

Machines à piston rotatif annulaire trilobique
avec cycles thermodynamiques de Stirling

L'invention concerne un dispositif (1) construit avec des machines à piston annulaire trilobique, grâce au caractère bi-étage à volumétries inégales qu'elles offrent dans leur version générique ; un carter périphérique (CAR), un noyau bi-arc(NBA) et un piston annulaire trilobique (PRA) qui tourne et glisse entre le noyau(NBA) et le carter(CAR), tel que décrit dans les demandes PCT 03.3921, et INPI 07.5990 et 07.6157 déposées par Pascal HA PHAM.

Avec au moins deux machines à piston rotatif annulaire polylobique, et principalement trilobique (2,2F,2C), des conversions thermomécaniques de Stirling peuvent être réalisées avec une haute efficacité grâce aux qualités de ces machines, judicieusement exploitées :

1. Les volumes maximum et minimum du cycle de Stirling sont simplement obtenus par la volumétrie des chambres de l'étage externe plus grande que celle des chambres de l'étage interne.
2. Les phases isothermes du cycle sont beaucoup mieux respectées grâce à la convection permise par les déplacements et transferts du fluide caloporteur au sein d'une machine(2,2F,2C) de température homogène.
3. Les phases isochores du cycle sont parfaitement respectées par des connexions de chambres de même nature et mouvement entre les machines chaudes (2C) et les machines froides (2F).
4. Un ou plusieurs régénérateurs(RGN), implantables entre les machines (2,2F,2C), permettent, grâce à des flux opposés et unidirectionnels de fluide caloporteur, un excellent niveau de recyclage interne de chaleur entre le refroidissement et le réchauffement isochores du cycle de Stirling.

Le dispositif (1) peut fonctionner avec toute source chaude issue notamment :

- de la concentration du rayonnement solaire, de réserves géothermiques, de réactions chimiques exo-
5 énergétiques (combustion de biomasse, de déchets, d'hydrocarbures...), de fissions ou fusions nucléaires...
- de la chaleur résiduelle industrielle (fours, fonderies, fluides caloporteurs divers, effets dissipatifs dans les machines et installations),
10 et toute source froide naturelle (air ambiant, lacs rivières, sous-sols, glace/neige...) ou obtenue par réfrigération artificielle.

L'invention s'intègrera particulièrement bien sur des « concentrateurs solaires à réflecteurs hyperthermiques »
15 décrits dans la demande de brevet 08.00627 de la société SYCOMOREEN (France) pour développer l'électricité solaire.

Les abréviations suivantes seront utilisées :

- « T_f » et « T_c » désigneront respectivement la température absolue en Kelvin des sources froides et
20 chaudes,
- « machine SPRATL » désignera machine de Stirling à Piston Rotatif Annulaire Tri-Lobique », conforme à l'invention (1).

De nombreuses précisions vont être apportées dans la
25 description ci-après, traitant chronologiquement des thèmes suivants : *cycles thermodynamiques de Stirling, état et limites de l'art actuel, solutions proposées* (rappel des caractéristiques des machines PRATL, débouchant sur leur exploitation en cycle de Stirling, mise en série et
30 parallèle de plusieurs machines PRATL, conversion du mouvement, précautions d'isolation thermique, principe et avantages du régénérateur, étanchéification des chambres, extension à des pistons rotatifs annulaires polylobiques),

dimensions et applications de la présente invention, suivies de sa description détaillée.

Cycles thermodynamiques de Stirling

5 L'invention exploite, de préférence avec un fluide caloporteur gazeux, le cycle thermodynamique de Stirling. Un cycle *moteur* de Stirling réalise les étapes suivantes, tel qu'illustré sur les figures 1A et 1B (P : pression ; V volume ; T : température ; S : entropie du fluide)

- 10 - 1->2 : Compression isotherme au contact de la source froide de température T_f , le fluide passant d'un volume maximum V_{max} à un volume minimum V_{min} ,
- 2->3 : Réchauffement isochore au volume V_{min} , avec augmentation de la pression du fluide,
- 15 - 3->4 : Détente isotherme au contact de la source chaude de température T_c , le fluide passant du volume V_{min} à V_{max} ,
- 4->1 : Refroidissement isochore au volume V_{max} , avec diminution de la pression du fluide.

20

Les étapes 2->3 et 4->1 sont isochores et ne prélèvent ou fournissent aucun travail au gaz : 2->3 fait passer le gaz de T_f à T_c et 4->1 de T_c à T_f .

En revanche, les échanges de travail mécanique se
25 déroulent pendant les étapes 1->2 et 3->4 :

- à l'étape 1->2, le caractère isotherme de la compression communique un transfert thermique du fluide vers la source froide et nécessite la fourniture d'un travail mécanique au fluide.
- 30 - à l'étape 3->4, le caractère isotherme de la détente nécessite un transfert thermique de la source chaude vers le fluide : celui-ci cède ainsi un travail mécanique supérieur à celui qu'il a reçu lors de la compression 1->2, d'où le caractère *moteur* du cycle.

Robert Stirling choisit rapidement d'améliorer sa machine en l'équipant d'un régénérateur.

Ce régénérateur permet au fluide de récupérer au cours de son réchauffement isochore 2->3 la chaleur qu'il y a déposée au cours de son refroidissement isochore 4->1. Grâce à ce recyclage interne de chaleur, le rendement thermodynamique du cycle Stirling avec régénérateur vaut
 5 celui du cycle moteur de Carnot :

$$RC = 1 - T_f / T_c$$

travail mécanique produit par le fluide
 10 avec $RC = \frac{\text{travail mécanique produit par le fluide}}{\text{chaleur prélevée à la source chaude par le fluide}}$

Pour un cycle récepteur, tel qu'illustré sur les figures 1C et 1D, le sens de parcours du cycle est
 15 inversé :

- 1->4 : Réchauffement isochore au volume V_{max} , avec augmentation de la pression du fluide,
- 4->3 : Compression isotherme au contact de la source chaude de température T_c , le fluide passant d'un
 20 volume maximum V_{max} à un volume minimum V_{min} ,
- 3->2 : Refroidissement isochore au volume V_{min} , avec diminution de la pression du fluide,
- 2->1 : Détente isotherme au contact de la source froide de température T_f , le gaz passant du volume
 25 V_{min} à V_{max} .

Les étapes 1->4 et 3->2 sont isochores et ne prélèvent ou fournissent aucun travail au fluide. Ce sont des étapes de transferts thermiques uniquement : 1->4 fait passer le
 30 fluide de T_f à T_c et 3->2 de T_c à T_f .

A l'étape 4->3, le caractère isotherme de la compression communique un transfert thermique du fluide vers la source chaude et nécessite la fourniture d'un travail mécanique au fluide.

A l'étape 2->1, le caractère isotherme de la détente nécessite un transfert thermique de la source froide vers le fluide et contraint le fluide à céder un travail mécanique inférieur à celui qu'il a reçu lors de la compression 4->3, d'où le caractère *récepteur* du cycle.

La machine peut alors être utilisée soit en *réfrigérateur*, soit en *pompe à chaleur* à condition de lui communiquer du travail mécanique. Lorsque la machine est équipée d'un régénérateur, permettant au fluide de récupérer au cours de son réchauffement 4->1 la chaleur qu'il y a déposée au cours de son refroidissement 3->2, les efficacités thermodynamiques du cycle valent celles de Carnot, plus précisément :

Chaleur prélevée à la source froide par le fluide

$$EF = \frac{\text{travail mécanique communiqué au fluide}}{\text{Chaleur prélevée à la source froide par le fluide}}$$

$EFC = T_f / (T_c - T_f)$ est l'Efficacité Frigorifique

EFC est l'efficacité d'un réfrigérateur idéal de Carnot.

Chaleur cédée à la source chaude par le fluide

$$EC = \frac{\text{travail mécanique communiqué au fluide}}{\text{Chaleur cédée à la source chaude par le fluide}}$$

$ECC = T_c / (T_c - T_f)$ est l'Efficacité Calorifique.

ECC est l'efficacité en pompe à chaleur idéale de Carnot.

Ces quelques rappels fondamentaux de thermodynamique vont permettre de mieux comprendre les limites de l'art actuel des machines de Stirling et les multiples avantages de la présente invention (1).

Etat de l'art

On rencontre usuellement les machines de Stirling suivantes :

- 5 - Machines de « type alpha » : elles utilisent 2
 cylindres à 90° avec un piston oscillant dans chaque
 cylindre. Chaque piston est attaché à un seul et même
 maneton du vilebrequin dont l'axe de rotation se
 trouve à l'intersection des axes des 2 cylindres. Les
10 pistons oscillent ainsi en quadrature. Ces machines
 sont généralement équipées d'un régénérateur qui est
 placé entre les 2 têtes des cylindres. Ces machines ne
 nécessitent pas de « piston déplaceur ». Par exemple,
 elles sont actuellement industrialisées par la société
15 allemande SOLO (Singelfinden) pour des puissances
 mécaniques de 10 kW dans le cadre d'installations
 solaires de type « Dish Stirling ».
- Machines de « type pistons en série » : elles
20 nécessitent la mise en série de N pistons,
 généralement actionnés par N bielles et un vilebrequin
 commun. Sur le vilebrequin, le déphasage entre 2
 manetons consécutifs est d'environ 90°, de manière à
 ce que deux pistons consécutifs soient en quadrature.
25 Entre 2 pistons consécutifs est intercalé un
 régénérateur. Les pistons sont à double effet, c'est à
 dire qu'ils travaillent sur leurs 2 faces : il y a
 ainsi N volumes distincts de fluide caloporteur. Le k-
 ième volume transite uniquement et sans arrêt entre la
30 machine k et k+1 via le k-ième régénérateur.
 Généralement, les têtes de cylindres (« haut moteur »)
 constituent la source chaude et les pieds de cylindres
 (« bas moteur ») sont la source froide (l'inverse est
 aussi possible).

- 5 - Machines de « type beta » à embiellage simple : elles utilisent un seul cylindre dans lequel coulisent à la fois un piston de « travail » et un piston « déplaceur ». Ces deux pistons sont connectés sur le vilebrequin via 2 bielles, attachées sur 2 manetons décalés de 90° sur le vilebrequin. Le piston de travail est destiné à récupérer la puissance mécanique tandis que le piston déplaceur permet de chasser périodiquement, à volume à *peu près* constant, le fluide de la zone chaude vers la zone froide ou inversement. Ce transport se fait de préférence via un régénérateur placé sur le flanc du cylindre.
- 10 - Machines de « type beta » à embiellage rhombique (ou rhomboïdal) : elles fonctionnent de la même manière, mais avec un embiellage à losange déformable permettant de mieux piloter le piston déplaceur et le piston de travail, et ainsi d'avoir un volume *approximativement* constant durant les phases *idéalement* isochores.
- 15 - Machines de « type gamma » : elles utilisent 2 cylindres et 2 pistons qui ont chacun leur propre actionneur. Chaque piston est à la fois « déplaceur » et « de travail ». Un régénérateur peut être monté sur le côté. La synchronisation entre les pistons se fait notamment par engrenages, chaînes, courroies et/ou embiellages. Les machines de « type gamma » peuvent être vues comme une hybridation entre le « type alpha » et le « type beta ».
- 20 -
- 25 -
- 30 -

En complément de ces machines habituelles existent des machines de Stirling non conventionnelles, moins diffusées, restant au stade de prototype ou destinées à des applications très spécifiques (spatiales...):

- Moteurs à piston libre « type Martini » : le piston moteur se déplace en fonction de la pression du moteur. Quand la pression monte, il est poussé dans un sens. Quand la pression baisse, il revient dans l'autre sens à sa position initiale. Ceci nécessite la présence d'une force moyenne sur la face "extérieure" du piston, elle est générée par un gaz enfermé dans une enceinte ou par le tarage d'un ressort. Si le piston moteur est un aimant, on peut installer en périphérie un alternateur linéaire et générer du courant électrique.
- Moteurs à déplaceur libre « type Ringbom » : à l'inverse du précédent, le piston moteur est entraîné mécaniquement. Par contre, le déplaceur se positionne en fonction de la pression du gaz enfermé dans une chambre auxiliaire et de la pression du moteur.
- Moteurs de type « pistons libres » : ils font la synthèse entre les deux précédents. Il n'existe aucune liaison mécanique avec l'extérieur. L'énergie produite est évacuée par au moins un alternateur linéaire.
- Machines thermoacoustiques : version modernisée du type précédent, elles utilisent un gradient thermique entre les 2 extrémités d'un tube qui contient une membrane poreuse et un gaz. Un système d'ondes acoustiques s'établit dans le tube produisant un son convertible en électricité par un microphone.
- Moteurs rotatifs dans une enceinte sensiblement elliptique : une approche 4 quadrants, avec une alternance chaud/froid entre 2 quadrants consécutifs, isole 4 chambres à l'intérieur de l'ellipse (avec un rotor possédant 4 contacts tangents et permanents avec l'ellipse). La rotation relative entre le rotor et l'ellipse provoque des dilatations/contractions du gaz

produisant ainsi du travail mécanique : un exemple est la Quasiturbine Stirling de la famille SAINT HILAIRE.

Limites de l'art actuel

- 5 Les cycles et machines de Stirling (moteurs ou récepteurs) sont connus et exploités depuis très longtemps de diverses manières. Pourtant, toutes les machines de Stirling actuelles rencontrent les difficultés techniques suivantes, nuisibles pour leurs rendement ou efficacité :
- 10 - Non respect du diagramme (P,V) : principalement parce que les cinématiques utilisées ne parviennent pas à réaliser les phases isothermes et surtout isochores.
- Les parties chaudes et froides de la machine sont souvent dans *le même* bloc-moteur, ce qui engendre, 15 malgré des précautions d'isolation, des transferts thermiques hautement indésirables car ils vont directement de la source chaude vers la source froide sans faire travailler le fluide caloporteur.
- Les régénérateurs, lorsqu'ils sont présents, sont 20 encombrants, coûteux, et souvent thermiquement inefficients : inertie des échanges de chaleur avec le gaz, fuites thermiques vers l'extérieur. Ils engendrent aussi des pertes par laminage de fluide.
- Le fluide est souvent en mouvement alterné, parfois 25 bloqué par des soupapes (variante Ericsson) : pourtant un écoulement unidirectionnel sans soupapes est préférable pour limiter les pertes par laminage de fluide et éviter d'actionner des accessoires.
- Le mouvement généré, est en général une translation 30 alternée ; il faut alors recourir à des cinématiques entraînant des vibrations ou pertes mécaniques pour avoir une rotation continue couplée à une génératrice électrique de bon rendement.

Lorsqu'ils se cumulent, tous ces problèmes techniques diminuent considérablement le rendement ou l'efficacité de la machine qui deviennent très inférieurs à ceux de Carnot.

Solutions proposées

Les dispositifs(1) sont des machines SPRATL, assemblées et exploitées dans les configurations qui vont être développées ; ainsi, comme évoqué en introduction, ils apportent des améliorations très significatives dans le domaine des machines de Stirling, grâce :

- à un suivi beaucoup plus rigoureux du diagramme (P,V) (P : pression du fluide, V : volume du fluide),
- à la possibilité d'isoler presque totalement la partie chaude et la partie froide du dispositif(1),
- à l'utilisation d'un régénérateur(RGN) simple et parfaitement isolé, assurant d'excellents échanges thermiques, et sans pertes notables par laminage pour le fluide qui y circule en écoulement unidirectionnel,
- à l'exploitation du caractère rotatif des machines PRATL (à Piston Rotatif Annulaire TriLobique) (2,2F,2C) inventées par Pascal HA PHAM.

Rappel des caractéristiques des machines PRATL

Tel qu'illustré sur la figure 3L, une machine PRATL (2,2F,2C) générique est composée d'un noyau bi-arc (NBA), d'un piston rotatif annulaire (PRA) et d'un carter (CAR) dont la forme intérieure constitue la trajectoire des extrémités du piston trilobique (PRA) lors de ses différents mouvements de rotation et glissement. Lorsque le piston (PRA) tourne et glisse autour du noyau bi-arc (NBA), et à l'intérieur du carter(CAR), une structure bi-étage apparaît, avec 2 familles de chambres mobiles :

- *étage interne* : petites chambres (PC1,PC2,PC3) entre les faces internes du piston (PRA) et du noyau (NBA),
- *étage externe* : grandes chambres (GC1,GC2,GC3) entre les faces externes du piston rotatif annulaire (PRA) et le carter (CAR).

En appelant VM le volume maximum de l'une de ces 6 chambres, et Vm son volume minimum, le comportement pour une chambre quelconque se résume en pratique à des cycles en 3 temps de type :

- 5 - phase de refoulement « R », volume VM->Vm
- phase d'aspiration « A », volume Vm->VM
- phase de transport à volume constant maximum « V=VM »

Aussi bien pour les petites chambres (PC1,PC2,PC3) que pour les grandes chambres (GC1,GC2,GC3), Vm peut être nul. Le
10 volume maximum des grandes chambres est supérieur à celui des petites et leur rapport est paramétrable par la géométrie du piston(PRA) tel que décrit dans la demande 07.6157 déposée auprès de l'INPI par Pascal HA PHAM.

15 **Exploitation en cycle de Stirling**

La présente invention utilise un nombre pair N de machines PRATL (2) ; $N/2$ sont chaudes car chauffées à T_c , et $N/2$ sont froides car refroidies à T_f . Chaque machine froide est reliée à une machine chaude avec un ou plusieurs
20 régénérateurs (RGN).

Tel qu'illustré aux figures 2A à 2F, la connexion de 2 machines (2F,2C), l'une froide, l'autre chaude, via un régénérateur (RGN), donne la structure typique du dispositif(1) ; des cas plus élaborés sont envisageables.

25 Tel qu'illustré aux figures 3A et 3B, dans la machine PRATL froide (2F) sont aménagées 8 lumières de circulation unidirectionnelle du fluide caloporteur :

- LUGFHG : lumière débouchant dans la grande chambre froide de la partie haute et gauche,
- 30 - LUGFHD : lumière débouchant dans la grande chambre froide de la partie haute et droite,
- LUGFBG : lumière débouchant dans la grande chambre froide de la partie basse et gauche,

- LUGFBD : lumière débouchant dans la grande chambre froide de la partie basse et droite.
- LUPFHG : lumière débouchant dans la petite chambre froide de la partie haute et gauche,
- 5 - LUPFHD : lumière débouchant dans la petite chambre froide de la partie haute et droite,
- LUPFBG : lumière débouchant dans la petite chambre froide de la partie basse et gauche,
- LUPFBD : lumière débouchant dans la petite chambre
- 10 froide de la partie basse et droite.

De même dans la machine PRATL chaude (2C), tel qu'illustré sur les figures 3C et 3D :

- LUGCHG : lumière débouchant dans la grande chambre
- 15 chaude de la partie haute et gauche,
- LUGCHD : lumière débouchant dans la grande chambre chaude de la partie haute et droite,
- LUGCBG : lumière débouchant dans la grande chambre
- 20 chaude de la partie basse et gauche,
- LUGCBD : lumière débouchant dans la grande chambre chaude de la partie basse et droite.
- LUPCHG : lumière débouchant dans la petite chambre
- 25 chaude de la partie haute et gauche,
- LUPCHD : lumière débouchant dans la petite chambre chaude de la partie haute et droite,
- LUPCBG : lumière débouchant dans la petite chambre
- chaude de la partie basse et gauche,
- LUPCBD : lumière débouchant dans la petite chambre
- chaude de la partie basse et droite.

30 Les connexions ci-après font fonctionner le dispositif (1) en *moteur* de Stirling dans l'hypothèse où les pistons rotatifs annulaires (PRA) sont contra-rotatifs et partent initialement tel qu'illustré à la figure 3I .

Le régénérateur(RGN) assure les transferts de fluide caloporteur entre les machines PRATL (2F) et (2C) grâce à 4 tuyaux enroulés en hélicoïde, illustrés à la figure 2E:

- le premier connecte LUGCHD à LUGFBG,
- 5 - le second connecte LUGCBG à LUGFHD,
- le troisième connecte LUPFHG à LUPCBD, et,
- le quatrième connecte LUPFBD à LUPCHG.

Ces 4 connexions *externes* à (2F,2C) relient systématiquement des chambres de même nature (hormis leurs
10 températures opposées) et dont la volumétrie varie *exactement* en sens inverse : ainsi, la réalisation des phases isochores du cycle de Stirling est parfaite (aussi bien à petit volume V_{min} qu'à grand volume V_{max}) et se fait à travers un régénérateur (RGN) très efficace (voir
15 'principe et avantages du régénérateur'). Les 4 autres connexions sont des connexions *internes* à chaque machine :

- machine PRATL froide (2F)
 - o connexion de LUGFHG à LUPFHD
 - o connexion de LUGFBD à LUPFBG
- 20 - machine PRATL chaude (2C)
 - o connexion de LUPCHD à LUGCHG
 - o connexion de LUPCBG à LUGCBD

Ces 4 connexions relient systématiquement des chambres de même température, l'une grande, l'autre petite, dont la
25 volumétrie varie en sens inverse, mais pas à la même vitesse : les transitions isothermes $V_{max} \leftrightarrow V_{min}$ du cycle de Stirling sont ainsi réalisées (aussi bien en détente/compression qu'à température chaude et froide).

L'ensemble des connexions et les sens d'écoulement du
30 fluide pour obtenir un *moteur* sont récapitulés aux figures 3E et 3F. La figure 3F montre qu'au sein du régénérateur, il est possible de réaliser une jonction entre LUGCHD et LUGCBG, ainsi qu'une bifurcation vers LUGFBG et LUGFHD (de même pour LUPFHG, LUPFBD et LUPCBD, LUPCHG).

Dans cette dernière configuration, le régénérateur ne comportera ainsi que 2 tuyaux, parcourus par un flux unidirectionnel *continu* de fluide. Le sens de parcours d'un tuyau à l'autre est en revanche *opposé*, ce qui permet au régénérateur, avec de simples tuyaux, d'être un échangeur de températures quasi-parfait pour les fluides froid et chaud transitant entre (2F) et (2C) afin de réaliser leur chauffage et refroidissement isochores (2->3 et 4->1).

Lorsqu'on souhaite un fonctionnement en *récepteur* de Stirling, afin d'avoir une *pompe à chaleur*, ou bien un *réfrigérateur*, à condition de fournir un travail mécanique, les connexions précédentes restent valables, mais :

- le sens de rotation des machines sera inversé, donc,
- le sens d'écoulement de tous les fluides est inversé.

Les figures 3G et 3H récapitulent l'ensemble des connexions et les sens d'écoulement du fluide pour obtenir un *récepteur* SPRATL avec le dispositif(1).

Ainsi, les connexions précédentes font fonctionner la machine SPRATL en *récepteur* de Stirling dans l'hypothèse où les pistons rotatifs annulaires sont contra-rotatifs et partent initialement tel qu'illustré à la figure 3J .

Les connexions exposées ici et le caractère contrarotatif ne sont qu'une possibilité parmi d'autres : ils ne restreignent en rien les configurations possibles entre les machines froides et chaudes. L'unique condition à respecter est qu'au sein de chaque machine, chaque piston (PRA) soit initialement dans la position décrite en figure 3N et tourne à la *même* vitesse. Quelle que soit l'orientation relative des machines (2F,2C) et/ou leur sens de rotation, on peut toujours trouver une combinaison de connexions pour avoir un moteur ou un récepteur SPRATL conforme au dispositif(1).

Mise en série et en parallèle de plusieurs machines(2F,2C)

La description précédente a montré le fonctionnement de base avec 2 machines PRATL (2,2F,2C), l'une froide(2F), l'autre chaude(2C). La figure 30 montre les sous-ensembles (2F) et (2C) d'un dispositif(1) vus comme des blocs fonctionnels indépendants :

- pour la machine PRATL froide (2F) :
 - o 2 entrées externes de fluide dans les grandes chambres,
 - o 2 sorties externes de fluide par les petites chambres, et,
 - o des circulations internes du fluide, soit par déplacement du piston rotatif annulaire (PRA), soit par connexion via un tuyau.
- pour la machine PRATL chaude (2C) :
 - o 2 sorties externes de fluide par les grandes chambres,
 - o 2 entrées externes de fluide dans les petites chambres, et,
 - o des circulations internes du fluide, soit par déplacement du piston rotatif annulaire(PRA), soit par connexion via tuyau.

Il est ainsi possible de construire un *moteur* SPRATL conforme au dispositif(1) avec un nombre N pair de machines (2), dont $N/2$ sous-ensembles (2F) et $N/2$ sous-ensembles (2C), et N régénérateurs (RGN1,RGN2,RGN3,RGN4,RGN5,RGN6...) avec les connexions décrites à la figure 3P pour $N=6$, et à la figure 3Q pour $N=4$.

La règle à respecter est d'implanter, entre 2 machines consécutives (2F) et (2C), deux tuyaux de connexion faisant circuler le fluide dans deux sens opposés ; ceci est nécessaire pour assurer la fonction d'échangeur de températures du régénérateur(RGN).

Les machines(2,2F,2C) peuvent être assemblées transversalement (mises en parallèle) ou longitudinalement (mises en série), tel qu'illustré respectivement aux figures 2I et 2J dans le cas de $N=4$, à partir desquelles
 5 l'on généralise aisément les structures longitudinales et transversales pour tout N pair et supérieur ou égal à 4.

Enfin, pour disposer d'un récepteur de Stirling conforme au dispositif(1), il suffira d'inverser le sens de rotation des machines(2,2F,2C) : tous les écoulements de
 10 fluide de la figure 30 seront ainsi inversés et, en fournissant du travail mécanique au dispositif(1), celui-ci se comportera comme un réfrigérateur (au niveau des machines(2F)) ou une pompe à chaleur (au niveau des (2C)).

15 **Conversion du mouvement**

Le mouvement des pistons rotatifs annulaires (PRA) est un mouvement de rotation continue, mais d'axes *alternés*. Pour le convertir en une rotation continue d'axe *fixe*, plusieurs solutions ont été développées par Pascal HA PHAM,
 20 inventeur des machines (2,2F,2C) : bielle rotative avec deux rotules à doigt ; joint de Oldham ; guidage par lumières triangulaires circulaires (LUM1,LUM2,LUM3) découpées sur un rotor central.

Toutes ces alternatives, telles que décrites dans les
 25 demandes PCT 03.3921 et INPI 07.5990 et 07.6157 de Pascal HA PHAM sont compatibles avec le dispositif(1). Ainsi, tel qu'illustré aux figures 2B,2C,2D et 2F, la dernière solution est retenue avec les améliorations suivantes, pour des machines PRATL froides (2F) ou chaudes (2C) :

- 30 - le piston trilobique (PRA,PRAF,PRAC) est composé :
- o d'un trilobe (TRI,TRIF,TRIC)
 - o d'une plaque d'étanchéité (PLA,PLAF,PLAC) solidaire du trilobe
 - o d'au moins 3 manetons (MAN1,MAN2,MAN3) solidaires
 35 de la plaque (PLA,PLAF,PLAC),

- les manetons (MAN1,MAN2,MAN3) sont constamment au contact du pourtour des lumières (LUM1,LUM2,LUM3) des rotors (ROT,ROTF,ROTC) leur correspondant, et,
- les rotors (ROT,ROTF,ROTC), entraînés par les manetons, tournent autour d'un axe fixe traversant les machines (2,2F,2C) exactement en leur centre.

Précautions d'isolation thermique

Dans la construction la plus simple, tel qu'illustré à la figure 2A, le manchon d'isolation (ISO) est absent et les rotors (ROTF) et (ROTC) sont solidaires pour ne constituer qu'une seule pièce (ROT). Néanmoins :

- pour bloquer la conduction et le rayonnement thermiques, un manchon d'isolation en tôles fines est mis en place, et peut être plus ou moins sophistiqué :
 - o réalisation du vide autour du régénérateur (RGN), ou seulement dans les couches concentriques (ISO1,ISO2,ISO3) du manchon (ISO)
 - o faces internes réfléchissantes des couches (ISO1,ISO2,ISO3) pour renvoyer les infra-rouges émis par les parties chaudes du régénérateur, et faces externes noires pour absorber le rayonnement extérieur.
- pour éviter le transfert direct de chaleur de (2C) vers (2F), tel qu'illustré aux figures 2G et 2H, le rotor (ROT) peut être scindé en 2 pièces (ROTF,ROTC), lesquelles sont accouplées de manière homocinétique tout en bloquant la conduction thermique. La surface de contact entre (ROTF) et (ROTC) est quasi-nulle. Cela est possible en utilisant des contacts ponctuels entre (ROTF) et (ROTC). Ici, 3 contacts ponctuels se font entre des cannelures planes (CAN) taillées dans (ROTF), et 3 sphères (SPH) solidaires de (ROTC). De

plus (ROTF) pourra être réfléchissant et (ROTC) sombre.

Principe et avantages du régénérateur

5 Le régénérateur (RGN) est fondamental pour recycler au sein du dispositif(1) les échanges thermiques des phases isochores et tendre ainsi vers la limite de Carnot. Les difficultés techniques qu'il engendre actuellement sont un frein majeur à l'amélioration des machines de Stirling. Les
10 régénérateurs actuels sont souvent victimes du flux alterné du fluide, ne favorisant pas de bons échanges thermiques, à moins d'utiliser des grilles fines qui posent alors deux nouveaux problèmes : leur coût et surtout des pertes de charges par laminage du fluide. Par ailleurs, ils sont
15 souvent encombrants et difficiles à isoler.

Aussi, la présente invention fait le choix d'écoulements unidirectionnels de fluide entre chaque couple de machines PRATL, l'une chaude (2C) et l'autre froide (2F), ce qui permet de constituer un échangeur
20 thermique avec 4 tuyaux, enroulés de préférence en hélicoïde. Ces tuyaux sont parcourus par du fluide : deux d'entre eux amènent constamment du fluide de (2F) vers (2C), et les deux autres dans le sens inverse : de (2C) vers (2F). De plus, ils sont mutuellement en contact
25 thermique et constituent un échangeur de températures optimal car :

- la longueur des tuyaux enroulés en hélicoïde peut être augmentée fortement en gardant une bonne compacité,
- la section des tuyaux peut être suffisamment grande
30 pour rendre négligeables les pertes de charge par laminage de fluide, de préférence gazeux,
- il est facile d'isoler le régénérateur ainsi constitué par un manchon cylindrique (ISO) à faces réfléchissantes (blocage des échanges radiatifs) et
35 possédant au moins une cavité cylindrique vide

(blocage de la conduction thermique du régénérateur vers l'extérieur).

Étanchéification des chambres

L'étanchéification est différente entre les petites
5 chambres de l'étage interne (PC1,PC2,PC3) et les grandes
(GC1,GC2,GC3) de l'étage externe des machines PRATL.

Tel qu'illustré à la figure 3L, pour les petites
chambres (PC1,PC2,PC3), deux larges contacts surfaciques
circulaires entre le piston (PRA) et le noyau (NBA)
10 empêchent les fuites de fluide, hormis dans la position de
la figure 3N, où le contact devient linéique en haut du
piston (PRA). Ce phénomène est néanmoins extrêmement fugace
et donc négligeable.

En revanche, pour les grandes chambres (GC1,GC2,GC3)
15 ne subsiste qu'un seul contact surfacique entre le
piston(PRA) et le carter (CAR), l'autre étant remplacé par
un contact linéique presque permanent en tête de lobe,
défavorable pour l'étanchéité. Ainsi, tel qu'illustré aux
figures 3K,3M et 3N, ce contact linéique devient surfacique
20 par des petits enlèvements de matière circulaires en tête
de chaque lobe (EMC1,EMC2,EMC3), et par deux ajouts de
matière circulaires(AMC1,AMC2) de mêmes centre et rayon sur
le carter(CAR). Un vide de matière dans la position de la
figure 3N est alors obturé par un ou plusieurs segments
25 (SEG1,SEG2,SEG3,SEG4) sensiblement verticaux et poussés
individuellement contre le piston (PRA) soit par un
ressort, soit par une pression de fluide (non représentés).

Ces segments (SEG1,SEG2,SEG3,SEG4) ont une action
d'étanchéité sur une partie relativement courte du
30 mouvement (moins de 10° d'angle de rotation du piston(PRA)
autour de la position de la figure 3N) : toutes les
chambres sont étanchéifiées presque continuellement par des
contacts surfaciques entre le piston(PRA), le noyau(NBA) et
le carter(CAR). D'autres segments posés sur le noyau ou le
35 piston ainsi que le fractionnement du carter(CAR) tel que

décrit dans la demande INPI 07.6157 sont aussi envisageables pour optimiser l'étanchéité.

Extension à des pistons rotatifs annulaires polylobiques

Le dispositif(1) peut fonctionner avec un piston polylobique : tout nombre de lobes impair supérieur ou égal à 3 convient. Tel qu'illustré aux figures 4A et 4B pour un piston rotatif annulaire pentalobique(PRA), et 4C et 4D pour un piston rotatif annulaire heptalobique(PRA), à condition de modifier la forme périphérique du carter(CAR), du noyau(NBA) et des lumières (LUM1,LUM2,LUM3), les machines trilobiques (2,2F,2C) et leur application au dispositif(1) dans le cadre d'un cycle de Stirling se généralisent avec des pistons polylobiques impairs, notamment en terme de connexions et de conversions de mouvement.

Pour de nombreuses raisons, le cas optimal reste néanmoins celui du piston trilobique : perte de compacité, complexité du piston, étanchéité amoindrie et compressions/détentes du fluide non désirées au cours du cycle font que les cas au-delà de la machine heptalobique ne trouveront probablement pas d'applications concrètes et demeureront purement conceptuels dans le cadre de cycles de Stirling.

Dimensions et applications

La taille des dispositifs(1), qui sont des machines de Stirling à pistons rotatifs annulaires trilobiques (SPRATL) peut être très variable, allant de quelques dizaines de centimètres pour une application domestique à quelques dizaines de mètres pour une installation industrielle.

Les machines SPRATL s'inscrivent parfaitement dans les enjeux actuels des machines de Stirling, plus précisément :

- *valorisation de multiples sources de chaleur*, souvent négligées (déchets organiques divers, biomasse, géothermie...), très difficile par des moyens habituels,
- *relance de la filière hélio-thermo-électrique* dans le cadre des centrales solaires à concentration,

- *cogénérations domestiques ou industrielles*, c'est à dire la production et la valorisation simultanées de chaleur et d'électricité,
- *optimisation de processus thermodynamiques* par récupération de chaleurs résiduelles (à cycle combiné, par exemple : centrales électriques, automobiles...).
- *applications spécifiques*, par exemple dans les navires à propulsion nucléaire où la cogénération et l'absence d'explosion dans les machines de Stirling sont appréciées.

D'autres caractéristiques et avantages de la présente invention apparaîtront dans la **description détaillée** suivante qui reprend les grands thèmes précédents en précisant des points techniques ; il sera fait référence aux schémas et figures annexés dans lesquels :

- la figure 1A représente, pour un système thermodynamique fermé, un cycle *moteur* de Stirling en coordonnées de Clapeyron (V : volume ; P : pression),
- la figure 1B représente, pour un système thermodynamique fermé, un cycle *moteur* de Stirling en diagramme (T,S) (T : température ; S : entropie),
- la figure 1C représente, pour un système thermodynamique fermé, un cycle *récepteur* de Stirling en coordonnées de Clapeyron (V : volume ; P : pression),
- la figure 1D représente, pour un système thermodynamique fermé, un cycle *récepteur* de Stirling en diagramme (T,S) (T : température ; S : entropie),
- la figure 1E reprend le cycle de Stirling dans les coordonnées de Clapeyron en soulignant le travail mécanique échangé par le système thermodynamique fermé,
- la figure 1F reprend le cycle de Stirling dans les coordonnées (T,S) en soulignant le transfert thermique échangé par le système thermodynamique fermé,

- la figure 1G illustre en coordonnées de Clapeyron (P,V) le cycle de Stirling réellement suivi par le fluide à cause des imperfections des machines actuelles,

5 - la figure 1H illustre en coordonnées (T,S) le cycle de Stirling réellement suivi par le fluide à cause des imperfections des machines actuelles,

- la figure 1I illustre en coordonnées de Clapeyron (P,V) le cycle de Stirling réellement suivi par le fluide, amélioré avec la présente invention par rapport aux machines actuelles,

10 - la figure 1J illustre en coordonnées (T,S) le cycle de Stirling réellement suivi par le fluide, amélioré avec la présente invention par rapport aux machines actuelles,

15 - la figure 2A illustre en perspective un dispositif(1) typique et conforme à l'invention,

- la figure 2B est une perspective éclatée du dispositif de la figure 2A,

20 - la figure 2C détaille en perspective éclatée la partie froide (2F) du dispositif(1),

- la figure 2D détaille en perspective éclatée la partie chaude (2C) du dispositif(1),

- la figure 2E illustre le régénérateur(RGN) du dispositif(1) ainsi que son manchon d'isolation(ISO),

25 - la figure 2F montre les arrangements choisis pour la conversion du mouvement du piston(PRA) en un mouvement rotatif continu d'axe fixe,

- les figures 2G et 2H présentent des précautions d'isolation concernant les rotors (ROT,ROTf,ROTC) des machines (2,2F,2C),

30 - la figure 2I illustre la mise en parallèle de 4 machines (2,2F,2C) assemblées transversalement,

- la figure 2J illustre la mise en série de 4 machines (2,2F,2C) assemblées longitudinalement,

- la figure 3A présente en vue de face l'ensemble des lumières à aménager dans une machine froide(2F),

5 - la figure 3B présente en perspective ombrée l'ensemble des lumières à aménager dans une machine froide(2F),

- la figure 3C présente en vue de face l'ensemble des lumières à aménager dans une machine chaude(2C),

10 - la figure 3D présente en perspective ombrée l'ensemble des lumières à aménager dans une machine chaude(2C),

- la figure 3E récapitule les connexions à réaliser et la position schématique du régénérateur(RGN) entre une machine(2F) et une machine(2C) pour obtenir un *moteur* SPRATL conforme au dispositif(1),

- la figure 3F illustre les jonctions possibles et simplificatrices pour le régénérateur(RGN) dans le cas d'un *moteur* SPRATL conforme au dispositif(1),

20 - la figure 3G récapitule les connexions à réaliser et la position schématique du régénérateur(RGN) entre une machine(2F) et une machine(2C) pour obtenir un *récepteur* SPRATL conforme au dispositif(1),

25 - la figure 3H illustre les jonctions possibles et simplificatrices pour le régénérateur(RGN) dans le cas d'un *récepteur* SPRATL conforme au dispositif(1),

- la figure 3I présente les positions initiales et sens de rotation à respecter pour obtenir un *moteur* SPRATL avec les règles de connexion des figures précédentes,

30 - la figure 3J présente les positions initiales et sens de rotation à respecter pour obtenir un *récepteur* SPRATL avec les règles de connexions précédentes,

- la figure 3K illustre les choix technologiques de la présente invention pour mieux étanchéifier les chambres des machines(2,2F,2C),

5 - la figure 3L présente une machine(2) générique avec un piston rotatif(PRA) annulaire à lobes pointus, un noyau bi-arc(NBA) et un carter(CAR) délimitant des petites chambres (PC1,PC2,PC3) internes à PRA, et des grandes chambres (GC1,GC2,GC3) externes à PRA,

10 - la figure 3M détaille la géométrie d'une machine (2) étanchéifiée en position quelconque du piston, en particulier les ajouts (AMC1,AMC2,AMC3) et enlèvements (EMC1,EMC2,EMC3) circulaires de matière adéquats sur le carter(CAR) et le piston(PRA)

15 - la figure 3N détaille la géométrie d'une machine(2) étanchéifiée en position symétrique du piston(PRA), en particulier le rôle essentiel des segments (SEG1,SEG2,SEG3,SEG4),

20 - la figure 3O schématise les machines (2F) et (2C) en tant que blocs fonctionnels, en terme d'échanges internes et externes de fluide, en vue de les assembler en grand nombre, soit en série, soit en parallèle,

25 - la figure 3P détaille l'assemblage en série de 6 machines (2,2F,2C), dont 3 machines(2F) et 3 machines(2C), ainsi que les connexions et positionnement des régénérateurs nécessaires au fonctionnement en *moteur* SPRATL,

30 - la figure 3Q détaille l'assemblage en parallèle de 4 machines (2,2F,2C), dont 2 machines(2F) et 2 machines(2C), ainsi que les connexions et positionnement des régénérateurs nécessaires au fonctionnement de l'assemblage en *moteur* SPRATL,

- les figures (4A,4B) et (4C,4D) présentent respectivement les pistons rotatifs annulaires

pentalobiques et heptalobiques et les noyaux et carters associés de profils adaptés,

- la figure 5A présente de manière schématique un dispositif(1) à 2 machines(2F,2C), l'une froide(2F),
5 l'autre chaude(2C) et un régénérateur(RGN), avec la circulation de fluide qui se fait à travers 2 conduites(A,B) constituant le régénérateur,

- la figure 5B dessine le cheminement d'une particule élémentaire de fluide se déplaçant le long d'une
10 conduite entre deux instants t et $t+dt$,

- la figure 5C présente en coupe (O,y,z) la géométrie choisie pour l'étude thermique du régénérateur,

- la figure 5D est le graphique du rendement thermique du régénérateur en fonction du facteur de
15 régénération (η_{RGN} , F_{RGN} définis dans l'étude),

- les figures 5E à 5G sont les graphiques des températures dans les conduites (A) et (B) en fonction de x , pour différents rendements thermiques du régénérateur,

20 *pour approfondir chronologiquement les points suivants:*

*Théorie du cycle de Stirling à fluide gazeux

*Rendement et efficacités des cycles de Stirling

- cas du cycle moteur

- cas du cycle récepteur

25 *Optimisation du cycle de Stirling avec les machines SPRATL

*Architecture mécanique des machines SPRATL

*Fonctionnement thermique du régénérateur

- Hypothèse de stationnarité des écoulements

- Aspect thermodynamique du gaz parfait

30 - Principaux flux thermiques dans le régénérateur

- Equations différentielles des champs de températures

- Résolution des équations différentielles

- Rendement typique et optimisation du régénérateur

*Puissance, rendement et régulation de la machine SPRATL

Théorie du cycle de Stirling à fluide gazeux

Les cycles de Stirling sont composés de l'intersection de 2 isothermes de températures T_f et T_c (avec $T_c > T_f$) et de deux isochores de volume V_{max} et V_{min} (avec $V_{max} > V_{min}$). On pose les grandeurs adimensionnelles caractéristiques du

cycle :

$$\alpha = \frac{T_c}{T_f} \quad \text{et} \quad \beta = \frac{V_{max}}{V_{min}} \quad \text{où} \quad \alpha > 1 \quad \text{et} \quad \beta > 1$$

Ces cycles se font essentiellement avec des gaz à des pressions modérées telles que l'on peut considérer leur comportement comme très proche de celui d'un gaz parfait : pour un système thermodynamique fermé de n moles de gaz, la température T , la pression P et le volume V vérifieront toujours l'équation d'état : $PV = nRT$

Avec : * $R = 8.314 \text{ J/K/mol}$ la constante des gaz parfaits

15 * Unités : système international

Ainsi, pour des fluides gazeux, les isothermes sont, dans le diagramme (P, V) de Clapeyron (figs. 1A, 1C, 1E, 1G, 1I) des portions d'hyperboles d'équations :

* $P = \frac{nRT_c}{V}$ pour l'isotherme chaude, et,

20 * $P = \frac{nRT_f}{V}$ pour l'isotherme froide.

De plus, dans ce même diagramme, les isochores sont des droites verticales d'équations :

* $V = V_{max}$ pour l'isochore de volume maximum, et,

* $V = V_{min}$ pour l'isochore de volume minimum.

25 Pour toute la suite, on choisit, quelle que soit X une grandeur physique extensive, la convention suivante : si $X > 0$, le système a réellement reçu X , et si $X < 0$, le système a réellement cédé X .

30 En vertu du premier principe de la thermodynamique appliqué à un système fermé (n'échangeant pas de matière) au cours d'une évolution élémentaire :

$$dE = \delta W + \delta Q + \delta W_u \quad \text{où :}$$

- dE est la variation infinitésimale de l'énergie totale du système (macroscopique et microscopique),
- δW est le travail mécanique des forces de pression exercées par l'extérieur sur le système,
- δQ est le transfert thermique algébrique du fluide,
- δW_u est le travail utile échangé par le fluide : impact sur une turbine, travaux électriques, etc..

La présente invention est une machine volumétrique travaillant *uniquement* avec les forces de pression, d'où :

$$dE = \delta W + \delta Q$$

On montre par ailleurs que $\delta W = -P_{ext} dV$ avec :

- P_{ext} la pression extérieure appliquée sur le système,
 - dV la variation élémentaire du volume du système.
- Ainsi sur un cycle le long d'une courbe fermée dans le diagramme (P,V), et pour des transformations suffisamment lentes pour que $P \approx P_{ext}$ à tout instant :

$$W = \oint_{cycle} -P_{ext} dV = \oint_{cycle} -P dV$$

C'est pourquoi l'aire du cycle dans le diagramme de Clapeyron (fig. 1E) s'identifie à la valeur absolue du travail mécanique (des forces de pression) échangé par le fluide au cours de son cycle thermodynamique :

$$|W| = \left| \oint_{cycle} -P_{ext} dV \right| = \text{aire}_{cycle}$$

Avec les deux possibilités suivantes :

- cycle parcouru dans le sens horaire (ou anti-trigonométrique), (fig. 1A) : cycle *moteur* ;

$$W < 0 \quad \text{et} \quad -W = \text{aire}_{cycle}$$

- cycle parcouru dans le sens anti-horaire (ou trigonométrique), (fig. 1C) : cycle *récepteur* ;

30

$$W > 0 \quad \text{et} \quad W = \text{aire}_{cycle}$$

Par ailleurs, au cours d'un cycle, le système thermodynamique fermé retrouve exactement les mêmes paramètres d'état, et donc la même énergie totale, on peut alors écrire :

$$\oint_{\text{cycle}} dE = \oint_{\text{cycle}} \delta W + \oint_{\text{cycle}} \delta Q$$

$$E_{\text{fin cycle}} - E_{\text{début cycle}} = 0 = W + Q$$

soit encore $W = -Q$

La description dans le diagramme (T,S) (figs. 1B,1D,1F,1H,1J) nécessite l'utilisation de la première identité thermodynamique, qui donne avec les hypothèses précédentes, en négligeant les énergies cinétiques et potentielles macroscopiques du fluide :

$$dE = dU = TdS - PdV$$

avec :

- $dU = C_v dT$ variation infinitésimale de l'énergie interne (microscopique) du système thermodynamique (gaz parfait par hypothèse),
- C_v capacité thermique à volume constant, valant :

- o $\frac{3}{2}nR$ pour n moles de gaz parfait *monoatomique*,
- o $\frac{5}{2}nR$ pour n moles de gaz parfait *diatomique*.

Lorsqu'une évolution est isochore, $dV=0$ et la première identité thermodynamique se simplifie, pour un gaz parfait :

$$C_v dT = TdS \Rightarrow dS = C_v \frac{dT}{T}$$

Relation qui s'intègre pour une évolution à volume constant entre un état A et un état B :

$$S_B - S_A = C_v \ln \frac{T_B}{T_A}$$

Ainsi, pour les diagrammes (T,S) aux figs. 1B,1D,1F,1H,1J :

- les étapes isochores sont des exponentielles croissantes avec l'entropie S, d'équations :

$$* T = T_f \exp\left(\frac{S - S_2}{C_v}\right) \text{ pour l'isochore de volume minimum,}$$

$$5 \quad * T = T_f \exp\left(\frac{S - S_1}{C_v}\right) \text{ pour l'isochore de volume maximum,}$$

- les étapes isothermes sont des horizontales d'équations :

$$\circ T = T_f \text{ pour l'isotherme froide, et,}$$

$$\circ T = T_c \text{ pour l'isotherme chaude.}$$

10

En reprenant la première identité thermodynamique intégrée sur un cycle, on trouve :

$$E_{\text{fin cycle}} - E_{\text{début cycle}} = 0 = \oint_{\text{cycle}} TdS + \int_{\text{cycle}} -PdV$$

$$\text{soit } \oint_{\text{cycle}} TdS = \int_{\text{cycle}} PdV = -W = Q$$

15 C'est pourquoi l'aire du cycle dans le diagramme (T,S) (fig. 1F) s'identifie à la valeur absolue de la chaleur échangée par le fluide au cours de son cycle thermodynamique :

$$|Q| = \left| \oint_{\text{cycle}} TdS \right| = \text{aire}_{\text{cycle}}$$

20 Avec les deux possibilités suivantes :

- cycle parcouru dans le sens horaire (ou anti-trigonométrique), (fig. 1A) : cycle *moteur* ;

$$Q > 0 \text{ et } Q = \text{aire}_{\text{cycle}}$$

- cycle parcouru dans le sens anti-horaire (ou trigonométrique), (fig. 1C) : cycle *récepteur* ;

25

$$Q < 0 \text{ et } -Q = \text{aire}_{\text{cycle}}$$

Rendement et efficacités des cycles de Stirling

Les rendements et efficacités vont maintenant être explicitement calculés, dans les hypothèses précédentes, et en raisonnant sur n moles de gaz parfait. On rappelle que

$\beta = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}$ est le rapport des volumes maximum et minimum.

« cte » désignera une valeur constante, « $\ln Y$ » le logarithme népérien de Y et $|X|$ la valeur absolue de X .

10

Cas du cycle moteur

(figs. 1A et 1B)

Etape 1-2 : isotherme T_f

$\Delta U = 0$ car $T_f = cte$ et le système est un gaz parfait.

$$D'où \Delta U = 0 = W_{12} + Q_{12} \text{ avec } W_{12} = \int_{V_{\max}}^{V_{\min}} -PdV = \int_{V_{\max}}^{V_{\min}} -\frac{nRT_f}{V} dV = nRT_f \int_{V_{\max}}^{V_{\min}} -\frac{dV}{V}$$

15 Finalement : $W_{12} = nRT_f \ln \beta > 0$ et $Q_{12} = -nRT_f \ln \beta < 0$

Etape 2-3 : isochore V_{\min}

$W_{23} = 0$ car $V_{\min} = cte$. Le système est un gaz parfait évoluant entre T_f et T_c , d'où $\Delta U = Q_{23} = C_v (T_c - T_f) > 0$

20

Etape 3-4 : isotherme T_c

$\Delta U = 0$ car $T_c = cte$ et le système est un gaz parfait.

$$D'où \Delta U = 0 = W_{34} + Q_{34} \text{ avec } W_{34} = \int_{V_{\min}}^{V_{\max}} -PdV = \int_{V_{\min}}^{V_{\max}} -\frac{nRT_c}{V} dV = nRT_c \int_{V_{\min}}^{V_{\max}} -\frac{dV}{V}$$

Finalement : $W_{34} = -nRT_c \ln \beta < 0$ et $Q_{34} = nRT_c \ln \beta > 0$

25

Etape 4-1 : isochore V_{\max}

$W_{41} = 0$ car $V_{\max} = cte$. Le système est un gaz parfait évoluant entre T_c et T_f , d'où $\Delta U = Q_{41} = C_v (T_f - T_c) < 0$

Grandeurs remarquables :

- * $W_{12} + W_{34} = -nR(T_c - T_f) \ln \beta < 0$ est le travail du cycle *moteur*
- * $|Q_{12}| = nRT_f \ln \beta$ est la chaleur *cédée* à la source froide
- * $Q_{34} = nRT_c \ln \beta$ est la chaleur *prélevée* à la source chaude
- 5 * $Q_{41} + Q_{23} = 0$, c'est à dire qu'à condition d'avoir un bon régénérateur, les phases isochores n'induisent pas de pertes thermiques. Sans régénérateur,
 - la source chaude fournit en plus Q_{23}
 - la source froide reçoit en plus $|Q_{41}|$

10

En général, c'est la chaleur prélevée à la source chaude qui a une valeur économique ou qui doit être collectée ; le rendement RS du cycle de Stirling est ainsi, avec RC le rendement moteur optimal de Carnot :

15 * $RS = \left| \frac{W}{Q_{34}} \right|$ avec régénérateur parfait

* $RS = \left| \frac{W}{Q_{34} + C_v(T_c - T_f)} \right|$ sans régénérateur

Tout calcul fait, il vient :

* $RS = 1 - \frac{T_f}{T_c} = 1 - \frac{1}{\alpha} = RC$ avec régénérateur parfait

* $RS = \frac{1}{\frac{1}{RC} + \frac{C_v}{nR \ln \beta}} < RC$ sans régénérateur

20

Cas du cycle récepteur

(figs. 1C et 1D)

Etape 1->4 : isochore V_{\max}

$W_{14} = 0$ car $V_{\max} = \text{cte}$. Le système est un gaz parfait évoluant
 25 entre T_f et T_c , d'où $\Delta U = Q_{14} = C_v(T_c - T_f) > 0$

Etape 4->3 : isotherme T_c

$\Delta U = 0$ car $T_c = cte$ et le système est un gaz parfait.

D'où $\Delta U = 0 = W_{43} + Q_{43}$ avec $W_{43} = \int_{V_{\max}}^{V_{\min}} -PdV = \int_{V_{\max}}^{V_{\min}} -\frac{nRT_c}{V}dV = nRT_c \int_{V_{\max}}^{V_{\min}} -\frac{dV}{V}$

Finalement : $W_{43} = nRT_c \ln \beta > 0$ et $Q_{43} = -nRT_c \ln \beta < 0$

5 Etape 3-2 : isochore V_{\min}

$W_{32} = 0$ car $V_{\min} = cte$. Le système est un gaz parfait évoluant entre T_c et T_f , d'où $\Delta U = Q_{32} = C_v(T_f - T_c) < 0$

Etape 2-1 : isotherme T_f

10 $\Delta U = 0$ car $T_f = cte$ et le système est un gaz parfait.

D'où $\Delta U = 0 = W_{21} + Q_{21}$ avec $W_{21} = \int_{V_{\min}}^{V_{\max}} -PdV = \int_{V_{\min}}^{V_{\max}} -\frac{nRT_f}{V}dV = nRT_f \int_{V_{\min}}^{V_{\max}} -\frac{dV}{V}$

Finalement : $W_{21} = -nRT_f \ln \beta < 0$ et $Q_{21} = nRT_f \ln \beta > 0$

Grandeurs remarquables :

15 * $W_{12} + W_{34} = nR(T_c - T_f) \ln \beta > 0$ est le travail du cycle récepteur

* $Q_{21} = nRT_f \ln \beta$ est la chaleur prélevée à la source froide (d'où la fonction de réfrigération)

* $|Q_{43}| = nRT_c \ln \beta$ est la chaleur cédée à la source chaude (d'où la fonction de pompe à chaleur)

20 * $Q_{14} + Q_{32} = 0$, c'est à dire qu'à condition d'avoir un bon régénérateur, les phases isochores n'induisent pas de pertes thermiques. Sans régénérateur,

- la source chaude fournit en plus Q_{14}

- la source froide reçoit en plus $|Q_{32}|$

25 En général, c'est le travail mécanique fourni à la machine qui a une valeur économique ou qui doit être collecté ; les efficacités du cycle de Stirling sont ainsi :

- pour une pompe à chaleur, avec ECC l'efficacité optimale en chauffage de Carnot :

$$* EC = \left| \frac{Q_{43}}{W} \right| \text{ avec régénérateur parfait}$$

$$* EC = \left| \frac{Q_{43} + C_v(T_c - T_f)}{W} \right| \text{ sans régénérateur}$$

5 Tout calcul fait, il vient :

$$* EC = \frac{T_c}{T_c - T_f} = \frac{1}{RC} = ECC \text{ avec régénérateur parfait}$$

$$* EC = \frac{nRT_c \ln \beta - C_v(T_c - T_f)}{nR(T_c - T_f) \ln \beta} = ECC - \frac{C_v}{nR \ln \beta} < ECC \text{ sans régénérateur}$$

- pour un réfrigérateur avec EFC l'efficacité optimale en réfrigération de Carnot :

$$10 * EF = \left| \frac{Q_{21}}{W} \right| \text{ avec régénérateur parfait}$$

$$* EF = \left| \frac{Q_{12} - C_v(T_c - T_f)}{W} \right| \text{ sans régénérateur}$$

Tout calcul fait, il vient :

$$* EF = \frac{T_f}{T_c - T_f} = EFC \text{ avec régénérateur parfait}$$

$$* EF = \frac{nRT_f \ln \beta - C_v(T_c - T_f)}{nR(T_c - T_f) \ln \beta} = EFC - \frac{C_v}{nR \ln \beta} < EFC \text{ sans régénérateur}$$

15

L'absence de régénérateur (ou son fonctionnement dégradé), est très pénalisante pour le réfrigérateur et la pompe à chaleur de Stirling. Pour un gaz diatomique, elle ampute typiquement les efficacités de deux unités ($C_v = 5nR/2$ et

20 $\beta = 3.5$). Pour le moteur, la situation est pire d'autant plus que la température chaude est haute ; avec des sources chaude et froide à $800^\circ\text{C}/1073\text{K}$ et $10^\circ\text{C}/283\text{K}$, le rendement moteur est ainsi de 30% sans régénérateur alors qu'il monte à presque 74% avec un régénérateur parfait.

25

Optimisation du cycle de Stirling avec les machines SPRATL

Que le cycle soit moteur ou récepteur, on voit que le fonctionnement est optimisé avec un régénérateur performant, mais aussi quand son aire est maximisée . Pour que l'aire soit maximisée, les transformations doivent suivre parfaitement les trajectoires thermodynamiques précédemment décrites ; les figures 1A à 1F décrivent en effet des cycles normalisés, avec un régénérateur parfait et des évolutions thermodynamiques idéales du fluide. En réalité, le cycle suivi par le fluide s'éloigne significativement de celui de Stirling comme illustré aux figures 1G et 1H. Quatre défauts sont en général présents :

- DTC : défaut d'homogénéisation du fluide à la température chaude,
- DTF : défaut d'homogénéisation à la température froide
- DVMAX : défaut de volumétrie au volume maximum,
- DVMIN : défaut de volumétrie au volume minimum.

Lorsque ces défauts se cumulent, le travail mécanique de chaque cycle diminue (aire plus petite) et le rendement thermodynamique du cycle s'éloigne fortement de l'optimum de Carnot (à cause d'échanges thermiques imparfaits). C'est pourquoi la présente invention lutte particulièrement contre ces difficultés :

- défaut d'homogénéisation de température à cause de :
 - o la récupération imparfaite de calories ou frigories dans le régénérateur,
 - o la lenteur de la diffusion thermique dans le fluide lorsqu'il est mis au contact des sources chaudes ou froides,
- défaut de volumétrie à cause :
 - o des cinématiques imparfaites des machines de Stirling,
 - o des éventuelles fuites.

La présente invention règle totalement les problèmes de volumétrie grâce à une cinématique respectant parfaitement les isochores. Elle limite bien les fuites de fluide grâce à tous les contacts surfaciques et l'implantation possible de nombreux segments d'étanchéité. Elle permet aussi des transferts thermiques intenses :

- par convection :

- o dans les machines froides et chaudes où le fluide est injecté dans les chambres, puis transporté au sein des machines froides et chaudes, en étant entièrement entouré par des parois lui transmettant leur température (froide ou chaude),
- o dans le régénérateur permettant une mise en température isochore bien meilleure juste avant les phases isothermes.

- et par diffusion aux contacts parois/fluide.

L'approche par convection est essentielle car c'est un mode d'homogénéisation beaucoup plus rapide que la seule diffusion. Ainsi, comme illustré en traits forts aux figures 1I et 1J, grâce à la présente invention, les cycles sont beaucoup plus proches du cycle idéal de Stirling (en traits fins) et plus grands que les cycles actuels (hachurés). Les isothermes seront d'autant mieux respectées que :

- la machine tournera à vitesse modérée : les fortes volumétries par tour de piston (PRA) des machines(2,2F,2C) sont en cela un atout, permettant de faire travailler beaucoup de fluide malgré une vitesse de rotation relativement faible,
- le fluide aura une conductivité thermique élevée : on pourra utiliser des fluides sous pression plus élevée et/ou des gaz spécifiques déjà mis à profit dans l'industrie des moteurs Stirling (Hydrogène, Helium...).

Architecture mécanique des machines SPRATL

Les machines SPRATL utilisent un nombre N pair de machines à piston annulaire trilobique, comprenant chacune la structure générique suivante :

- 5 - un noyau bi-arc(NBA),
- un piston rotatif annulaire(PRA),
- un carter(CAR),
- une chaîne cinématique de conversion du mouvement.

Il est possible d'assembler solidairement le noyau bi-arc(NBA) avec la culasse du carter (CLS,CLSF,CLSC) formant les ensembles rigides (NBAF) en partie froide et (NBAC) en partie chaude.

De même, l'assemblage solidaire du piston rotatif annulaire (PRA) avec une plaque d'étanchéité (PLA) glissant sur le carter(CAR) donne les ensembles rigides (TRIF) et (TRIC) en parties froides et chaudes.

Cette configuration est particulièrement adaptée à la conversion du mouvement par maneton(MAN1,MAN2,MAN3) et rotor (ROT,ROTF,ROTC) dans lesquels des lumières (LUM1,LUM2,LUM3) restent constamment au contact des manetons, convertissant ainsi le mouvement de rotation de (TRI,TRIF,TRIC) d'axe *alterné* en un mouvement de rotation continue d'axe *fixe* sur le rotor(ROT,ROTF,ROTC). Une alternative à cette transmission est le recours à un pignon de transfert hexa-arcs tel que décrit dans FR2872859A1

D'autres configurations sont envisageables en utilisant des joints de Oldham ou des bielles à double rotule à doigt, notamment l'encapsulation totale de (TRI,TRIF,TRIC) dans le carter(CAR,CARF,CARC) ; ce type de transmission ne nécessite qu'une petite ouverture au centre du moteur. Enfin, les frottements peuvent être très faibles en montant les pièces mobiles sur des roulements, notamment le rotor(ROT) et en remplaçant les manetons (MAN1,MAN2,MAN3) par des roulements de même diamètre.

Fonctionnement thermique du régénérateur

Le régénérateur (RGN) est fondamental pour recycler au sein du dispositif(1) les échanges thermiques des phases isochores et tendre ainsi vers la limite de Carnot. Dans le dispositif(1), les régénérateurs assurent des écoulements unidirectionnels de fluide (à l'intérieur d'un tuyau donné) entre les machines chaudes (2C,2C1,2C2...) et les machines froides (2F,2F1,2F2...), ce qui permet de constituer des échangeurs thermiques avec des tuyaux, enroulés de préférence en hélicoïde. La moitié de ces tuyaux conduisent constamment du fluide de (2F,2F1,2F2...) vers (2C,2C1,2C2...), et l'autre moitié dans le sens inverse : de (2C,2C1,2C2...) vers (2F,2F1,2F2...).

De plus, ils sont mutuellement en contact thermique et constituent un échangeur de températures quasi-parfait. Comme cela a déjà été évoqué, il est possible de jumeler certains couples de tuyaux en un seul : l'écoulement devient alors unidirectionnel et *continu*. En effet, les flux d'une catégorie de chambres (grandes : GC) (petites : PC) d'une machine (2, 2F,2F1,2F2, 2C,2C1,2C2...) sont intermittents, identiques et en opposition de phase ; si bien qu'en connectant un seul tuyau sur les 2 sorties de chambres identiques d'une même machine, le flux, en plus d'être unidirectionnel, devient continu.

Les options de connexion et d'assemblage d'un nombre N pair de machines sont décrites aux figures 3A à 3Q. L'aspect thermique du régénérateur va être ici entièrement développé en s'appuyant sur les figures 5A, 5B et 5C et les équations de la diffusion thermique.

Tel qu'illustré à la figure 5A de manière schématique pour un dispositif(1) à 2 machines(2F,2C), l'une froide(2F), l'autre chaude(2C) et un régénérateur(RGN), la circulation de fluide se fait à travers 2 conduites(A,B), lesquelles assurent dans le cas d'un *moteur* de Stirling :

- une circulation continue des petites chambres froides(PCF) de la machine(2F) vers les petites chambres chaudes(PCC) de la machine(2C) ; conduite A,
- une circulation continue des grandes chambres chaudes(GCC) de la machine(2C) vers les grandes chambres froides(GCF) de la machine(2F) ; conduite B.

Le régénérateur(RGN), constitué de conduites enroulées de préférence en hélicoïdes, est assimilé à deux conduites rectilignes(A,B) de longueur ℓ correspondant à la longueur de l'hélicoïde « déroulée ». On adjoint pour les calculs un repère orthonormé(0,x,y,z). Tel qu'illustré à la figure 5C, la section des deux conduites (A,B) est supposée équivalente, de dimensions a et b le long de Oy et Oz. La conduite(A) est séparée de la conduite(B) par une épaisseur e de métal, de dimensions b et ℓ le long de Oz et Ox.

Pour un récepteur de Stirling, les circulations sont en sens inverse. Dans tous les cas, la machine froide(2F) est à la température T_f et la machine chaude(2C) est à la température T_c . Les conditions imposées aux limites des conduites pour le fluide s'y écoulant sont donc :

- dans le cas du moteur : $T_A(x=0)=T_f$ et $T_B(x=\ell)=T_c$
- dans le cas du récepteur : $T_A(x=\ell)=T_c$ et $T_B(x=0)=T_f$

Dans toute la suite, les calculs seront menés dans le cas d'un dispositif(1) moteur de Stirling. Pour cela, des paramètres supplémentaires doivent être introduits :

- conductivités thermiques (supposées identiques dans les 2 conduites) :
 - o du fluide λ
 - o du métal λ_m
- masses volumiques du fluide :
 - o ρ_A dans la conduite(A)
 - o ρ_B dans la conduite(B)

- capacités thermiques massiques du fluide :
 - o c_A dans la conduite(A)
 - o c_B dans la conduite(B)
- énergies internes massiques du fluide :
 - 5 o $u_A(x)$ dans la conduite(A)
 - o $u_B(x)$ dans la conduite(B)
- températures du fluide (supposées homogènes sur une section(Oyz) dans une conduite donnée) :
 - o $T_A(x)$ dans la conduite(A)
 - 10 o $T_B(x)$ dans la conduite(B)
- vitesses du fluide (supposées homogènes sur une section(Oyz) et dirigées le long de Ox) :
 - o $v_A \vec{x}$ dans la conduite(A)
 - o $-v_B \vec{x}$ dans la conduite(B)
- 15 - les volumes maximum des chambres
 - o V_{\min} pour les petites chambres
 - o V_{\max} pour les grandes chambres
- la vitesse de rotation des pistons annulaires : Ω
- le nombre de cycles par tour de piston : $n_{\text{cycles}/\text{tour}} = 3N$
- 20 - la pression à l'étape 1 du cycle de Stirling : P_1

Hypothèse de stationnarité des écoulements

Au bout de quelques dizaines de cycles, les grandeurs physiques deviennent indépendantes du temps et ne dépendent que de l'espace : régime stationnaire. Donc :

- il ne peut pas y avoir accumulation ou raréfaction de fluide dans une portion de conduite donnée (sinon, la masse totale de fluide qu'elle contient ne serait pas constante) : le débit massique de fluide à travers chaque conduite se conserve, et c'est aussi le même
- 30 entre les conduites (A) et (B) :

$$\forall x, \rho abv = \rho_B ab v_B = \rho_A ab v_A = D_m$$

avec D_m le débit massique de fluide dans le dispositif(1)

$$\text{soit aussi } \forall x, \rho v = \rho_B v_B = \rho_A v_A = \frac{D_m}{ab}$$

5 - les températures, pressions et masses volumiques dans les conduites(A,B) ne dépendent pas du temps.

10 - les machines(2F,2C) aspirent et refoulent *constamment* le long d'une conduite *exactement* le même volume. L'évolution d'une particule de fluide dans une conduite est donc isochore et sa masse volumique reste constante en régime stationnaire :

$$* \forall x, \rho(x) = \rho_A \text{ pour la conduite(A),}$$

$$* \forall x, \rho(x) = \rho_B \text{ pour la conduite(B).}$$

15 Alors, comme le débit massique est constant, le débit volumique se conserve, et donc la vitesse aussi :

$$* \forall x, \rho_A ab v = \rho_A ab v_A \Rightarrow v = v_A \text{ pour la conduite(A)}$$

$$* \forall x, \rho_B ab v = \rho_B ab v_B \Rightarrow v = v_B \text{ pour la conduite(B)}$$

20 En revanche, ces vitesses diffèrent d'une conduite à l'autre à cause de la différence des volumes transférés par les petites et grandes chambres *sur un temps égal*. Il faut donc, à section égale des deux conduites(A,B), que la vitesse dans la conduite(B) soit supérieure du facteur

$$\beta = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \text{ à la vitesse dans la conduite(A) : } v_B = \beta v_A$$

Aspect thermodynamique du gaz parfait

25 Un gaz parfait de masse molaire M possède une capacité thermique massique constante. Ainsi, avec R la constante des gaz parfaits, $c_A = c_B = c$ avec :

$$* c = \frac{3R}{2M} \text{ pour un gaz monoatomique comme l'Helium, et,}$$

$$* c = \frac{5R}{2M} \text{ pour un gaz diatomique comme l'air.}$$

Par ailleurs, l'équation d'état $PV=nRT$, avec $n = m/M$, où m est la masse des n moles de gaz, se réécrit :

$$\rho = \frac{MP}{RT}$$

Comme le long de la conduite(A) : $\forall x, v=v_A$ et $\rho v = \rho_A v_A$,

5 et le long de la conduite(B) : $\forall x, v=v_B$ et $\rho v = \rho_B v_B$,

les masses volumiques ne dépendent pas de x :

* Pour la conduite(A) : $\forall x, \rho = \rho_A = \frac{MP_2}{RT_f} = \frac{M}{RT_f} \beta P_1 = \frac{MP_A(x)}{RT_A(x)}$

* Pour la conduite(B) : $\forall x, \rho = \rho_B = \frac{MP_4}{RT_c} = \frac{M \alpha P_1}{RT_c} = \frac{MP_1}{RT_f} = \frac{\rho_A}{\beta} = \frac{MP_B(x)}{RT_B(x)}$

Compte tenu de ce qui précède, la connaissance du champ des
10 températures dans les conduites(A,B) permet d'y déterminer
toutes les grandeurs thermodynamiques du fluide.

Principaux flux thermiques dans le régénérateur

La loi de la diffusion thermique de Fourier exprime le
15 courant surfacique local de chaleur par :

* $\vec{j}_f = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \vec{x} + \frac{\partial T}{\partial y} \vec{y} + \frac{\partial T}{\partial z} \vec{z} \right)$ dans le fluide, en J/s/m² ou W/m²

* $\vec{j}_m = -\lambda_m \left(\frac{\partial T}{\partial x} \vec{x} + \frac{\partial T}{\partial y} \vec{y} + \frac{\partial T}{\partial z} \vec{z} \right)$ dans le métal des conduites, et

* $\vec{j}_{éch} = -\lambda_m \left(\frac{\partial T}{\partial x} \vec{x} + \frac{\partial T}{\partial y} \vec{y} + \frac{\partial T}{\partial z} \vec{z} \right)$ dans la zone d'échange en métal.

Typiquement, la conductivité vaut $\lambda_m = 50 \text{ W/m}^2/\text{K}$ pour
20 l'acier, et $\lambda_m = 0,026 \text{ W/m}^2/\text{K}$ pour l'air. En dehors de la
zone d'échange d'épaisseur e , l'acier homogénéise sa
température 2000 fois plus vite que l'air. Les conduites(A)
et(B) sont donc approximativement de température homogène
sur une section (O, y, z) :

25 * $T_A(x)$ pour la conduite(A),

* $T_B(x)$ pour la conduite(B).

Ceci impose à la température d'une section de fluide d'être presque homogène, et sensiblement à la température locale de la conduite. Il y a donc les ordres de grandeur suivants pour les courants thermiques surfaciques :

$$5 \quad * \text{ Dans le fluide : } j_{fx} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \neq 0 \quad j_{fy} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \approx 0 \quad j_{fz} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \approx 0$$

* Dans le métal des conduites :

$$j_{mx} = -\lambda_m \frac{\partial T}{\partial x} \neq 0 \quad j_{my} = -\lambda_m \frac{\partial T}{\partial y} \approx 0 \quad j_{mz} = -\lambda_m \frac{\partial T}{\partial z} \approx 0$$

* Dans le métal de la zone d'échange des conduites :

$$j_{échx} = -\lambda_m \frac{\partial T}{\partial x} \neq 0 \quad j_{échy} = -\lambda_m \frac{\partial T}{\partial y} \neq 0 \quad j_{écz} = -\lambda_m \frac{\partial T}{\partial z} \approx 0$$

10 Avec, pour les courants thermiques non négligeables :

$$|j_{fx}| \approx \lambda \frac{T_c - T_f}{\ell} \quad ; \quad |j_{mx}| \approx \lambda_m \frac{T_c - T_f}{\ell} \quad ; \quad |j_{échx}| = \lambda_m \frac{T_c - T_f}{\ell} \quad ; \quad |j_{échy}| = \lambda_m \frac{|T_B - T_A|}{e}$$

Ces courants thermiques non négligeables induisent des flux le long de x qui sont des flux parasites non souhaitables :

$$* \quad \phi_{fx} \approx |j_{fx}| ab \approx ab \lambda \frac{T_c - T_f}{\ell} \text{ pour chaque conduite,}$$

$$15 \quad * \quad \phi_{mx} \approx |j_{mx}| 2e(a+b) \approx 2e(a+b) \lambda_m \frac{T_c - T_f}{\ell} \text{ pour chaque conduite,}$$

$$* \quad \phi_{échx} = |j_{échx}| eb = \lambda_m eb \frac{T_c - T_f}{\ell} \text{ pour la zone d'échange.}$$

Le flux utile et prépondérant est, pour une longueur dx de zone d'échange :

$$* \quad d\phi_{échy} = |j_{échy}| b dx = \lambda_m b dx \frac{|T_B(x) - T_A(x)|}{e}$$

20 En effet, avec les ordres de grandeur typiques :

- en dimensions : $\ell = 70 \text{ cm}$, $e = 2 \text{ mm}$, $dx = 5 \text{ mm}$, $a = 10 \text{ mm}$, $b = 20 \text{ mm}$

- en températures : $T_c - T_f \approx 1000 \text{ K}$ et $T_B - T_A \approx 7 \text{ K}$

On obtient les ordres de grandeur suivants :

$$* \quad \phi_{mx} \approx 2e(a+b) \lambda_m \frac{T_c - T_f}{\ell} = 8,6 \text{ W} \text{ pour chaque conduite}$$

$$* \phi_{fx} \approx ab\lambda \frac{T_c - T_f}{\ell} = 7,5 \text{ mW} \text{ pour chaque conduite}$$

$$* \phi_{echx} = \lambda_m eb \frac{T_c - T_f}{\ell} \approx 2,9 \text{ W} \text{ pour la zone d'échange}$$

$$* d\phi_{echy} \approx \lambda_m b dx \frac{|T_B(x) - T_A(x)|}{e} = 16.75 \text{ W} , \text{ soit } 2346 \text{ W pour } 70 \text{ cm.}$$

On remarque au passage que le régénérateur proposé induit
 5 de *très faibles* fuites thermiques directes entre une
 machine chaude(2C) et une machine froide(2F), de l'ordre de
 la dizaine de Watt, alors que la puissance thermique de la
 machine peut aller jusqu'aux milliers de Watt.

10 Equations différentielles des températures

Tel qu'illustré à la figure 5B, une particule de
 fluide, de section ab , de longueur dx , s'écoule le long de
 Ox à la vitesse v : entre 2 dates t et $t+dt$, la particule
 se translate d'une distance $v dt$ et la variation de son
 15 énergie interne vaut $dU = U_{t+dt} - U_t$ avec :

$$- U_{t+dt} = U(x+v dt) , \text{ où } U(x+v dt) = ab dx \rho c T(x+v dt)$$

$$- U_t = U(x) , \text{ où } U(x) = ab dx \rho c T(x)$$

$$\text{Ainsi } dU = \rho cab dx \frac{\partial T}{\partial x} v dt$$

Par ailleurs, l'équation locale de non conservation de
 20 la chaleur pour cette particule s'écrit $\frac{\partial u}{\partial t} + \text{div } \vec{j} = \sigma$ où :

- u désigne l'énergie interne volumique,

- div est l'opérateur divergence,

- σ est l'apport algébrique volumique local de chaleur.

Pour la particule étudiée, l'équation devient :

$$25 \quad ab dx \left(\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial j_{fx}}{\partial x} + \frac{\partial j_{fy}}{\partial y} + \frac{\partial j_{fz}}{\partial z} \right) = \sigma ab dx$$

Elle se simplifie compte tenu des ordres de grandeur des
 courants thermiques en :

$$ab \, dx \left(\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial j_{fx}}{\partial x} \right) = j_{echy} b \, dx \text{ soit :}$$

$$ab \, dx \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right) = j_{echy} b \, dx - ab \, dx \frac{\partial j_{fx}}{\partial x} \text{ et encore,}$$

$$dU = \left(\lambda_m b \, dx \frac{|T_B(x) - T_A(x)|}{e} - ab \, dx \frac{\partial \left(-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right)}{\partial x} \right) dt$$

En égalisant les deux expressions de dU précédentes, on a :

$$5 \quad \rho cab \, dx \frac{\partial T}{\partial x} v \, dt = dU = \left(\lambda_m \frac{|T_B(x) - T_A(x)|}{e} + \lambda a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) dt b \, dx$$

Soit :

$$* \quad a \rho_A c_A v_A \frac{\partial T_A}{\partial x} = \lambda_m \frac{T_B - T_A}{e} + \lambda a \frac{\partial^2 T_A}{\partial x^2} \text{ pour la conduite (A), et,}$$

$$* \quad a \rho_B c_B (-v_B) \frac{\partial T_B}{\partial x} = \lambda_m \frac{T_A - T_B}{e} + \lambda a \frac{\partial^2 T_B}{\partial x^2} \text{ pour la conduite (B).}$$

En réintroduisant le débit massique de fluide

$$10 \quad D_m = \rho_A v_A ab = \rho_B v_B ab, \text{ et comme } c_A = c_B = c, \text{ il reste :}$$

$$* \quad D_m \frac{c}{b} \frac{\partial T_A}{\partial x} = \lambda_m \frac{T_B - T_A}{e} + \lambda a \frac{\partial^2 T_A}{\partial x^2} \text{ pour la conduite (A), et,}$$

$$* \quad -D_m \frac{c}{b} \frac{\partial T_B}{\partial x} = \lambda_m \frac{T_A - T_B}{e} + \lambda a \frac{\partial^2 T_B}{\partial x^2} \text{ pour la conduite (B).}$$

Résolution des équations différentielles

15 On aboutit à un système d'équations différentielles linéaires couplées du second ordre. Sa résolution exacte est possible, mais complexe. Ces équations peuvent se simplifier en un système couplé du premier ordre. En effet, si l'on compare les termes dérivés en ordre de grandeur :

$$20 \quad \left| a \rho c v \frac{\partial T}{\partial x} \right| \approx a \rho c v \frac{T_c - T_f}{\ell} \text{ et } \left| \lambda a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right| \approx \lambda a \frac{T_c - T_f}{\ell^2}$$

$$\text{D'où } \frac{\left| \lambda a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|}{\left| a \rho c v \frac{\partial T}{\partial x} \right|} \approx \frac{\lambda a \frac{T_c - T_f}{\ell^2}}{a \rho c v \frac{T_c - T_f}{\ell}} = \frac{\lambda}{\rho c v \ell} = \frac{D_{th}}{v \ell}$$

Or $\frac{D_{th}}{v \ell} \ll 1$ dans les conditions usuelles. En effet, la diffusivité thermique $D_{th} = \frac{\lambda}{\rho c}$ du gaz est typiquement de l'ordre de $10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$; la longueur déroulée ℓ du régénérateur de 0,7 m et la vitesse du fluide d'au moins $v = 1 \text{ m/s}$. Ainsi, le terme dérivé d'ordre deux, représentant les effets thermiques *diffusifs*, est au moins 100 000 fois inférieur à celui d'ordre un, représentant les effets *convectifs* (liés à la vitesse v d'écoulement). On retrouve bien ici l'importance d'utiliser la *convection* dans le but d'un *échange thermique intense*. Les équations deviennent donc avec une excellente approximation :

$$* \quad a \rho_A c v_A \frac{\partial T_A}{\partial x} = \lambda_m \frac{T_B - T_A}{e} \quad \text{pour la conduite (A), et,}$$

$$* \quad a \rho_B c (-v_B) \frac{\partial T_B}{\partial x} = \lambda_m \frac{T_A - T_B}{e} \quad \text{pour la conduite (B).}$$

Et en utilisant le débit massique de fluide D_m :

$$* \quad D_m \frac{c}{b} \frac{\partial T_A}{\partial x} = \lambda_m \frac{T_B - T_A}{e} \quad \text{pour la conduite (A), et,}$$

$$* \quad -D_m \frac{c}{b} \frac{\partial T_B}{\partial x} = \lambda_m \frac{T_A - T_B}{e} \quad \text{pour la conduite (B).}$$

La résolution de ce système donne avec les conditions aux limites $T_A(x=0) = T_f$ et $T_B(x=\ell) = T_c$:

$$* \quad T_A(x) = \left[\frac{\lambda_m b (\lambda_m b \ell T_f + c D_m e T_c)}{c D_m e (c D_m e + \lambda_m b \ell)} - \frac{\lambda_m b T_f}{c D_m e} \right] x + T_f \quad \text{et,}$$

$$* \quad T_B(x) = \frac{\lambda_m b \ell T_f + c D_m e T_c}{c D_m e + \lambda_m b \ell} + \left[\frac{\lambda_m b (\lambda_m b \ell T_f + c D_m e T_c)}{c D_m e (c D_m e + \lambda_m b \ell)} - \frac{\lambda_m b T_f}{c D_m e} \right] x$$

Les profils de températures croissent donc linéairement avec l'abscisse x . La différence de température $\Delta T = T_B - T_A$, à l'origine de l'échange thermique entre les conduites (A) et (B), et donc de la régénération, se calcule à partir des expressions précédentes et vaut :

$$\Delta T = \frac{(T_c - T_f) c D_m e}{c D_m e + \lambda_m b \ell}$$

Cette grandeur est indépendante de x . On peut définir le rendement du régénérateur, traduisant sa capacité à échanger les températures chaude et froide :

$$\eta_{RGN} = 1 - \frac{\Delta T}{T_c - T_f}$$

* Absence de régénérateur : $\Delta T = T_c - T_f \Rightarrow \eta_{RGN} = 0$

* Régénérateur idéal : $\Delta T = 0 \Rightarrow \eta_{RGN} = 1$

Tout calcul fait, le rendement du régénérateur vaut :

$$\eta_{RGN} = 1 - \frac{1}{1 + \frac{\lambda_m b \ell}{c D_m e}}$$

C'est donc le facteur $F_{RGN} = \frac{\lambda_m b \ell}{c D_m e}$ qui est crucial.

Rendement typique et optimisation du régénérateur

Tel qu'illustré à la figure 5D, le rendement η_{RGN} du régénérateur franchit très rapidement les 80% pour des facteurs F_{RGN} supérieurs à 5.

Tel qu'illustré aux figures 5E, 5F et 5G pour des facteurs de régénération respectifs $F_{RGN} = 1.8$, 3.75 et 19, l'écart ΔT de température entre les conduites (A) et (B) est de plus en plus faible ; le rendement du régénérateur prend les valeurs croissantes respectives 64, 79 et 95%.

On peut obtenir des rendements de 99.5% avec des matériaux et dimensions usuels en prenant les paramètres suivants :

- en dimensions : $\ell = 70 \text{ cm}$, $e = 2 \text{ mm}$, $a = 10 \text{ mm}$, $b = 20 \text{ mm}$
- en conductivité : $\lambda_m = \lambda_{acier} = 50 \text{ W/K/m}$, $\lambda = \lambda_{air} = 0.026 \text{ W/K/m}$
- 5 - en températures : $T_c - T_f \approx 1000\text{K}$, $T_c = 1283\text{K}$, $T_f = 283\text{K}$
- thermodynamiques : $R = 8.314 \text{ J/K/mol}$, $M = 29 \text{ g/mol}$ $c = \frac{5R}{2M}$
- en débit : $D_m = 3.3 \text{ g/s} \Leftrightarrow 0.7\text{L/s}$ à l'étape n°1.

Aboutissant à $F_{RGN} \approx 148$ et $T_B - T_A \approx 6.7\text{K}$ (99.5% de régénération).

- 10 De façon plus générale, l'optimisation du régénérateur passe par la maximisation du facteur : $F_{RGN} = \frac{\lambda_m b \ell}{c D_m e}$

C'est à dire :

- augmenter la conductivité du métal, (avec des contraintes de températures à respecter selon la source chaude),
- 15 - augmenter la largeur de la surface d'échange métallique (au détriment de la compacité),
- augmenter la longueur du régénérateur : il suffit pour cela d'augmenter le nombre de tours de l'hélicoïde, et/ou de l'enrouler sur plusieurs rayons à la manière d'une bobine (au détriment de la compacité) ; ordre de grandeur : avec un rayon moyen de 4 cm, 3 tours, correspondent à 70 cm de longueur déroulée,
- 20 - diminuer la capacité thermique massique c : utiliser des gaz peu légers et monoatomiques ; de préférence l'hélium, le néon ou l'argon (mais coût supérieur),
- 25 - diminuer le débit massique (mais cela limite la puissance de la machine),
- diminuer l'épaisseur de la surface d'échange (mais elle doit pouvoir encaisser sans rompre une pression différentielle de quelques Bars sur une largeur b).
- 30

Il faut aussi, en relation avec le débit nominal, maintenir une section des tuyaux suffisamment grande pour rendre négligeables les pertes de charges par laminage de fluide, de préférence gazeux. La section de tuyau peut être
 5 suffisante sans difficulté en augmentant la taille du régénérateur.

Enfin, pour que le régénérateur ne perde pas d'énergie par rayonnement thermique, il est préférable de le placer à
 10 l'intérieur d'un manchon cylindrique (ISO) à faces réfléchissantes (blocage des échanges radiatifs) et possédant au moins une cavité cylindrique, idéalement vide (blocage de la conduction thermique du régénérateur vers l'extérieur).

15

Puissance extraite, régulation et rendement

La puissance est proportionnelle à vitesse de rotation Ω (en rad/s) du rotor(ROT) du dispositif(1), à son nombre
 20 N de machines(2,2F,2C) et à sa pression nominale de fonctionnement, qui sera égale par convention à P_1 , pression de l'étape n°1 du cycle de Stirling que nous supposerons *moteur*. D'autres paramètres essentiels sont :

- le nombre de cycles de Stirling réalisés par tour
 25 (360°) de rotor(ROT) donne 6 cycles par couple de machines, soit :

$$n_{\text{cycle/tour}} = 6 \frac{N}{2} = 3N$$

- la masse m_f de fluide subissant un cycle de Stirling donné : c'est celle du gaz contenu dans une grande
 chambre(GC) de volume V_{max} , à la pression P_1 et à la
 30 température T_f . D'où en appliquant la loi du gaz parfait de masse molaire M :

$$m_f = \frac{MPV_{1\max}}{RT_f}$$

- les paramètres adimensionnels caractéristiques du cycle de Stirling choisi :

$$\alpha = \frac{T_c}{T_f} \quad \text{et} \quad \beta = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}$$

- 5 - le travail w effectué par cette masse de fluide constituée de n moles et par cycle :

$$w = nR(T_c - T_f) \ln \beta = \frac{m_f}{M} R(T_c - T_f) \ln \beta$$

On en déduit :

- le nombre de cycles par seconde : $n_{\text{cycle/s}} = 3N \frac{\Omega}{2\pi}$
- 10 - puis la puissance : $P_W = w n_{\text{cycle/s}}$

Tout calcul fait, il reste : $P_W = \frac{3N}{2\pi} \Omega P_1 V_{\max} (\alpha - 1) \ln \beta$

Une autre forme intéressante de la puissance est d'y faire intervenir le débit massique, qui en fonction des paramètres précédents, vaut :

15
$$D_m = m_f n_{\text{cycle/s}} = \Omega \frac{3NM}{2\pi} \frac{P_1 V_{\max}}{RT_f}$$

Soit finalement : $P_W = D_m \frac{RT_f}{M} (\alpha - 1) \ln \beta$

Quelques ordres de grandeur de puissance :

- Un dispositif(1) constitué par 2 machines(2), chacune de dimensions 25 x 20 x 8 cm comporte typiquement un volume de grande chambre $V_{\max} = 0.5 \text{ Litre}$, un taux de compression $\beta \approx 2.5$. Si cette machine travaille à $P_1 = 4 \text{ Bar}$, entre 1283K et 283K (soit $\alpha \approx 4.5$) avec $\Omega = 13 \text{ tr/min}$, elle fournira 865 W, avec un débit massique, $D_m = 3.3 \text{ g/s}$, soit 0,7 L/s de débit volumique au niveau de l'étape 1. Compte tenu d'éventuelles
- 25 imperfections mécaniques ou thermodynamiques (isothermes), une valeur de 800 W est à retenir.

La régulation de la puissance du dispositif(1) peut se faire par deux voies principales : en vitesse de rotation Ω et en pression P_2 . En général, les génératrices électriques fonctionnent à une fréquence précise. Par ailleurs, la vitesse de rotation doit rester très lente de manière à ce que le fluide soit idéalement en équilibre thermique avec les machines chaudes et froides lorsqu'il s'y trouve. C'est pourquoi la régulation se fait de préférence avec la pression à lente vitesse de rotation : c'est actuellement la méthode la plus utilisée, notamment dans le domaine des « Dish Stirling » solaires.

Le rendement dépend de l'efficacité du régénérateur et s'exprime par :

$$RS = \frac{1}{\frac{1}{RC} + (1 - \eta_{RGN}) \frac{C_v}{nR \ln \beta}} \quad \text{où } RC = 1 - \frac{1}{\alpha_{cor}} \quad \text{et } \eta_{RGN} = 1 - \frac{1}{1 + \frac{\lambda_m b \ell}{c D_m e}}$$

Le facteur α peut être ici corrigé du fait que le fluide, au cours de ses évolutions isothermes, est toujours moins chaud que la source chaude et toujours moins froid que la source froide. On introduit alors ;

$$\alpha_{cor} = \frac{T_c - \theta}{T_f + \theta} \quad \text{avec la différence de température (non désirée)}$$

On a toujours $n = \frac{PV_{\max}}{RT_f}$ et en prenant $C_v = \frac{5}{2} nR$, finalement ;

$$RS = \frac{1}{\frac{1}{RC} + (1 - \eta_{RGN}) \frac{5}{2 \ln \beta}}$$

Avec les hypothèses précédentes, et en prenant $\theta = 50K, \eta_{RGN} = 99.5\%$, le rendement thermodynamique *moteur* de Stirling donne 72% soit 64% en prenant 10% de pertes mécaniques, ce qui signifie qu'il faudra apporter environ 1250 W thermiques à la source chaude pour que le dispositif produise 800 W mécaniques.

Nomenclature (1/6)

- (1) : dispositif « Machine de Stirling à piston annulaire trilobique (machine SPRATL) »
- 5 (2) : machine à piston rotatif annulaire trilobique
 (2F) : machine à piston rotatif annulaire trilobique froide
 (2C) : machine à piston rotatif annulaire trilobique chaude
 (2F1) : machine à piston rotatif trilobique froide n°1
 (2C1) : machine à piston rotatif trilobique chaude n°1
 10 (2F2)... : machine à piston rotatif trilobique froide n°2...
 (2C2) ... : machine à piston rotatif trilobique chaude n°2...
 (RGN) : régénérateur
 (RGN1) : régénérateur n°1
 (RGN2)... : régénérateur n°2...
- 15 (ROT) : rotor
 (ROTF) : partie froide du rotor
 (ROTC) : partie chaude du rotor
 (PRA) : piston rotatif annulaire
 (PRAF) : piston rotatif annulaire d'une machine froide(2F)
 20 (PRAC) : piston rotatif annulaire d'une machine chaude(2C)
 (NBA) : noyau bi-arc
 (NBAF) : noyau bi-arc d'une machine froide(2F)
 (NBAC) : noyau bi-arc d'une machine chaude(2C)
 (CAR) : carter
 25 (CARF) : carter d'une machine froide(2F)
 (CARC) : carter d'une machine chaude(2C)
 (ISO) : manchon d'isolation du régénérateur
 (TRI) : trilobe
 (TRIF) : trilobe d'une machine froide(2F)
 30 (TRIC) : trilobe d'une machine chaude(2C)
 (PLA) : plaque
 (PLAF) : plaque d'une machine froide(2F) solidaire de (TRIF)
 (PLAC) : plaque d'une machine chaude(2C) solidaire de (TRIC)
 (CLS) : culasse solidaire de (NBA)
 35 (CLSF) : culasse solidaire de (NBAF) dans une machine froide(2F)

(CLSC) : culasse solidaire de (NBAC) dans une machine
chaude(2C)

Nomenclature (2/6)

5 (ISO1) : tôle d'isolation n°1 du manchon(ISO)
 (ISO2) : tôle d'isolation n°2 du manchon(ISO)
 (ISO3)... : tôle d'isolation n°3 du manchon(ISO)..
 (MAN1) : maneton n°1 solidaire de (PLA)
 (MAN2) : maneton n°2 solidaire de (PLA)
 10 (MAN3)... : maneton n°3 solidaire de (PLA)..
 (LUM1) : lumière n°1 creusée dans (ROT)
 (LUM2) : lumière n°2 creusée dans (ROT)
 (LUM3)... : lumière n°3 creusée dans (ROT)..
 (CAN) : cannelure usinée dans (ROTF) ou (ROTC)
 15 (SPH) : sphère excentrée solidaire de (ROTF) ou (ROTC)
 (PC1) : petite chambre n°1 dans (2)
 (PC2) : petite chambre n°2 dans (2)
 (PC3) : petite chambre n°3 dans (2)
 (GC1) : grande chambre n°1 dans (2)
 20 (GC2) : grande chambre n°2 dans (2)
 (GC3) : grande chambre n°3 dans (2)
 (PCF) : petite chambre froide
 (PCC) : petite chambre chaude
 (GCF) : petite chambre froide
 25 (GCC) : grande chambre chaude
 (A): tuyau reliant les petites chambres froides et chaudes
 (B): tuyau reliant les grandes chambres froides et chaudes
 (LUGFHG): lumière d'une grande chambre froide haute et gauche
 (LUGFHD): lumière d'une grande chambre froide haute et droite
 30 (LUPFHG): lumière d'une petite chambre froide haute et gauche
 (LUPFHD): lumière d'une petite chambre froide haute et droite
 (LUPFBG): lumière d'une petite chambre froide basse et gauche
 (LUPFBD): lumière d'une petite chambre froide basse et droite
 (LUGFBG): lumière d'une grande chambre froide basse et gauche
 35 (LUGFBD): lumière d'une grande chambre froide basse et droite
 (LUGCHG): lumière d'une grande chambre chaude haute et gauche
 (LUGCHD): lumière d'une grande chambre chaude haute et droite
 (LUPCHG): lumière d'une petite chambre chaude haute et gauche

(LUPCHD): lumière d'une petite chambre chaude haute et droite
 (LUPCBG): lumière d'une petite chambre chaude basse et gauche

Nomenclature (3/6)

- 5 (LUPCBD): lumière d'une petite chambre chaude basse et droite
 (LUGCBG): lumière d'une grande chambre chaude basse et gauche
 (LUGCBD): lumière d'une grande chambre chaude basse et droite
 (SEG1) : segment d'étanchéité n°1
 (SEG2) : segment d'étanchéité n°2
 10 (SEG3) : segment d'étanchéité n°3
 (SEG4)... : segment d'étanchéité n°4...
 (AMC1) : ajout de matière circulaire n°1 sur (CAR)
 (AMC2) : ajout de matière circulaire n°2 sur (CAR)
 (EMC1) : enlèvement de matière circulaire n°1 sur (TRI)
 15 (EMC2) : enlèvement de matière circulaire n°2 sur (TRI)
 (EMC3) : enlèvement de matière circulaire n°3 sur (TRI)
- T_f : température absolue (en Kelvin) de la source froide
 T_c : température absolue (en Kelvin) de la source chaude
- 20 $\alpha = \frac{T_c}{T_f}$: rapport des températures du cycle de Stirling
- V_{min} : volume maximum au cours du cycle de Stirling
 V_{max} : volume maximum au cours du cycle de Stirling
- $\beta = \frac{V_{max}}{V_{min}}$: rapport des volumes extrémaux du cycle de Stirling
- RS : rendement moteur de Stirling du dispositif(1)
 25 EF : efficacité frigorifique du dispositif(1)
 EC : efficacité calorifique du dispositif(1)
- $RC = 1 - \frac{1}{\alpha}$: rendement moteur idéal du cycle de Carnot
- $EFC = \frac{1}{\alpha - 1}$: efficacité frigorifique idéale du cycle de Carnot
- $ECC = \frac{1}{1 - \frac{1}{\alpha}}$: efficacité calorifique idéale du cycle de Carnot
- 30 $1, 2, 3, 4$: étapes thermodynamiques du cycle de Stirling
 P, V, T, S : pression, volume, température absolue, entropie

n : nombre de mole du système thermodynamique gazeux

Nomenclature (4/6)

R : constante des gaz parfait = 8,314 J/K/mol

5 M : masse molaire du gaz

C_v : capacité thermique à volume constant du système

$PV = nRT$: équation d'état d'un gaz parfait

dE : variation infinitésimale d'énergie totale

δQ : transfert thermique infinitésimal

10 dV : variation infinitésimale de volume

P_{ext} : la pression extérieure appliquée sur le système

$\delta W = -P_{ext}dV$: travail infinitésimal de la pression

δW_u : transfert infinitésimal des autres travaux

$dE = \delta W + \delta Q + \delta W_u$: premier principe de la thermodynamique

15 dS : variation infinitésimale d'entropie

$dE = dU = TdS - PdV$: première identité thermodynamique

Q_{ij} : transfert thermique de l'étape i vers l'étape j

W_{ij} : travail de pression de l'étape i vers l'étape j

G_i : grandeur G à l'étape i du cycle de Stirling

20 RS : rendement moteur du dispositif(1)

EF : efficacité frigorifique du dispositif(1)

EC : efficacité calorifique du dispositif(1)

DTF : défaut d'homogénéisation à la température froide

DTC : défaut d'homogénéisation à la température chaude

25 DV_{MIN} : défaut de volumétrie au volume minimum

DV_{MAX} : défaut de volumétrie au volume maximum

N : nombre de machines (2,2F,2C) du dispositif (1)

(O,x,y,z) : repère orthonormé d'étude du régénérateur(RGN)

\vec{x} : vecteur directeur unitaire de Ox

30 \vec{y} : vecteur directeur unitaire de Oy

\vec{z} : vecteur directeur unitaire de Oz

ℓ : longueur déroulée des tuyaux du régénérateur

a : dimension le long de Oy d'une conduite de (RGN)

b : dimension le long de Oz d'une conduite de (RGN)

Nomenclature (5/6)

	(A), (B)	: conduites du régénérateur(RGN)
	x	: abscisse dans les conduites le long de Ox
5	e	: épaisseur le long de Oy séparant (A) et (B)
	$T_A(x)$: température en fonction de x du fluide dans(A)
	$T_B(x)$: température en fonction de x du fluide dans(B)
10	λ	: conductivité thermique du fluide
	λ_m	: conductivité thermique du matériau des conduites
	ρ_A	: masse volumique du fluide dans la conduite(A)
	ρ_B	: masse volumique du fluide dans la conduite(B)
	$\rho(x)$: masse volumique à l'abscisse x
15	c_A	: capacité thermique massique du fluide(A)
	c_B	: capacité thermique massique du fluide(B)
	c	: capacité thermique massique du gaz
	$u_A(x)$: énergie interne massique du fluide(A) fonction de x
	$u_B(x)$: énergie interne massique du fluide(B) fonction de x
20	$U(x)$: énergie interne d'une particule à l'abscisse x
	v_A	: vitesse d'écoulement du fluide dans la conduite (A)
	v_B	: vitesse d'écoulement du fluide dans la conduite (B)
	Ω	: vitesse de rotation en rad/s du rotor(ROT)
	$n_{cycles/tour} = 3N$: nombre de cycle de Stirling par tour de rotor
25	D_m	: débit massique de fluide dans le dispositif(1)
	\vec{j}_f	: courant surfacique de chaleur dans le fluide (W/m^2)
	j_{fx}, j_{fy}, j_{fz}	: courant surfacique dans le fluide sur les axes Ox, Oy, Oz en (W/m^2)
	\vec{j}_m	: courant surfacique dans le métal des conduites

Nomenclature (6/6)

- j_{mx}, j_{my}, j_{mz} : courants surfaciques dans le métal des conduites
 sur les axes Ox, Oy, Oz
- 5 $\vec{j}_{éch}$: courant surfacique dans la zone d'échange
 $j_{échx}, j_{échy}, j_{échz}$: courants surfaciques dans la zone d'échange
 thermique des conduites sur les axes Ox, Oy, Oz
- ϕ : courant de chaleur en Watt (W)
- $\phi_{fx}, \phi_{fy}, \phi_{fz}$: courants de chaleur dans le fluide sur les axes
 10 Ox, Oy, Oz
- $\phi_{mx}, \phi_{my}, \phi_{mz}$: courant de chaleur dans le matériau des conduites
 sur les axes Ox, Oy, Oz
- $\phi_{échx}, \phi_{échy}, \phi_{échz}$: courant de chaleur dans la zone d'échange thermique
 sur les axes Ox, Oy, Oz
- 15 $d\phi_{échy}$: courant de chaleur sur l'axe Oy dans la zone
 d'échange pour une longueur dx de conduite
- $D_{th} = \frac{\lambda}{\rho c}$: diffusivité thermique du gaz
- $\Delta T = T_B - T_A$: différence de température entre (B) et (A)
- $\eta_{RGN} = 1 - \frac{\Delta T}{T_c - T_f}$: rendement thermique du régénérateur (RGN)
- 20 $F_{RGN} = \frac{\lambda_m b \ell}{c D_m e}$: facteur de régénération
- m_f : masse de gaz subissant un cycle de Stirling
- w : travail produit par la masse de fluide m_f
- $P_W = w n_{cycle/s}$: puissance du dispositif(1) en Watt
- θ : écart à la température théorique des isothermes
- 25 $\alpha_{cor} = \frac{T_c - \theta}{T_f + \theta}$: rapport des températures corrigées

Revendications

Pour des raisons de propriété intellectuelle, les revendications sont en attente de publication.

5

Merci de votre compréhension.

Machines à piston rotatif annulaire trilobique
avec cycles thermodynamiques de Stirling

ABRÉGÉ

5 Dispositif(1) moteur, réfrigérateur ou pompe à chaleur, comprenant un nombre N pair de machines à piston rotatif annulaire trilobique (2,2F,2C), assemblées transversalement (mises en parallèle) ou longitudinalement (mises en série)
10 et une cinématique produisant un mouvement de rotation continue d'axe fixe, animé par des cycles thermodynamiques de Stirling, avec une source chaude et une source froide, un fluide caloporteur de préférence gazeux. $N/2$ machines sont chaudes (2C) et $N/2$ machines sont froides (2F) ; le
15 fluide caloporteur circule continuellement et de manière unidirectionnelle dans les tuyaux hélicoïdaux d'un ou plusieurs régénérateurs(RGN), et dans des sens opposés d'un tuyau à l'autre pour obtenir un échangeur de températures quasi-parfait. L'ensemble constitue une machine de haute
20 efficacité thermique destinée à la réfrigération ou au chauffage, à la cogénération, et à la valorisation de toute source d'énergie thermique, notamment solaire dans des installations domestiques ou industrielles.

