthane) du joint Philips ne tiendraient pas à la chaleur.

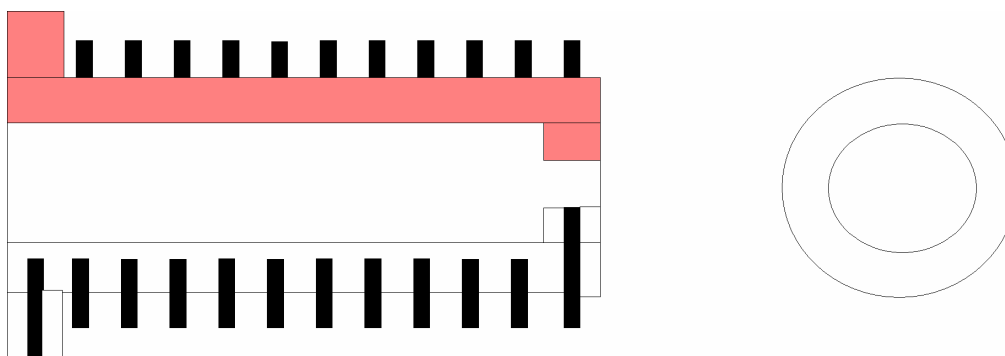


Figure 16 : Dessin d'un dispositif d'étanchéité avec manchon de torsion

4.1.2 Deuxième dessin du joint

Le piston « flipper » est monté sur un arbre cannelé et il est libre, ce qui lui permet de se centrer lui-même. Le joint s'approche d'un disque. Il est multicouche pour éviter les pertes de fluide de travail et résister à la chaleur. Il est maintenu par des vis CHC sur l'épaulement de l'arbre et sur le carter de la chambre. Un boîtier rapporté permet l'installation des roulements de l'arbre.

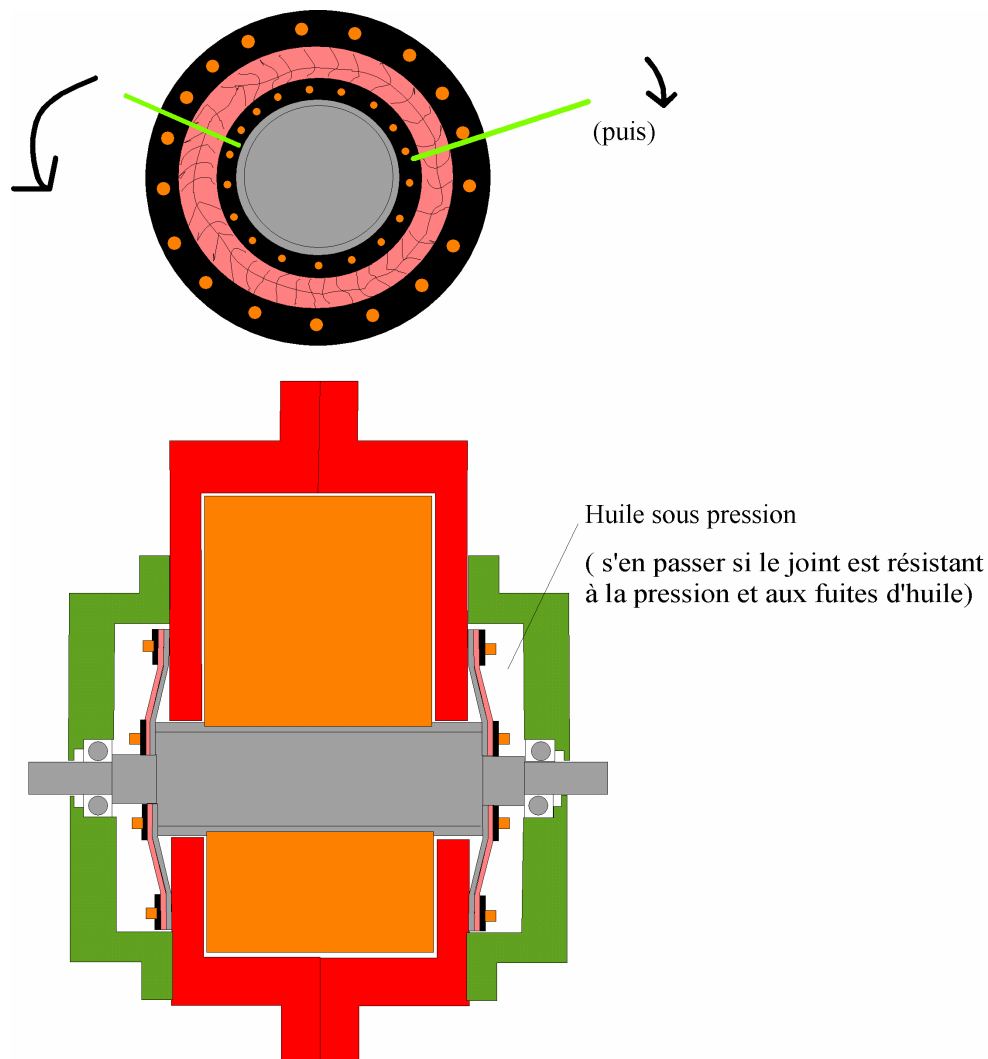
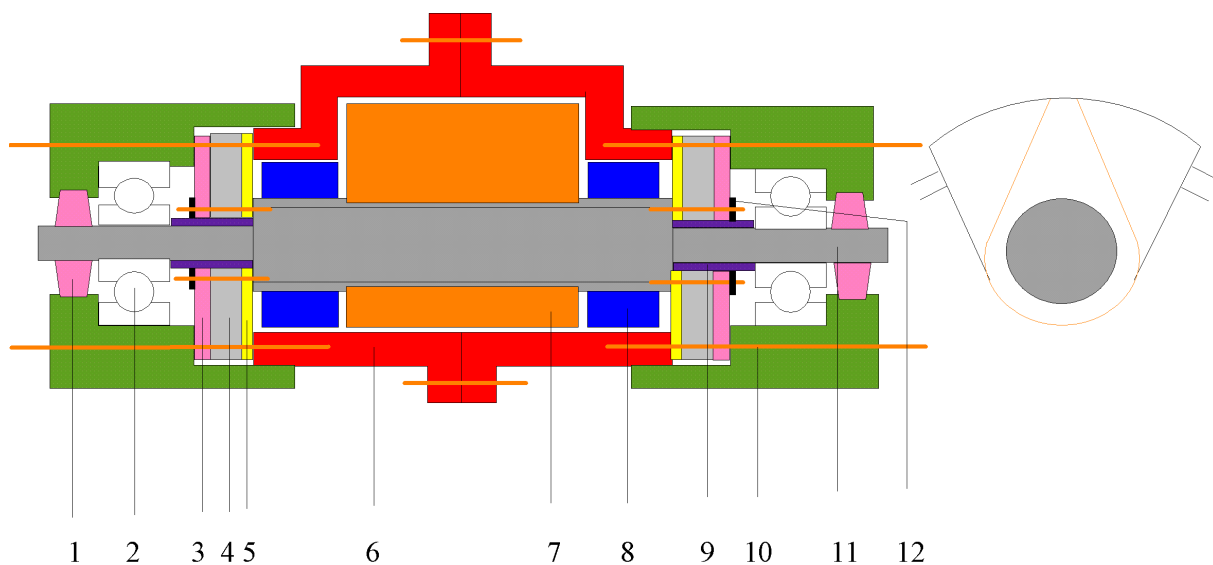


Figure 17 : Dessin d'un dispositif d'étanchéité avec flasque de torsion

4.1.3 Troisième dessin du joint

Entre le joint multi couches proprement dit (3, 4 et 5) et l'extérieur, on trouve un joint spi qui évite à la graisse (de préférence à l'huile) des roulements d'être contaminée ou de fuir par/vers l'extérieur. (3) semble redondant et (5) fragile. Ce module, apparemment de détente (8, isolant température), a son double ; ils sont liés par la cinématique, les échangeurs de chaleur et surtout la structure. On cherchera à concevoir une structure comprenant les deux modules. Celle-ci prendra appui sur les quatre boîtiers rapportés (de température faible grâce aux deux joints thermiques côté chaud). Le plan de joint de la chambre sera identique à celui déjà visible (2 pièces). Le matériau devra être réfractaire, résistant aux hautes pressions et imperméable. La surface extérieure sera calorifugée côté chaud si on ne peut trouver de matériau peu conducteur. Entre les deux modules, on intercalera un palier classique.



Légende :

- 1/ Joint « spi » (environnement / roulements)
- 2/ Roulements à billes
- 3/ Isolant graisse
- 4/ Isolant pression
- 5/ Isolant matière
- 6/ Carter moteur prismatique (« vache qui rit »)
- 7/ Piston prismatique (« flipper »)
- 8/ Isolant température
- 9/ Entretoise pour bloquer le roulement (mieux : surépaisseur arbre)
- 10/ Vis CHC
- 11/ Arbre en rotation alternative, cannelé en sa partie centrale
- 12/ Rondelle

Figure 18 : Dessin d'un dispositif d'étanchéité avec disque de torsion

4.1.4 Quatrième dessin du joint

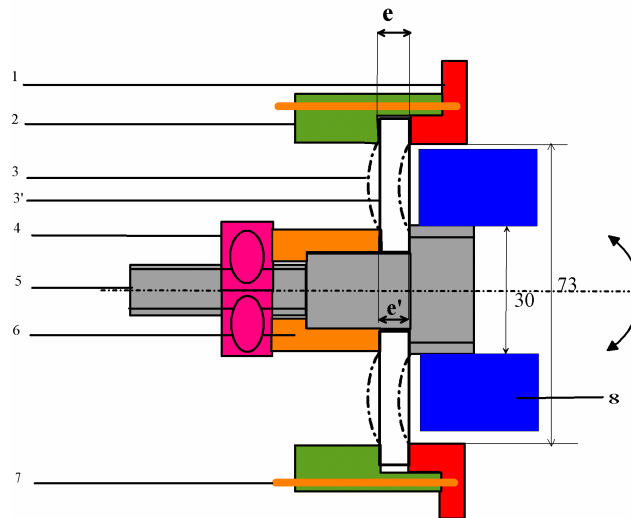


Figure 19 : Dessin de détail d'un dispositif d'étanchéité avec flasque de torsion épais pincé.

L'anneau bleu (8) est un isolant thermique.

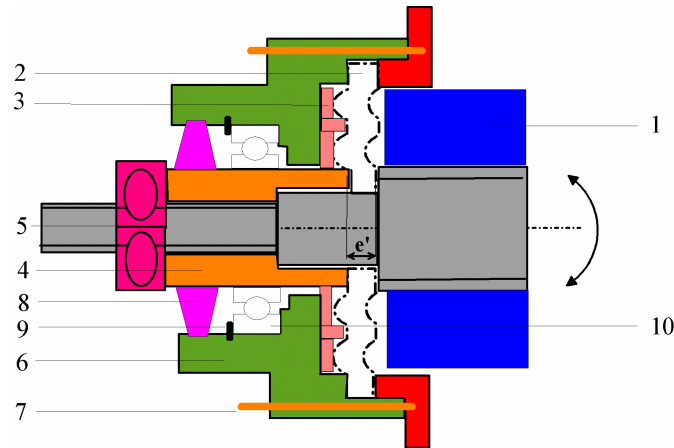
Le but est de laisser passer un flux d'énergie mécanique sans laisser fuir le gaz de travail (hydrogène, hélium ou air). Le carter (1) et le boîtier rapporté (2) sont partiellement occultés tout comme l'arbre (5) qui est animé d'un mouvement alternatif de rotation. Depuis l'intérieur, situé à droite, le fluide de travail ($p_{\max}=150$ bar, $T=75^{\circ}\text{C}$ car présence d'un joint thermique (8)) ne doit pas fuir vers l'extérieur ($p=1$ bar, $T=25^{\circ}\text{C}$) situé à gauche. Considérons la périphérie du joint (3). Le carter (1) centre le boîtier rapporté (2) et surtout sert de butée au boîtier rapporté qui est donc précisément positionné. Le maintien est assuré par des vis (7). Le joint (3) sera pincé entre le carter (1) et le boîtier rapporté (2). On veut déterminer les côtes repérées par (e) et (e'). Le joint s'apparente à un disque quand l'arbre (5) est à $\pm 20^{\circ}$, c'est à dire quand le piston (non représenté ici) est en bout de course (traits pleins (3) sur la figure 19) et il présente un creux quand (5) est à mi-course 0° (traits pointillés (3')). Le creux permet l'évitement d'un couple de torsion trop important à mi-course au quel nous aurions eu affaire avec un simple disque troué au niveau de l'arbre. On peut également monter un disque dont le diamètre est plus grand. Dans ce cas de figure des plis vont apparaître. Une solution simple est de mouler un joint proche de la forme de (3) mais elle est onéreuse.

N.B.: L'interstice, côté (e) permet le pincement car il comprime le joint horizontalement, à sa périphérie. De la différence de pression de part et d'autre du joint, on peut remonter à la force tangentielle verticale au niveau de l'interstice. Puis, en utilisant le plus petit des coefficients d'adhésion entre (1) sur (3) et (2) sur (3), on obtient la force normale. On en déduit la compression normale. La loi de HOOKE donne alors la variation de longueur relative. D'où, connaissant (e0), c'est-à-dire l'épaisseur initiale, on en déduit (e), l'épaisseur finale. Dans un catalogue de la société Sud-Ouest Caoutchouc, par exemple, on choisira une épaisseur (e0) à priori. On rebouclera le calcul de (e) aussi souvent que nécessaire. (e') n'a pas la même valeur à priori car l'écrou (5) et l'abaque (6) ont des coefficients d'adhésion différents que le carter (1) et le boîtier rapporté (2). Le pincement par écrou et entretoise munie de butée évitera l'emploi des rondelles (12) de la figure 18 et des vis associées qui fragilisaient l'arbre cannelé.

4.1.5 Cinquième dessin du joint

L'arbre est animé d'un mouvement alternatif de rotation.

Les abaques circulaires concentriques de contre-pression (3) s'opposent à la pression interne du moteur qui règne à droite. Pour faciliter leur mouvement relatif, elles pourront être en téflon et un léger jeu règnera entre elles.



Légende :

- 1/ Isolant thermique (feutre aiguilleté de silice ; société DELTEC)
- 2/ Isolant matière (caoutchouc ou autre ; société Sud-Ouest Caoutchouc)
- 3/ Isolant pression (abaques concentriques de contre-pression en PTFE ; idem)
- 4/ Entretoise dont la butée permet de régler l'écart (ϵ)
- 5/ Ecrou serrant l'entretoise (4)
- 6/ Boîtier rapporté
- 7/ Vis
- 8/ Joint Spi (protège le roulement de l'environnement)
- 9/ Anneau élastique pour alésage
- 10/ Roulement à billes

Figure 20 : Dessin de détail d'un dispositif d'étanchéité avec flasque de torsion épais pincé utilisant des abaques de contre-pression.

4.2 Intégration du joint dans le moteur Franchot-Raballand (2006)

4.2.1 Moteur (aspects mécanique et thermique)

Nous avons représenté le joint, suivant la figure 18, et non celui de la figure 20, dont l'idée nous est venue à l'esprit plus tard, et on a remplacé l'entretoise (9) par un épaulement.

Il y aura un léger porte-à-faux côté manivelle quadratique. La solution avec tirants permet de bien bloquer les deux plaques de structure verticales ; certes, de la torsion peut apparaître mais elle est contrecarrée par les deux plaques perpendiculaires horizontales qui serviront éventuellement de supports aux échangeurs de chaleur. La théorie de Schmidt (1871) permet d'évaluer le débit moyen du gaz de travail dans le(s) circuit(s) en fonction des paramètres physiques (propriétés du gaz, températures) et des dimensions du moteur (volumes des échangeurs, volumes des chambres, avance de phase). Selon cette théorie, on fait l'hypothèse d'un cycle isotherme, aucun apport de chaleur n'est nécessaire au niveau des échangeurs, qui donc deviennent inutiles, et tout semble se passer dans les chambres. Néanmoins, l'on sait que ces échangeurs accélèrent le transfert de chaleur. Ils obéissent au principe de séparation des fonctions comme l'avait préconisé l'ingénieur français Seguin au dix-neuvième siècle pour les machines à vapeur. Le débit moyen calculé nous permettra de dimensionner les échangeurs, qui, in fine, s'avèrent indispensables pour des moteurs puissants.

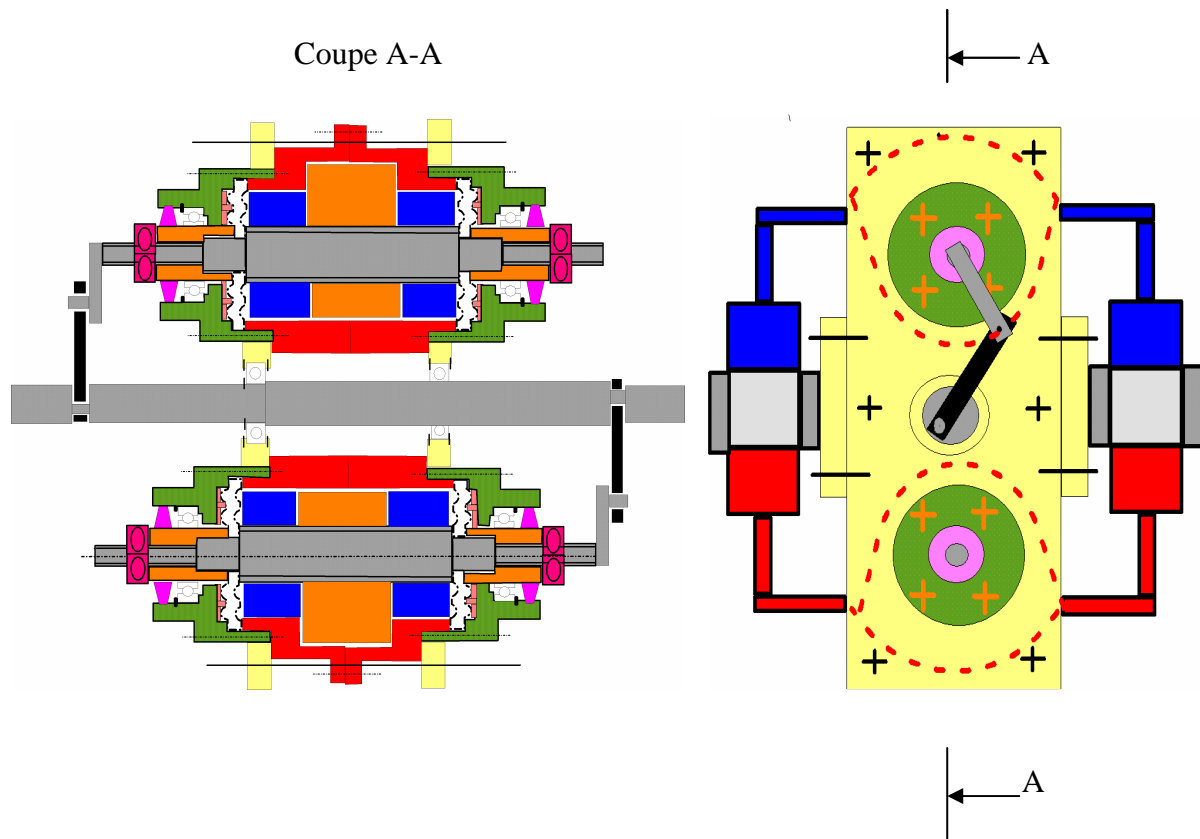


Figure 21 : Dessin d'avant-projet du moteur.

4.3 Evaluation des fuites

4.3.1 Fuites internes

Voir [11] à [14] : Gieck, Massard, Quatremer, McLean pour les formules du tableau, ainsi qu'en fin d'annexe :

Rapport Perte de puissance_f(jeu)_6.xls)

4.3.2 Fuites externes

Seule l'expérimentation peut permettre d'évaluer un débit de fuite externe (et la fatigue du joint). De préférence, on utilisera une membrane, telle que la figure 20 nous la présente (creux à 0° et pas de creux en bout de course, c'est-à-dire à +/-20°). Elle sera faite sur mesure pour le banc d'essai. En fait, plusieurs seront testées. La plus résistante servira au démonstrateur (4 membranes / machine). Sinon, on devra se rabattre sur un joint dynamique du commerce qui évidemment n'est pas étanche de façon absolue.

Quoi qu'il en soit, on devra se situer bien au dessous du débit massique des fuites observées à Odeillo sur le moteur Stirling allemand Solo 161:

$$\dot{m} = 7,7 \cdot 10^{-10} \text{ kg/s } \text{ (limite supérieure)}$$

Calcul du débit massique d'après la loi des gaz parfaits :

$$\dot{m} = \frac{\Delta p}{\Delta t} \cdot \frac{V_{cyl}}{rT} \text{ (calcul de } \dot{m} \text{ fonction de } \Delta p \text{ et } \Delta t \text{ ; T supposée fixe ; à faire tendre vers}$$

zéro en retenant le meilleur joint d'étanchéité ; $r_{H_2} = 8,3JK^{-1}mol^{-1}$)

FONCTIONNEMENT :

« P » : générateur de pression (se ferme à l'aide d'une vanne lorsque la pression interne mesurée par « pi » est atteinte).

« T » : générateur de température (est interrompu lorsque la température interne mesurée par « ti » est atteinte).

Pompe à vide : au début de la manipulation, on crée le vide à gauche du joint (En particulier à l'intérieur du boîtier rapporté). Les fuites vers l'extérieur, de droite à gauche, seront plus facilement détectables par « pe », qui mesure la pression externe. « te » mesure la température externe et donne une idée des pertes thermiques.

« M » : moteur électrique entraînant tout le mécanisme (rotation continue => rotation alternative).

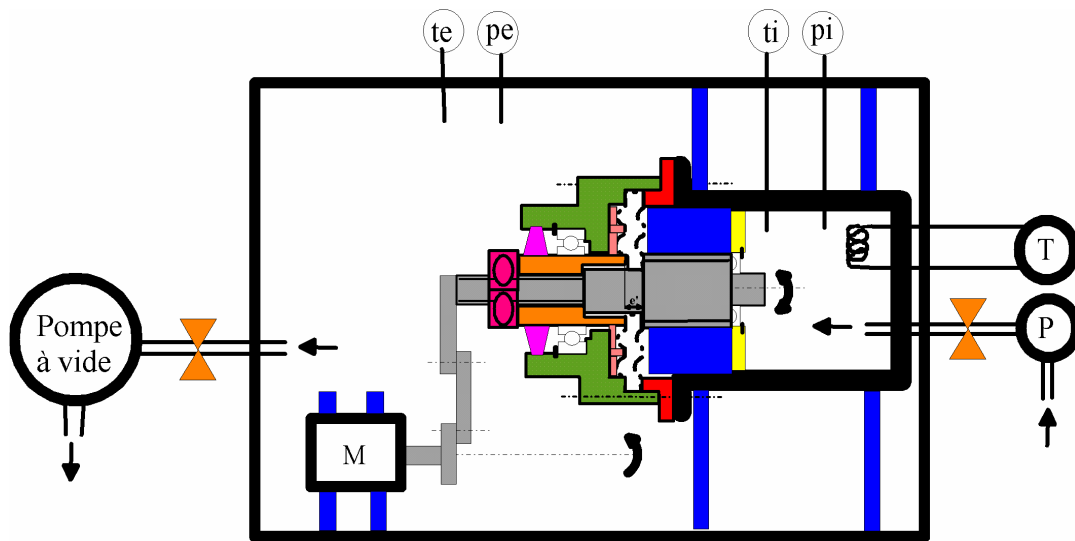


Figure 22 : Dessin d'un banc d'essai pour un joint soumis à une rotation alternative sous haute pression et haute température.

5 Conclusion

L'étude de faisabilité d'un concept d'étanchéité pour machines volumétriques à pistons oscillants qu'il m'a été donnée d'effectuer s'avère à ce jour bien incomplète. Par exemple, ni le débit de fuite externe du gaz, ni la tenue en fatigue du joint n'ont pu être évalués, ce qui figure dans les caractéristiques de base. La conception d'appareils d'expérimentation et des mesures seront donc nécessaires ultérieurement.

Néanmoins, mettant à profit le cours de CAE (Conception Avancée en Energétique) de mon responsable de stage, M. Patrick Sébastian, j'ai pu effectuer une recherche de concept une fois localisée la contradiction (laisser passer un flux d'énergie mécanique sans laisser passer de matière). Les impasses ont été nombreuses et je ne peux pas garantir être sorti de l'ornière. Une nouvelle conception s'impose sûrement prenant en compte l'intégration du système d'étanchéité dans le moteur, dans un premier temps, sa fabrication dans un second temps et sa commercialisation dans un troisième temps.

Cependant, le principe de séparation des fonctions m'a permis de placer un feutre aiguilleté de silice sur l'arbre en amont du joint (isolation thermique). Un feillard inox devait, sur le joint, permettre le confinement de gaz légers. Malheureusement, celui-ci ne tiendrait pas à la fatigue et engendrerait un couple de torsion s'opposant au mouvement. On doit peut-être se résoudre à utiliser de l'air et à employer un disque de caoutchouc ou de polyuréthane large en diamètre de manière à ce qu'il présente une forme incurvée (pour qu'il ne travaille pas à la torsion) et épais (pour qu'il résiste à la forte pression interne). Un joint « spi » ou « à lèvres » vient enfin protéger le joint et les roulements de l'extérieur.

Notons que, lors de la demande de brevet de Raballand en 2002, accordée en 2006 (FR, N°2846374), ce curieux piston torique du brevet de feu M. Bras (FR N°2539811) devenu piston « flipper », a placé cette conception à mi-chemin entre les aubes du turbocompresseur et le piston cylindrique des machines volumétriques. Positionné dans sa chambre associée, nul frottement ne doit apparaître et donc aucune lubrification n'est nécessaire, que ce soit sous forme de graisse ou d'huile. Ces lubrifiants ne contamineront pas le régénérateur, souvent présent sous forme de matrice poreuse. La conception avait vu le jour avant le début du stage.

Lors de ce stage de recherche, ce n'est plus le piston et sa chambre associée qui nous ont intéressés, mais le joint lui-même. Un joint de torsion, sous forme de manchon de torsion, était déjà présent dans le brevet de feu M. Bras (FR, N° 2539811). Des anneaux incrustés dans le joint contrecarraient la pression, essentiellement radiale. Avec la conception de Raballand (FR, N°2846374), de simples abaques de contre-pression radiale, situés en périphérie du manchon de torsion, jouaient le même rôle.

Dans ce rapport-ci, on propose un joint en caoutchouc (isolant matière) perpendiculaire à l'axe qui encaisse axialement la pression en s'appuyant sur des abaques de contre-pression concentriques en PTFE, mobiles l'un par rapport à l'autre et s'appuyant à leur tour sur une paroi perpendiculaire à l'axe du boîtier rapporté (isolant pression). Du feutre aiguilleté de silice vient en amont, sur l'arbre, protéger le joint en caoutchouc de la haute température (isolant température). Nous avons appliqué le principe de séparation des fonctions.

Je dois admettre que je me suis écarté de mon sujet ayant davantage essayé de concevoir un nouveau joint que d'étudier la faisabilité du joint donné. Cela s'explique, d'une part, parce que le concept de départ était susceptible d'améliorations, d'autre part, par mon caractère inventif.

Comme perspectives, une fois ma copie revue et corrigée, participer à la réalisation d'un démonstrateur ne serait pas pour me déplaire. Celui-ci pourrait jeter les bases, sous condition d'effectuer les expérimentations supplémentaires sur les débits de fuite et la tenue en fatigue du joint, d'une demande de brevet solide sur un moteur Stirling de type Franchot, faite par le CNRS. Pour la conception et la réalisation, un partenariat avec l'IUT A (Institut Universitaire de Technologie) de mécanique de Bordeaux, le LaTEP³ (Laboratoire Thermique Energétique et Procédés) de Pau, l'Université de Clermont-Ferrand (projet réalisé « Sthélio »⁴) ou le PROMES⁵ (PROcédés Matériaux et Energie Solaire) d'Odeillo peut s'envisager sur le plan national. Tous ont eu affaire un jour ou l'autre au moteur Stirling. Une entreprise du groupe Thalès, anciennement nommée Cryotechnologies S.A.⁶, près de Toulouse, à Blagnac, réalise des machines thermiques à pistons libres, entre autres, de 5 à 80 W, sûrement pour la production de froid cryogénique destiné à refroidir des caméras infrarouges militaires. Il s'agit là de machines Stirling cryogéniques fabriquées en France.

Une éventuelle publication pourrait suivre ainsi qu'une coopération fructueuse au niveau international avec soit la firme Solokleinmotoren⁷ GmbH en Allemagne (utilisant une ancienne licence du groupe hollandais Philips concédée à la firme suédoise United Stirling AB, rachetée par Kockums⁸) ou la firme novatrice WhisperTech Ltd⁹ en Nouvelle-Zélande (appuyée par l'université de Canterbury¹⁰). Ces deux firmes ont été les deux seules à franchir le cap de la centaine d'unités produites dans l'année 2006. Le précurseur des pistons libres Sunpower Inc¹¹ et son Centre de Recherche sur la Technologie Stirling, le CSTR (dans l'Ohio aux Etats-Unis) ne sont peut-être pas à négliger de par leur capacité de prototypage.

P.S. : On pourra consulter, à Toulouse, l'INSA¹², qui a travaillé sur le Stirling de Bras de 1984 à 1991, et l'ENSAE¹³ (Sup'Aéro), dont deux élèves ingénieurs avaient la modélisation d'un Stirling (avec comme outils CATIA et FLUENT) pour projet de première année en 2005.

³ [http3] <http://www.google.fr/search?hl=fr&q=LaTEP+Pau+stirling&meta=>

⁴ [http4] <http://www.econologie.com/moteur-stirling-sthelio-articles-3141.html>

⁵ [http5] <http://www.promes.cnrs.fr/PROJETS/Systemes/stirling.htm>

⁶ [http6] <http://www.ixarm.com/%3ETHALES-CRYOGENIE-S-A%3C>

⁷ [http7] <http://www.stirling-engine.de/engl/>

⁸ [http8] <http://www.kockums.se/News/photostock/photo.html>

⁹ [http9] <http://www.whispergen.com/>

¹⁰ [http10] <http://www.mech.canterbury.ac.nz/research/stirlingcycle.shtml>

¹¹ [http11] <http://www.sunpower.com/>

¹² [http12] www.insa-toulouse.fr

¹³ [http13] <http://www.supaero.fr>

Postface

« L'imagination, processus de lutte contre toutes les impuissances de l'âge technologique, se montre à l'origine de toutes les formes de créativité, donc structurante et cohésive de créativité, de désirs contradictoires aux lois de la réalité connue qui les rendent quoique irréalisables, représentables et communicables, soutenant la justification du désir de transgression possible et provoquant par la communication des imaginaires, apaisement, stimulation, excitation des désirs d'autres formes d'intelligence jusqu'à – grâce aux découvertes de maîtrise de la réalité – rendre réalisable technologiquement ce qui n'était auparavant qu'affabulation. »

In La solitude, par Françoise DOLTO, 1994, page 298

« Je pense que tout objet peut être produit en masse une fois que la conception est bonne » A. Organ

In Around the world by Stirling engine, par Brent H. Van Arsdell, 2003, page 65

Figures

FIGURE 1 : REPRESENTATION DU CYCLE DE STIRLING IDEAL AVEC POSITIONS DES PISTONS.....	6
FIGURE 2 : CONFIGURATIONS DE MOTEURS STIRLING (VOIR [5] : ROSS).....	7
FIGURE 3 : ANCIENNE REPRESENTATION DE MOTEUR FRANCHOT (VOIR [6] : LYONNET).....	8
FIGURE 4 : SCHEMAS DU MOTEUR FRANCHOT SANS, PUIS AVEC ECHANGEURS DE CHALEUR EXTERNES DEDIES.	9
FIGURE 5 : DESSIN DU MOTEUR POULTON (VAPEUR ET LIQUIDE).....	9
FIGURE 6 : SCHEMAS ET PHOTOS DU JOINT « ROLL SOCK » ET D'UNE CINEMATIQUE RHOMBIQUE.	10
FIGURE 7 : DESSINS D'UN MOTEUR A PISTONS TORIQUES ET DE SON JOINT DE TORSION (« TWIST SOCK »).....	11
FIGURE 8 : DESSINS DU MOTEUR FRANCHOT BREVETE PAR RABALLAND EN 2002	12
FIGURE 9 : MOTEUR FRANCHOT SOLAIRE CONÇU PAR RABALLAND EN 2005	13
FIGURE 10 : DESSINS DU PISTON DANS SA CHAMBRE ASSOCIEE (« FLIPPER » DANS « VACHE QUI RIT »).....	14
FIGURE 11 : DIAGRAMME APTE	15
FIGURE 12 : ORGANIGRAMME TECHNIQUE ETENDU DES NIVEAUX 0 A 4.....	16
FIGURE 13 : BDF (BLOC DIAGRAMME FONCTIONNEL) NIVEAUX 0&1	17
FIGURE 14 : BDF (BLOC DIAGRAMME FONCTIONNEL) NIVEAUX 2&3	18
FIGURE 15 : GSC (GRAPHE SUBSTANCES/CHAMPS) NIVEAUX 3&4.....	19
FIGURE 16 : DESSIN D'UN DISPOSITIF D'ETANCHEITE AVEC MANCHON DE TORSION	23
FIGURE 17 : DESSIN D'UN DISPOSITIF D'ETANCHEITE AVEC FLASQUE DE TORSION	24
FIGURE 18 : DESSIN D'UN DISPOSITIF D'ETANCHEITE AVEC DISQUE DE TORSION.....	25
FIGURE 19 : DESSIN DE DETAIL D'UN DISPOSITIF D'ETANCHEITE AVEC FLASQUE DE TORSION EPAIS PINCE.	26
FIGURE 20 : DESSIN DE DETAIL D'UN DISPOSITIF D'ETANCHEITE AVEC FLASQUE DE TORSION EPAIS PINCE UTILISANT DES ABAQUES DE CONTRE-PRESSION.	27
FIGURE 21 : DESSIN D'AVANT-PROJET DU MOTEUR.....	28
FIGURE 22 : DESSIN D'UN BANC D'ESSAI POUR UN JOINT SOUMIS A UNE ROTATION ALTERNATIVE SOUS HAUTE PRESSION ET HAUTE TEMPERATURE.	30

Sites

[http1]	http://www.moteurstirling.com/comment.htm
[http2]	http://perso.orange.fr/francois.reveille/essv.html
[http3]	http://www.google.fr/search?hl=fr&q=LaTEP+Pau+stirling&meta=
[http4]	http://www.econologie.com/moteur-stirling-sthelio-articles-3141.html
[http5]	http://www.promes.cnrs.fr/PROJETS/Systemes/stirling.htm
[http6]	http://www.ixarm.com/%3ETHALES-CRYOGENIE-S-A%3C
[http7]	http://www.stirling-engine.de/engl/
[http8]	http://www.kockums.se/News/photostock/photo.html
[http9]	http://www.whispergen.com/
[http10]	http://www.mech.canterbury.ac.nz/research/stirlingcycle.shtml
[http11]	http://www.sunpower.com/
[http12]	http://www.insa-toulouse.fr
[http13]	http://www.supaero.fr

Bibliographie

- [1] Stirling engines, Reader et Hooper, 1983, pages 38 et 125
- [2] The Philips Stirling engine, Hargreaves, 1991, page 223
- [3] Stirling engines, Walker, 1980, pages 83, 86 & 90
- [4] The regenerator and the Stirling engine, 1997, A. J. Organ, page 471
- [5] Stirling engines, Ross, 1977, page 107
- [6] Théorie et pratique des moteurs Stirling, 8 plans, Daniel Lyonnet, 2003, page 10
- [7] Principles and applications of Stirling engines, West, 1986, pages 64&65
- [8] Techniques de l'ingénieur, pages BM 2593-24 à BM 2593-34 & B2500-4 à B2500-5
- [9] Brevet FR 2539811, Jean Bras, 1983
- [10] Brevet FR 2846374, Thierry Raballand, 2002
- [11] Formulaire technique, 10^e édition, Gieck, pages K9, Z11
- [12] Aide-mémoire du thermicien, édition 1997, collectif de scientifique sous la direction de F. Massard, page 168
- [13] Précis de construction mécanique, 13^e Edition, Dessin, conception et normalisation, R. Quatremer, J.-P. Trotignon, page112
- [14] Engineering Mechanics, 4/ed, W.G McLean, E.W. Nelson, page 261-263
- [15] Around the world by Stirling engine, Brent H. Van Arsdell, 2003

Nomenclature

Symboles latins :

b	périmètre, m ou mm
C	couple, N.m
d	diamètre minimal de l'arbre, m ou mm
e	- épaisseur de la fente du piston à son extrémité, m ou mm - épaisseur du carter, m ou mm
F	effort maximal appliqué sur toute la surface « balayante », N
h	hauteur du piston, m ou mm
j	jeu de la fente, m ou 1/10 mm
l	largeur du piston, m ou mm
m	masse du moteur, kg
n	fréquence de rotation du moteur, Hz ou tr/mn
p	pression, Pa ou bar
P	puissance du moteur, W ou kW
ΔP	perte de puissance du moteur due aux fuites, W ou kW
Q	puissance calorifique, W ou kW
r	rayon du bas du piston, m ou mm
Rp0.2	limite d'élasticité (0.2%), Pa ou N/mm ²
S	surface d'une paroi perpendiculaire à l'axe de rotation, m ² ou mm ²
T	- période de balayage du moteur, s - température, K ou °C
V	cylindrée, m ³ ou cm ³
\dot{V}	débit volumique, m ³ /s

Symboles grecs

α	- angle du secteur de la chambre, ° ou rad - avance de phase thermodynamique du piston chaud sur le piston froid, ° ou rad - coefficient de dilatation linéaire du matériau du piston, /°C ou /K
βE	nombre de Beale (adimensionnel)
η	- viscosité dynamique, Pa.s - rendement théorique, (adimensionnel)
τA	résistance aux efforts maintenus (torsion alternée), N/mm ²
ζ	ratio de températures (adimensionnel)

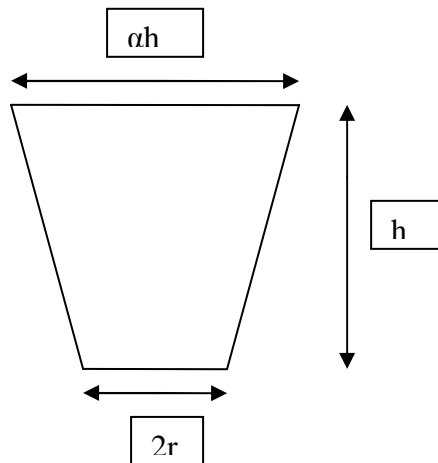
Indices et exposants

c	source chaude
ch	chambre
cyl	cylindrée
f	puits froid
max	maximal
min	minimal
moy	moyen
pi	piston

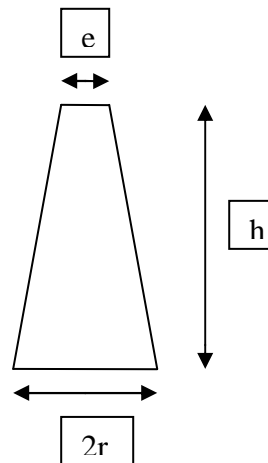
Annexe

1/Calcul de la cylindrée V_{cyl} : Unité du système Standard International [SI]

Chambre « vache qui rit »



Piston « flipper »



On assimile la chambre et le piston à des trapèzes. De là, il suit, pour les surfaces :

$$S_{ch} = (\alpha h + 2r) \frac{h}{2} \quad (\text{chambre})$$

$$S_{pi} = (e + 2r) \frac{h}{2} \quad (\text{piston})$$

$$S_{cyl} = S_{ch} - S_{pi} \quad (\text{surface associée à la cylindrée})$$

$$S_{cyl} = (\alpha h + 2r) \frac{h}{2} - (e + 2r) \frac{h}{2}$$

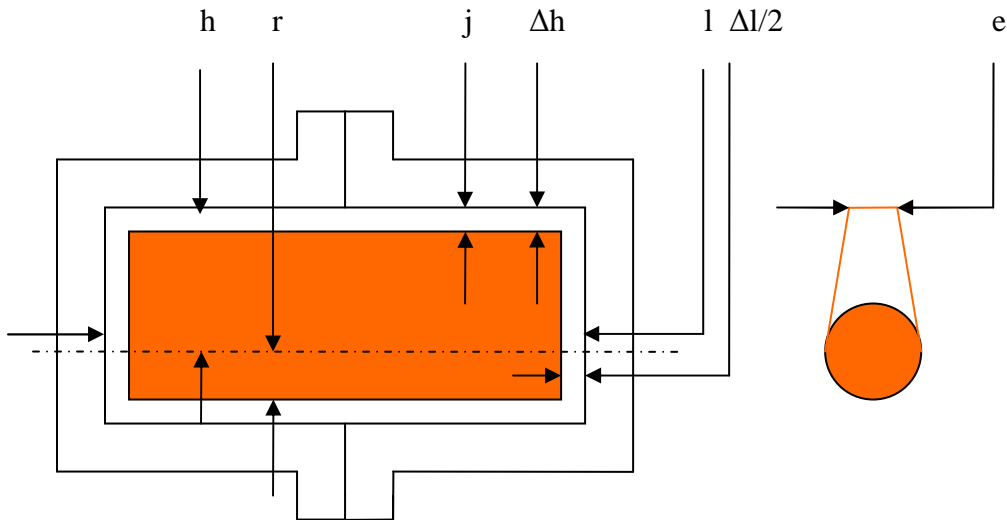
$$S_{cyl} = (\alpha h + 2r - e - 2r) \frac{h}{2}$$

$$S_{cyl} = (\alpha h - e) \frac{h}{2} \quad (\text{on prendra } e=r)$$

$$V_{cyl} = S_{cyl} \cdot l \quad (\text{cylindrée en [m3]})$$

2/ Calcul des fuites internes

Les fuites internes sont caractérisées par un débit volumique \dot{V} . Elles ont lieu à travers le jeu (j) laissé entre le piston et la chambre le long du périmètre (b). On se place dans le cas le plus défavorable, celui d'un écoulement laminaire de type Poiseuille avec seulement l'épaisseur (e) comme épaisseur de la fente.



Le débit volumique s'écrit (Poiseuille) :

$$\dot{V} = \frac{j^3 \cdot b \cdot (p_{\max} - p_{\min})}{12 \cdot \eta \cdot e} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad [1]$$

Le jeu (j) doit rester le même sur tout le pourtour du piston. Pour cela, l'étant donné, on cherche la hauteur h. On a $\Delta h/h = \Delta l/l$ (jeu relatif uniforme). Or $\Delta l = 2\Delta h$ (maintien de h sur l'arbre), donc $l = 2h$ soit $h = l/2$. On décide que le rayon du bas du piston est $r = l/5$ (au jugé, d'après dessins). D'où le périmètre: $b = (l + h + r) \cdot 2$

(η) est une caractéristique physique du gaz de travail (viscosité dynamique pour H₂, $\eta = 14.4$ Pa.s à 400 K)

($p_{\max} - p_{\min}$) varie si on le souhaite, tout comme (e).

3/ Calcul de P , $\frac{\Delta P}{P}$, ΔP , :

Le tableur calcule grossièrement la valeur de la puissance P selon la formule de Beale :

$$P = Z \cdot \beta E \cdot V_{cyl} \cdot P_{moyenne} \cdot N / 6000 \quad (\text{unités hors SI})$$

où :

- P [kW], puissance du moteur Stirling
- Z (adimensionnel), nombre de cycle
- T_f [K], température froide
- T_c [K], température chaude
- $\xi = T_f / T_c$, rapport de la température froide sur la température chaude [K] (adimensionnel)
- $\beta E = 0.034 - 0.052\xi$, nombre de Beale (adimensionnel)
- V_{cyl} , cylindrée [cm^3]
- $P_{moyenne}$, pression moyenne [MPa]
- N , [tr/mn nombre de révolution par minute]

On calcule ensuite la perte volumique relative $\frac{\Delta V}{V_{cyl}}$, pour différentes valeurs de (j), avec :

$$\Delta V = \dot{V} \cdot T \quad [\text{m}^3]$$

où :

- \dot{V} : débit de fuite volumique (déjà calculé avec la formule de Poiseuille) [m³/s]
- T : période de balayage, c'est-à-dire, durée de la moitié d'un tour [s]
- V_{cyl} = volume de la cylindrée [m³]

Puis, on fait l'hypothèse que la perte de puissance relative $\frac{\Delta P}{P}$ vaut la perte de volume relative $\frac{\Delta V}{V}$, c'est-à-dire :

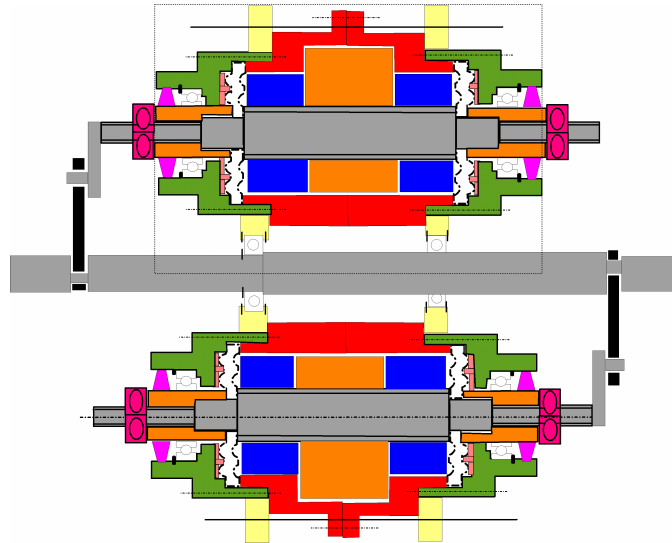
$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{\Delta V}{V}$$

- P : puissance [W]
- V : Cylindrée [m³]

Enfin, on calcule $\Delta P = \frac{\Delta V}{V} \cdot P$, perte de puissance absolue [W].

4/ Calcul de la masse du moteur :

On prend comme élément de repère pour l'échelle le diamètre Φ de l'arbre au niveau de l'écrou ($\Phi = 8\text{mm}$ dans notre cas d'après le tableau).



De là, on trace un cylindre virtuel comprenant une chambre. On compte le nombre ($n = 7$) de diamètres nécessaires pour faire un rayon du cylindre virtuel ($R = n * \Phi = 7 * 8 = 56\text{ mm}$). De là, il vient :

La surface du cylindre est $S = \pi * R^2 = 3.14 * 56^2 = 10\,000\text{ mm}^2$.

La longueur du cylindre est $L = 3 * R = 170\text{ mm}$ (3 rayons R du cylindre pour L)

Le volume du cylindre est $V = S * L = 1\,700\,000\text{ mm}^3$ soit $V = 1,7\text{ dm}^3$

Le volume effectivement occupé par du métal est évalué à $\tau = 1/3$

La densité du métal choisi (un acier rapide) est $\rho = 9\text{kg/dm}^3$ (GIECK, pZ1)

La masse d'un module est $m = \tau * \rho * V = 1/3 * 9 * 1.7 = 5\text{ kg}$

La masse de tout le moteur (2 modules) est donc $M = 2 * m = 10\text{ kg}$

5/ Calculs des puissances caloriques et mécaniques théoriques :

Le rendement théorique η du moteur Stirling pourvu d'un régénérateur, atteint celui de Carnot :

$$\eta = (T_c - T_f) / T_c \quad T \text{ en [K]}$$

La puissance mécanique théorique P a été calculée de manière approximative par la formule de Beale (voir 3/)

La puissance mécanique spécifique théorique se calcule en divisant la puissance P par la masse m :

$$P_{spé} = P / m$$

La puissance calorifique provenant de la source chaude s'obtient par le calcul suivant :

$$Q_c = P / \eta$$

La puissance calorifique s'échappant vers le puits froid se déduit ainsi :

$$Q_f = Q_c - P$$

6/ Calculs des puissances caloriques et mécaniques « réelles » :

Le rendement réel η' du moteur Stirling pourvu d'un régénérateur, atteint seulement la moitié de celui de Carnot :

$$\eta' = \eta / 2 \quad T \text{ en [K]}$$

La puissance mécanique réelle P' vaut :

$$P' = P * \eta'$$

La puissance mécanique spécifique réelle se calcule en divisant la puissance P' par la masse m :

$$P'_{\text{spé}} = P' / m$$

La puissance calorifique provenant de la source chaude reste la même:

$$Q'_c = Q_c$$

La puissance calorifique s'échappant vers le puits froid se déduit ainsi :

$$Q'_f = Q'_c - P' = Q_c - P'$$

7/ Calcul du couple :

$$P' = C \cdot \omega \quad \text{d'où} \quad C = P' / \omega \quad \text{or} \quad \omega = 2 \pi \cdot n \quad \text{d'où} \quad C = P' / (2 \pi \cdot n)$$

8/ Calcul de l'épaisseur (e) du carter :

D'après le formulaire GIECK, page P3, formule p14 :

$$e > p_{\text{max}} * d / (2 * \sigma_{\text{max}})$$

Dans notre cas, on prendra : * $p_{\text{max}} = 150 \text{ bar}$ (donnée variable du moteur)

* σ_{max} dans Z16, $\sigma_{0,2}$ pour CC 45 et 42 C 4

9/ Du diamètre minimal de l'arbre central :

D'après le formulaire GIECK, page P20, formule p107, on a :

$$\tau_{\text{max}} = 5,1 * M_t / D^3$$

D'où :

$$D > (5,1 * M_t / \tau_{\text{max}})^{1/3}$$