



**HAL**  
open science

# Modélisation et optimisation d'un système de récupération d'énergie à l'échappement des moteurs de navires en utilisant la thermoélectricité (effet Seebeck)

Ali Nour Eddine

► **To cite this version:**

Ali Nour Eddine. Modélisation et optimisation d'un système de récupération d'énergie à l'échappement des moteurs de navires en utilisant la thermoélectricité (effet Seebeck). Thermique [physics.class-ph]. École centrale de Nantes, 2017. Français. NNT : 2017ECDN0029 . tel-01887981v2

**HAL Id: tel-01887981**

**<https://hal.science/tel-01887981v2>**

Submitted on 15 Jul 2019

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

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

# Thèse de Doctorat

Ali NOUR EDDINE

*Mémoire présenté en vue de l'obtention  
du grade de Docteur de l'Ecole Centrale de Nantes  
Sous le label de l'UNIVERSITÉ BRETAGNE LOIRE*

École doctorale : Sciences Pour l'Ingénieur

Discipline : Energétique, Thermique, Combustion

Unité de recherche : Laboratoire de recherche en Hydrodynamique, Energétique et Environnement  
Atmosphérique

Soutenue le 25 Octobre 2017

## Modélisation et optimisation d'un système de récupération d'énergie à l'échappement des moteurs de navires en utilisant la thermoélectricité (effet Seebeck)

### JURY

Président :	<b>Sofiane Khelladi</b> , Professeur des Universités, ENSAM Paris
Rapporteurs :	<b>Céline Morin</b> , Professeur des Universités, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis <b>Jean-Pierre Bédécarrats</b> , Professeur des Universités, Université de Pau et des Pays de l'Adour
Examineurs:	<b>Xavier Faure</b> , Docteur, CEA Tech Bouguenais
Invité:	<b>Luc Aixala</b> , Chef de Laboratoire, CEA Grenoble
Directeur de thèse :	<b>David Chalet</b> , Professeur des Universités, Ecole Centrale de Nantes
Co-directeur de thèse :	<b>Pascal Chessé</b> , Professeur des Universités, Ecole Centrale de Nantes







# Remerciements

A l'issue de la rédaction de cette recherche, je suis convaincue qu'une bonne thèse est loin d'être un travail solitaire. En effet, je n'aurais jamais pu réaliser ce travail doctoral sans le soutien d'un grand nombre de personnes dont l'affection, la bonne humeur et l'intérêt manifestés à l'égard de mon sujet de recherche ont permis de le promouvoir de l'état embryonnaire à un projet mature.

En premier lieu, je tiens à remercier mon directeur de thèse, Prof. David CHALET, pour la confiance qu'il m'a accordée en acceptant de diriger ce travail doctoral, pour ses conseils et le temps conséquent qu'il m'a accordé. Je lui suis également reconnaissant pour sa grande disponibilité, ses qualités pédagogiques et scientifiques, sa franchise et sa sympathie. Enfin j'ai été extrêmement sensible à ses qualités humaines d'écoute et de compréhension tout au long de ce travail doctoral.

J'adresse de chaleureux remerciements à mon encadrant côté CEA de Grenoble, Monsieur Luc AIXALA, chef du laboratoire de la thermoélectricité au CEA Grenoble, pour son attention de tout instant sur mes travaux, pour ses conseils avisés et son écoute qui ont été prépondérants pour la bonne réussite de cette thèse. Je le remercie également pour son accueil chaleureux à chaque fois je visite le laboratoire à Grenoble, pour ses multiples encouragements et informations qui ont été primordiales pour le démarrage de la thèse

J'associe à ces remerciements Dr Xavier FAURE, responsable du projet au CEA Tech de Nantes, pour son implication dans le projet, son regard critique et son enthousiasme qui ont toujours servis à améliorer la qualité du travail et pousser le projet plus loin. J'aimerais également lui dire à quel point j'ai apprécié sa grande disponibilité et son respect sans faille des délais serrés de relecture des documents que je lui ai adressés et le temps personnel qu'il a accordé pour le traitement rapide des données expérimentales.

Je voudrais remercier Prof. Pascal CHESSE, chef de l'équipe Thermodynamique des Systèmes Moteur à l'école centrale de Nantes pour son temps accordés à la codirection de la thèse.

Je sais infiniment gré au Prof. Céline MORIN de m'avoir prodigué maints et conseils durant les comités de suivi de la thèse et d'avoir accepté la fonction d'être rapporteur.

De même, je suis particulièrement reconnaissant au Prof. Jean-Pierre BEDECARRATS de l'intérêt qu'il a manifesté à l'égard de cette recherche en s'engageant à être rapporteur.

Mes remerciements vont également au Prof. Sofiane KHELLADI pour avoir accepté de participer à ce jury thèse et pour ces remarques constructives après la présentation.

Bien sûr, atteindre ces objectifs n'aurait pas été possible sans l'aide des membres de l'équipe du CEA Tech de Nantes, du laboratoire de la thermoélectricité de CEA Tech Grenoble, et de l'équipe Thermodynamique des Systèmes Moteurs pour leur soutien logistique, technique et moral ainsi pour la très bonne ambiance que j'ai trouvée sur les lieux de travail. J'ai eu beaucoup de plaisir de travailler avec eux. Le cadre de travail était idéal.

Ma reconnaissance va à ceux qui ont plus particulièrement assuré le soutien affectif de ce travail doctoral :

- Mes Parents, Mohamad et Zeinab
- Mes frères et sœurs, Aya, Alaa et Ibrahim
- Mon frère d'âme et sa femme, Ahmed et Heba EL KAHWAJI
- Mes amis (trop nombreux pour être cités ici)

Enfin, j'adresse mille mercis à ma femme, Ghinwa, pour son soutien au cours de ces trois et pour son support durant les périodes difficiles de la thèse et sana lequel je n'en serais pas là aujourd'hui, et pour ma fille Bella qui a attendu après la soutenance pour sortir et à laisser son papa soutenir tranquillement.

# Table des matières

Remerciements.....	i
Table des matières .....	iii
Nomenclature.....	vii
Introduction.....	1
Chapitre I Etude bibliographique.....	5
I.1 Contexte économique et environnementale du secteur marin.....	6
I.2 Technologies de récupération d'énergie à l'échappement .....	7
I.2.1 Turbo-compound.....	8
I.2.2 Cycle à Vapeur.....	8
I.2.3 Cycle de Rankine .....	9
I.2.4 Thermoélectricité .....	10
I.3 Principe thermoélectrique (effet Peltier et Seebeck).....	11
I.3.1 Effets thermoélectriques .....	12
I.3.2 Principe physique de l'effet Seebeck.....	13
I.4 Matériaux thermoélectrique .....	16
I.4.1 Facteur de mérite (ZT).....	16
I.4.2 Historique des matériaux thermoélectriques.....	18
I.5 Applications industrielles de la thermoélectricité .....	20
I.5.1 Applications matures .....	20
I.5.2 Applications en développement.....	22
I.6 Etat de l'art des générateurs thermoélectriques pour application moteur à combustion.....	24
I.6.1 Description d'un générateur thermoélectrique.....	24
I.6.2 Générateurs thermoélectriques pour application automobile .....	29
I.7 Etat de l'art des moyens de tests d'échangeurs thermoélectriques .....	34
I.8 Etat de l'art de la modélisation en thermoélectricité.....	42
I.8.1 Modèle Simplifié .....	42
I.8.2 Modèle simplifié amélioré .....	43
I.8.3 Modélisation analytique.....	44
I.8.4 Modélisation en utilisant une analogie électrique.....	44
I.8.5 Modèle numérique basé sur une discrétisation éléments finis.....	45
I.8.6 Comparaison des différents modèles .....	46



I.9	Etat de l'art de l'effet de pulsation des gaz à l'échappement sur les échangeurs thermiques et thermoélectriques .....	47
<b>Chapitre II Dispositifs expérimentaux .....</b>		<b>51</b>
II.1	Générateurs thermoélectriques .....	52
II.1.1	Echangeur thermique .....	52
II.1.2	Echangeur thermique côté froid .....	54
II.1.3	Système de bridage .....	57
II.2	Banc d'essais du générateur thermoélectrique .....	59
II.2.1	Instrumentation et contrôle de l'environnement .....	60
II.2.2	Instrumentation de l'échangeur côté chaud .....	60
II.2.3	Instrumentation de l'échangeur coté froid .....	61
II.2.4	Banc de charge électrique .....	61
II.3	Banc moteur .....	62
II.3.1	Présentation générale .....	62
II.3.2	Instrumentation moteur .....	63
II.3.3	Capteurs de pressions instantanées .....	63
II.4	Banc culasse .....	64
II.4.1	Contrôle du banc culasse .....	65
II.4.2	Instrumentation .....	65
II.5	Système d'acquisition .....	66
<b>Chapitre III Caractérisation expérimentale.....</b>		<b>69</b>
III.1	Présentation des modules thermoélectriques utilisés pendant la thèse.....	70
III.1.1	Module Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> (CIDETE).....	70
III.1.2	Module Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> (ThermoGen) .....	71
III.1.3	Module Si80Ge20 (HotBlock OnBoard) .....	71
III.2	Caractérisation des modules thermoélectriques installés dans l'échangeur monotube (échangeur A) sur banc d'essai à air chaud .....	73
III.2.2	Caractérisation des modules Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> de ThermoGen.....	82
III.2.3	Caractérisation des échangeurs thermiques A, B et C sur banc d'air chaud	86
III.3	Effet de la pression de serrage .....	89
III.3.1	Procédure expérimentale.....	89
III.3.2	Résultats expérimentaux (échangeur B) .....	90
III.3.3	Rendement de conversion .....	96
III.4	Mise en équation et analyse.....	97
III.4.1	Pression de contact.....	98
III.4.2	Analyse .....	99
<b>Chapitre IV Modélisation .....</b>		<b>103</b>
IV.1	Présentation du logiciel GT Suite.....	104
IV.2	Modèle 0D/1D échangeur.....	104
IV.3	Résultats expérimentaux – mesure des flux .....	105

---

IV.3.1	Fluxmètres.....	105
IV.3.2	Analyse .....	106
IV.4	Modélisation .....	109
IV.4.1	Circuit chaud.....	109
IV.4.2	Circuit froid.....	111
IV.4.3	Module thermoélectrique .....	111
IV.5	Etude des différentes configurations .....	113
<b>Chapitre V Caractérisation expérimentale des écoulements pulsés .....</b>		<b>119</b>
V.1	Essais Moteur .....	120
V.1.1	Influence de la composition de gaz.....	120
V.1.2	Influence des pulsations .....	125
V.2	Essais avec le banc culasse.....	128
V.2.1	Performance modules.....	128
<b>Conclusion et perspectives.....</b>		<b>133</b>
<b>Publications .....</b>		<b>137</b>
<b>Annexe A Détails des équipements utilisés durant les essais.....</b>		<b>139</b>
A.1	Dimensions des échangeurs .....	139
A.2	Banc TEG et Banc culasse .....	140
A.2.1	Liste des appareils .....	140
A.2.2	Liste du matériel d'instrumentation/acquisition .....	141
A.2.3	Liste des instruments de contrôle/commande.....	142
A.3	Banc moteur .....	142
A.3.1	Liste des appareils .....	142
A.3.2	Liste du matériel d'instrumentation/acquisition de la maquette TE.....	143
A.3.3	Liste du matériel d'instrumentation/acquisition du moteur.....	144
A.3.4	Incertitude des appareils de mesure du moteur .....	145
A.3.5	Liste des instruments de contrôle/commande.....	146
<b>Annexe B Points de fonctionnement moteur .....</b>		<b>147</b>
<b>Bibliographie.....</b>		<b>149</b>



# Nomenclature

## Symboles Latins

A	Section du spécimen (m <sup>2</sup> )
A <sub>plot</sub>	Surface du plot (m <sup>2</sup> )
C, C <sub>p</sub>	Chaleur spécifique (J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
ΔT	Différence de température chaude et froide du module (T <sub>c</sub> -T <sub>f</sub> ) (°C)
D <sub>h</sub>	Longueur caractéristique (m)
e	Epaisseur (m)
E'	Module effective (Mpa)
E <sub>fem</sub>	Force électromotrice (V)
f	Fréquence de pulsations (Hz)
F	Force (N)
FC	Consommation en carburant (Tonne.Jour <sup>-1</sup> )
FP	Facteur de puissance (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-2</sup> )
h	Coefficient de transfert (W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> )
h <sub>plot</sub>	Hauteur de plot (m)
I	Courant (A)
J	Densité de courant (A.m <sup>-2</sup> )
j <sub>v</sub>	Flux d'énergie thermique (W)
K	Conductance thermique de type n et p (W.K <sup>-1</sup> )
k <sub>i</sub>	Facteur intrinsèque au réseau d'air
L	Longueur (m)
$\dot{m}$	Débit massique (kg.h <sup>-1</sup> )
m <sub>s</sub>	Pente d'aspérité absolue (rad)
N <sub>culasse</sub>	Vitesse de rotation de la culasse (tr.min <sup>-1</sup> )
N <sub>plot</sub>	Nombre de plots
p	Pression appliquée sur les modules (MPa)
ΔP	Perte de charge (bar)
P	Puissance électrique (W)
P <sub>th</sub>	Puissance thermique (W)
q	Charge de porteur de charge (e)
q <sub>s</sub> "	Taux de refroidissement (J.s <sup>-1</sup> )
Q	Flux de chaleur (W)
Q <sub>v</sub>	Débit volumique (m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> )

$r$	Constante spécifique de gaz ( $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )
$R$	Résistance électrique ( $\Omega$ )
$R^2$	Coefficient de détermination
$R_{\text{équi}}$	Résistances équivalentes ( $\Omega$ )
$R_{\text{files}}$	Résistances des fils ( $\Omega$ )
$R_I$	Résistance interne ( $\Omega$ )
$R_L$	Résistance de charge ( $\Omega$ )
$R_{\text{pistes}}$	Résistances des pistes ( $\Omega$ )
$S$	Surface de contact ( $\text{m}^2$ )
$T$	Température (K)
$V^\circ$	Vitesse ( $\text{m.s}^{-1}$ )
$V$	Tension (V)
$x$	Coordonnée spatiale
$Z$	Facteur de mérite ( $\text{K}^{-1}$ )

### Symboles Grecs

$\alpha$	Coefficient de Seebeck ( $\text{V.K}^{-1}$ )
$\eta$	Rendement Thermique
$\theta$	Température (K)
$\lambda$	Conductivité thermique ( $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )
$\rho$	Résistivité électrique ( $\Omega.\text{m}$ )
$\sigma$	Conductivité locale (Siemens. $\text{m}^{-1}$ )
$\sigma_s$	Rugosité équivalente (m)
$\nu$	Viscosité cinétique ( $\text{m}^2.\text{s}^{-1}$ )
$\Phi$	Flux thermique (W)
$\tau$	Coefficient de Thomson ( $\text{V.K}^{-1}$ )
$\Pi$	Coefficient de Peltier ( $\text{W.I}^{-1}$ )

### Autres Symboles

$Gr$	Nombre de Grashof
$Nu$	Nombre de Nusselt
$Pr$	Nombre de Prandtl
$Ra$	Nombre de Railegh
$Re$	Nombre de Reynolds
$dQ/\Delta T$	Puissance thermique échangée avec le milieu extérieur (W/K)
$\Delta T/dx$	Gradient de température (K/m)

### Indices

$a$	Ambiante
$A$	Métal type A
$B$	Métal type B

c	Chaud
cond	Conductive
conv	Convective
e	Electron
f	Froid
gi	Gaz à l'intérieur de l'échangeur
in	Entrée
m	Moyennes des deux branches chaude et froide
N	Matériaux dotés n
out	Sortie
p	Phonons
P	Matériau dotés p
s	Ambiante
wil	Paroi interne de l'échangeur
wol	Paroi extérieure de l'échangeur
$\infty$	Infini

**Abréviations**

ICE	Moteur à combustion interne
TE	Thermoélectrique
TEG	Générateur Thermoélectrique
TEM	Module Thermoélectrique
MMPT	Maximum power point tracking
PdF	Point de fonctionnement
RTG	Générateur thermoélectrique radioisotope



# Introduction

Plus de 2/3 du pétrole extrait dans le monde est utilisé pour le transport (terrestre, maritime et aérien). Dans un contexte de raréfaction de la ressource (donc d'un pétrole durablement cher et de tensions géopolitiques), de réchauffement climatique et de baisse des émissions polluantes, le moteur à combustion interne, qui propulse la quasi-majorité des véhicules et des navires, joue un rôle clé (Figure 1).

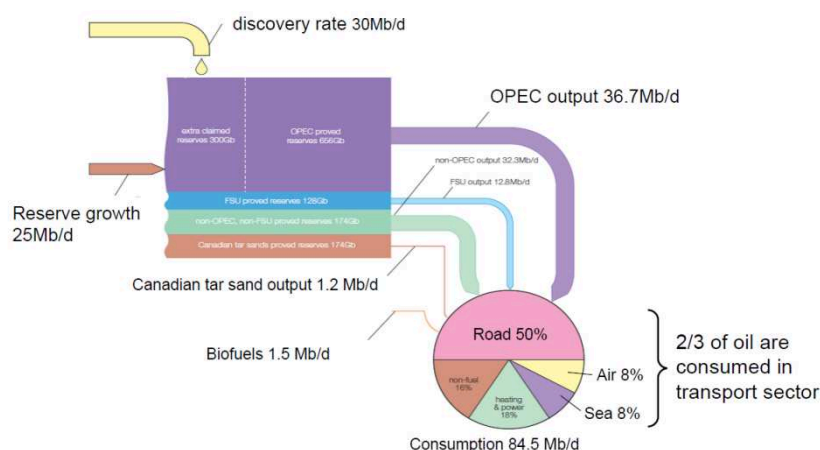


Figure 1 Consommation de carburant en fonction du secteur [1]

En moyenne, un moteur à combustion interne permet de convertir en énergie mécanique 30 à 45 % de l'énergie présente dans le carburant. Le reste de l'énergie, hormis les pertes par frottement mécanique (moteur, transmission, ...), est dissipé sous forme de chaleur dans les circuits d'échappement et de refroidissement. Au cours d'un cycle moteur, environ 40% de l'énergie est ainsi « perdue » dans la ligne d'échappement. Dans ce contexte, la valorisation de cette énergie permettrait d'améliorer le rendement du moteur, réduisant la consommation et les émissions polluantes. Ainsi l'utilisation de l'effet Seebeck (conversion directe d'un flux de chaleur en un courant électrique) intéresse les chercheurs depuis plusieurs décennies. Cette technologie a en effet déjà connu de beaux succès comme dans les applications spatiales (alimentation électrique de sondes) et militaires, car son opération est simple, silencieuse et fiable. Depuis les années 2000, de nombreux travaux de recherche ont été conduits pour étudier son application sur un moteur automobile, mais son faible rendement de conversion (2 à 4 %) n'a pas (à ce jour) permis de proposer un produit commercial, bien que de nombreux prototypes aient vu le jour. L'utilisation de cette technologie sur un moteur Diesel marin est quant à elle quasi inexplorée, alors qu'elle paraît plus intéressante : un échappement de moteur assez « chaud » (températures de 400 – 450 °C à la sortie du turbocompresseur, correspondant à des températures des matériaux thermoélectriques côté chaud entre 200 et 300 °C) et une eau de mer présente en abondance à 15 - 20 °C, donnant ainsi une excellente source



froide. Par ailleurs, la consommation de fuel d'un moteur marin est un poste de dépense majeur pour l'opérateur du navire, et une réduction, même minime, de la consommation génère des économies financières importantes. La thermoélectricité pourrait être potentiellement intégrée en après-vente (retrofit), car a priori moins intrusive et plus fiable que les autres technologies de récupération d'énergie thermique, et le segment des bateaux de pêche d'une puissance de 100kW à 1MW semblerait le plus adapté : les opérateurs sont propriétaires de leur bateau et le conservent de nombreuses années (il est courant de voir des bateaux de plus de 20 ans). Enfin, au-dessus de ce niveau de puissance, des systèmes de type Rankine existent déjà commercialement.

Dans ce contexte, la thèse a été réalisée dans le cadre d'un projet de collaboration entre l'Ecole Centrale de Nantes et le CEA Tech, concernant une étude utilisant la thermoélectricité (effet Seebeck) comme système de valorisation de la chaleur perdue sur les moteurs de bateau. L'objectif de la thèse est de comprendre, analyser et optimiser le fonctionnement d'un générateur thermoélectrique, notamment dans le cadre d'un fonctionnement avec écoulements pulsés (représentatif d'un moteur en fonctionnement).

Les travaux de thèse ont suivis trois phases majeures :

- La première phase a consisté à réaliser une étude bibliographique approfondie sur les matériaux, systèmes et modèles associés à la thermoélectricité. Ceci permettant d'alimenter la partie analytique et modélisation de la thèse, de déterminer les points forts et les points faibles de la technologie, de comprendre pourquoi le moteur marin est assez bien adapté et de bien comprendre le fonctionnement et la simulation d'un générateur thermoélectrique.
- La deuxième phase a consisté à construire les dispositifs expérimentaux en se basant sur les résultats de la première phase pour déterminer les types de capteurs à installer, les types d'échangeurs à tester et d'identifier les types de modules commerciaux avec du potentiel dans la plage de fonctionnement d'un moteur à combustion interne. Dans cette phase, deux banc d'essais ont été construits, capable de mesurer les paramètres thermiques et électriques de tous les composants du générateur thermoélectrique et de son environnement. Le premier utilise l'air chaud comme source de chaleur et le deuxième utilise les gaz d'échappement d'un vrai moteur automobile. En parallèle un modèle a été construit en utilisant le logiciel GT-Suite® pour dimensionner le générateur thermoélectrique à l'échelle du laboratoire et d'un navire. Des essais en utilisant des fluxmètres ont également été réalisés afin de calibrer le modèle sur GT-Suite®.
- La troisième phase a consisté à optimiser les performances du générateur thermoélectrique en se basant sur les résultats des deux phases précédentes. En analysant finement les résultats expérimentaux de la deuxième phase, puis en éliminant les paramètres ayant peu d'effets sur les performances du générateur thermoélectrique grâce à la littérature, trois paramètres importants ont été identifiés : la composition chimique des gaz d'échappement, les pulsations causées par le mouvement périodique des pistons et des soupapes d'admission et

d'échappement dans le cylindre et enfin la pression de serrage des modules thermoélectriques sur l'échangeur. Afin d'étudier plus finement ces trois paramètres, un autre banc d'essais a été construit, en ajoutant une culasse moteur au banc à air chaud, pour identifier l'effet des pulsations.

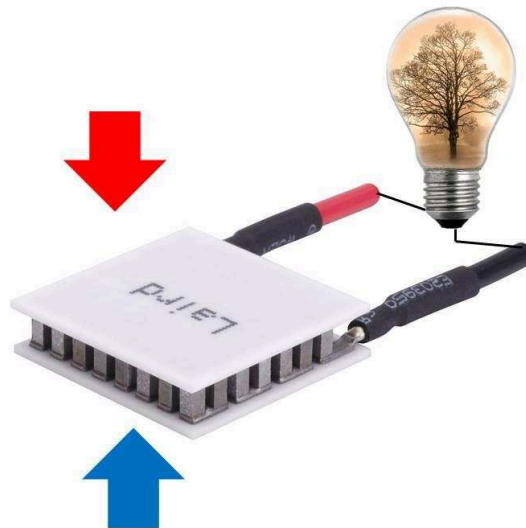
Cette thèse s'appuie sur une étude bibliographique présentée dans le **chapitre I** dans laquelle les différents générateurs thermoélectriques et leurs sous-systèmes dédiés sont présentés, ainsi que les moyens expérimentaux et les méthodes de modélisation associées. Le **chapitre II** présente les dispositifs expérimentaux utilisés durant la thèse (équipements, capteurs, instrumentation, acquisition...) tout en détaillant les différentes configurations de générateurs thermoélectriques testés (échangeur A, B, et C). Les résultats sur bancs d'essais dans différentes conditions ont été comparés à la littérature. L'optimisation des sous-systèmes du générateur thermoélectrique (système de bridage, circulation de fluide, échangeur chaud et froid) est présentée dans le **chapitre III**. Plusieurs modules thermoélectriques commerciaux (CIDETE, HotBlock OnBoard, ThermoGen...) à base de tellure de bismuth ( $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ ) et de silicium (SiGe) ont été testés. Une plage de fonctionnement optimale des matériaux et du générateur a été établie, et une recommandation pour de futures utilisations a été formulée. Le système de bridage des modules thermoélectriques sur l'échangeur a également été étudié expérimentalement et optimisé. Une pression de serrage optimale a été identifiée analytiquement par la prise en compte des phénomènes physiques associés. Enfin, un nouveau modèle de générateur thermoélectrique a été développé sous GT-suite<sup>®</sup>, permettant de simuler le fonctionnement du générateur thermoélectrique : le modèle est ainsi capable de donner les températures (parois, gaz...), les puissances thermiques et électriques, pour tous les modules installés. Différentes sources de chaleur peuvent être configurées (banc air chaud stabilisé, moteur automobile, moteur marin)... Ce modèle, ses composants et les essais expérimentaux relatifs à sa calibration sont présentés dans le **chapitre IV**. Le **chapitre V** développe, quant à lui, l'effet des propriétés des gaz d'échappement sur les performances du générateur thermoélectrique, phénomène identifié expérimentalement et expliqué analytiquement grâce au modèle développé au chapitre précédent.



# Chapitre I

## Etude bibliographique

Une part importante de l'énergie consommée par le moteur à combustion interne est perdue en chaleur dans les systèmes d'échappement et de refroidissement. Dans ce contexte, la valorisation de l'énergie perdue peut améliorer le rendement du moteur. Dans une moindre mesure, une réduction des émissions polluantes peut être attendue. Parmi plusieurs technologies de récupération de l'énergie thermique existantes, le générateur thermoélectrique (TEG) soulève une attention particulière dans le monde entier depuis les années 2000, car il permet de convertir simplement la chaleur en électricité, relativement compacte et silencieuse. Dans ce chapitre I, une étude bibliographique est présentée, afin de connaître l'état des recherches sur les générateurs thermoélectriques pour moteurs, les matériaux associés, et les modèles de simulation existants. Un focus particulier a également été mis sur l'effet des écoulements pulsés sur les échangeurs, car c'est l'une des questions posées dans ce travail de thèse.



## I.1 Contexte économique et environnementale du secteur marin

Au cours des dernières années, l'efficacité énergétique des navires est un sujet majeur abordé par tous les organismes de recherche liés aux transports maritimes, principalement à cause de l'augmentation des coûts du carburant et des normes environnementales.

Bien qu'un moteur de bateau ait un excellent rendement (près de 40-50%), le carburant consommé à bord des navires est devenu l'élément le plus coûteux parmi l'ensemble des coûts opérationnels, comptant aujourd'hui près de la moitié du coût du voyage, ce qui est même supérieur au salaire de l'équipage [2]. Le niveau d'intérêt dans la conception d'un navire à basse consommation en carburant varie proportionnellement au prix du carburant. Entre 1970 et 1980, les chocs pétroliers ont fait considérablement augmenter le prix du pétrole (presque dix fois), ce qui a amené à la mise au repos des navires les plus énergivores. Pendant la période 1985-2000, les prix du pétrole ont baissé, et l'intérêt de l'industrie maritime pour la recherche et le développement sur l'efficacité énergétique des navires a diminué. Cependant, à partir de 2000, le coût du pétrole brut a de nouveau augmenté, incitant les fabricants de moteurs et de navires à réorienter leurs recherches afin de réduire les coûts opérationnels des navires, et ainsi la consommation en carburant [3].

Même si le prix du pétrole a diminué pendant une brève période après la récession de 2008, il semble que nous soyons dans une ère de coûts élevés, ce qui signifie que les opérateurs de navires ne peuvent plus ignorer cette dépense, ou simplement l'intégrer au prix des produits transportés. Il est devenu nécessaire de concevoir et d'exploiter des navires plus efficaces et consommant moins de carburant par « capacité » de transport.

En outre, l'accent mis sur la protection de l'environnement, appuyé par des résultats de recherche considérables, a conduit l'Organisation Maritime Internationale (IMO) à prendre des mesures concertées dans ce sens, en limitant les dégâts environnementaux des navires. Selon UNCTAD (Conférence des Nations Unies sur le Commerce et le développement), la flotte mondiale était responsable de 3,3 % des émissions globales de CO<sub>2</sub>, pourcentage qui devrait être multiplié par trois d'ici 2050 [4].

Afin de définir des solutions pour améliorer l'efficacité énergétique, il est nécessaire de comprendre la relation entre le taux de consommation de carburant et le mode opératoire du navire. Sur ce sujet, plusieurs études ont été réalisées montrant une relation proportionnelle entre la vitesse du navire et la consommation en carburant (et donc les émissions de CO<sub>2</sub>). Cette relation est décrite par l'équation I-1 [5] où  $V_0$  est la vitesse initiale et  $V_1$  est la vitesse réduite)

$$FC_{V_0} = FC_{V_1} \cdot \left( \frac{V_0}{V_1} \right)^{3.3} \quad \text{I-1}$$

Bialystocki et al [6] sont allés plus loin en proposant un modèle numérique capable de déterminer la variation de la consommation en carburant à bord des navires en fonction de

la vitesse. Comme le montre la Figure I.1, leurs résultats ont montré un coefficient de détermination de  $R^2=0,75$  en comparant les résultats expérimentaux aux résultats obtenus par le modèle. Certains facteurs, comme le vent, la houle et les courants, ne sont pas pris en compte dans le modèle, ce qui explique la variabilité des résultats obtenus.

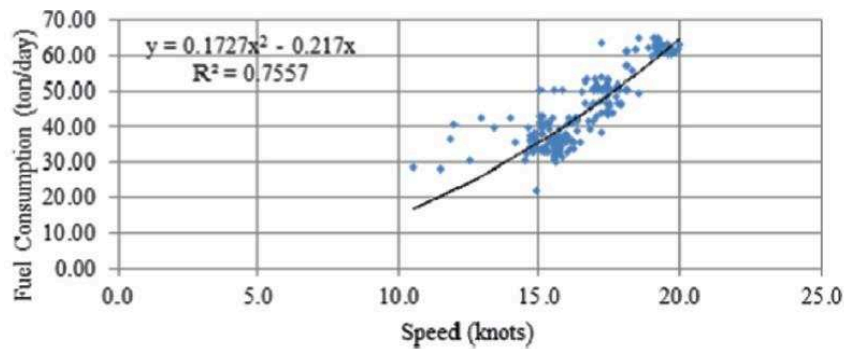


Figure I.1 Consommation en carburant en fonction de la vitesse du navire : données réelles en bleu, prédictions du modèle en noire [6].

Pour toutes ces raisons, la flotte mondiale voyage aujourd'hui à des vitesses plus basses que celles adoptées au XVIII<sup>e</sup> siècle. En réponse à la hausse des prix du carburant, à la baisse des tarifs du fret et aux nouvelles réglementations de l'IMO, de nombreux opérateurs de navires ont adopté la stratégie de la navigation lente pour économiser du carburant. Cela a permis d'abaisser les vitesses standards de 25 nœuds jusqu'à 20 nœuds et même 12 nœuds pour certaines entreprises de transport maritime [7].

## I.2 Technologies de récupération d'énergie à l'échappement

Le moteur Diesel marin, malgré son excellent rendement dissipe 25 % de l'énergie du carburant sous forme de chaleur dans la ligne d'échappement [8]. L'énergie thermique des gaz qui quittent les cylindres d'un moteur thermique avec une certaine vitesse et température est un potentiel important de chaleur utilisable. Bari et al [9] ont mesuré la quantité de chaleur récupérable sur l'échappement d'un moteur Diesel en utilisant un échangeur de chaleur à l'échappement (donc potentiellement un générateur thermoélectrique). Le moteur utilisé est un moteur Toyota 13 B, 4 cylindres. Les auteurs ont utilisé deux échangeurs de chaleur de type coquille et tube montés en série et en parallèle. L'eau est utilisée comme source froide de l'échangeur et circule en contre-courant. Leurs résultats ont confirmé que 30 % de l'énergie du carburant est perdue dans l'échappement pour les points de fonctionnement étudiés. Une puissance maximale de 9,85 kW a été obtenue sur le circuit eau en utilisant les échangeurs thermiques testés pour une puissance maximale du moteur thermique de 50 kW.

Dans ce contexte, l'intégration d'un système de récupération de l'énergie perdue permet de diminuer la consommation en carburant et réduire les émissions polluantes à bord des navires [10].

Actuellement, seuls quelques navires océaniques sont équipés de systèmes de récupération d'énergie : il s'agit d'une utilisation thermique directe (pour produire de l'eau chaude à bord, alimenter une turbine à vapeur ...). La crise énergétique mondiale nécessite des technologies capables de convertir la chaleur résiduelle en énergie utile. Un exemple de système de récupération d'énergie serait d'utiliser les hautes températures à l'échappement pour la production électrique ou la puissance mécanique, et les basses températures pour alimenter l'eau chaude et le chauffage. En raison des différentes caractéristiques et plages de température, différentes techniques peuvent être proposées en fonction de la source de chaleur et les besoins quotidiens à bord des navires.

### I.2.1 Turbo-compound

Beaucoup d'études dans la littérature décrivent les avantages, les inconvénients et les différentes méthodes d'optimisation de l'utilisation d'un turbo-compound pour récupérer l'énergie perdue à l'échappement d'un moteur d'automobile [11][12][13]. Ichiki et al ont développé un système de récupération d'énergie du moteur de propulsion marin principal en utilisant un turbo-compound pour Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. (MHI) [14]. Pour un système combiné classique, dans lequel les gaz d'échappement sont conduits dans un économiseur (préchauffeur) puis dans une turbine à vapeur, tous les gaz d'échappement du moteur Diesel traversent un turbocompresseur. Ce nouveau système proposé, consiste en un système combiné classique avec un économiseur de gaz (préchauffeur), une turbine à vapeur et une turbine de puissance (turbine à gaz) en utilisant une partie des gaz d'échappement, et un embrayage automatique. Dans ce système à cycle combiné, la turbine de puissance est engagée et déengagée avec la turbine à vapeur à travers l'embrayage automatique pour conduire un générateur. La turbine de puissance est couplée à la turbine à vapeur grâce à l'embrayage automatique. Lorsque la turbine à vapeur commence à couvrir la charge, la turbine de puissance est utilisée. Lorsque la vitesse de rotation de la turbine de puissance atteint celle de la turbine à vapeur, l'embrayage automatique engage les turbines de sorte que le couple de rotation de la turbine de puissance est ajouté à la turbine à vapeur pour entraîner le générateur. Dans ce système de génération combiné consistant en un fonctionnement parallèle de turbines à vapeur et en puissance, lorsque la demande totale d'électricité du navire est inférieure à la capacité totale du générateur de récupération de chaleur, le système de vapeur prend le rôle principal avec un support de puissance complémentaire de la turbine de puissance. Leurs résultats ont montrés que ce système augmente la capacité de génération d'électricité par un facteur deux ou trois par rapport à un système conventionnel de récupération d'énergie à l'échappement, ce qui permet d'améliorer l'**efficacité énergétique du moteur marin de 8 à 10%**.

### I.2.2 Cycle à Vapeur

Plusieurs travaux de recherches ont été conduits sur cette thématique [15][16]. Theotokatos et al [17] ont réalisé une évaluation économique et technique de l'application d'une centrale à vapeur avec un cycle simple sur les vraquiers. Le système est constitué

d'un échangeur de chaleur externe pour chauffer l'eau d'alimentation entrant dans la chaudière. La possibilité de chauffer l'eau d'alimentation à l'aide du système de refroidissement du moteur a également été étudiée. Le système est utilisé pour la production de vapeur saturée pour couvrir les besoins du navire en énergie thermique (systèmes de chauffage) et en puissance électrique (couverture partielle ou totale des besoins en énergie électrique du navire). Le système étudié est composé de trois niveaux : le préchauffeur, l'évaporateur et le surchauffeur. L'eau d'alimentation est pompée dans le récipient eau / vapeur, et un échangeur de chaleur externe est utilisé pour préchauffer l'eau d'alimentation. Une pompe de circulation supplémentaire est utilisée pour faire circuler l'eau à travers la section d'évaporation de la chaudière. Le débit de la pompe doit être de deux à quatre fois le débit de l'eau d'alimentation, de sorte que l'intégrité de la section de l'évaporateur ne soit pas compromise (surchauffe dans les cas où les tubes de l'évaporateur sont épuisés). À l'intérieur des tubes de la section d'évaporation, une partie de l'eau saturée est évaporée, et de la vapeur saturée est produite. Le mélange d'eau saturée / vapeur sortant de la chaudière revient dans le récipient, où la vapeur saturée est séparée de l'eau et est accumulée dans la partie supérieure du récipient. Une partie de la vapeur saturée est utilisée pour couvrir les services de chauffage du navire, tandis que le reste est avancé dans la section de surchauffe de la chaudière pour faire tourner une turbine à vapeur et générer de l'électricité.

Leurs résultats ont montré que l'application de ce système sur un moteur Diesel à 2 temps est une solution très intéressante économiquement (résultant jusqu'à 3 % d'amélioration du rendement global du moteur). Par contre, une combinaison avec d'autres systèmes de récupération d'énergie devient nécessaire pour qu'il en soit de même pour un moteur Diesel à 4 temps.

### **I.2.3 Cycle de Rankine**

La récupération de l'énergie à l'échappement en utilisant un cycle Rankine est la solution technique la plus connue parmi les méthodes de récupération d'énergie à l'échappement. La littérature montre qu'il est possible d'utiliser un cycle Rankine à vapeur [18][19][20] ou bien un cycle Rankine organique [21][22][23] qui est actuellement la seule solution technique à être commercialisée sur un navire, par Siemens [24]. Le module ORC (Organic Rankine Cycle) comprend essentiellement la turbine (avec générateur), le récupérateur combiné avec un condenseur dans une unité fonctionnelle, une pompe d'alimentation, un préchauffeur, un évaporateur et la tuyauterie d'interconnexion. La vapeur produite dans l'évaporateur est fournie à la turbine ORC qui entraîne le générateur. Après avoir quitté la turbine, la vapeur entre dans le récupérateur pour transférer l'énergie de la vapeur d'échappement surchauffée vers le côté liquide du procédé. Ensuite, il est condensé dans le condenseur. L'eau de refroidissement fournie par le client est utilisée pour le processus de condensation. Le condensat recueilli par le condenseur dans le tambour à eau chaude, est déchargé par la pompe d'alimentation vers l'évaporateur par l'intermédiaire du pré-chauffe-eau. La vitesse de la pompe d'alimentation est contrôlée par



un convertisseur de fréquence pour maintenir le niveau dans le tambour du condenseur. Un système de by-pass est ainsi installé pour le démarrage et l'arrêt d'urgence. Les résultats expérimentaux ont montré un rendement de récupération qui peut atteindre 19%. Les publications commerciales de ce type de système annoncent des améliorations sur l'efficacité énergétique du moteur marin pouvant atteindre 12%.

Malgré le très bon rendement de conversion de ces méthodes de récupération d'énergie, certaines limites existent : installation de ces nouveaux systèmes (encombrement), maintenance, performance pour des « petits » moteurs ayant une puissance inférieure à 2MW, etc. Bien que le prix de ces systèmes soit annoncé comme abordable vu l'économie engendrée, d'autres systèmes verront certainement le jour. Pour toutes ces raisons, et malgré leurs rendements de conversion relativement faibles, les générateurs thermoélectriques peuvent proposer une alternative intéressante à ces systèmes de récupération d'énergie thermique, vu leur fonctionnement fiable et compact.

### **I.2.4 Thermoélectricité**

Les études précédentes sur la récupération de l'énergie à l'échappement en utilisant la thermoélectricité ont principalement porté sur les applications automobiles. Cependant, l'utilisation de cette technologie pour l'application marine peut-être beaucoup plus intéressante. Les enjeux économiques de la réduction de la consommation en carburant sont en effet très conséquents dans le domaine maritime, et une faible réduction de la consommation de carburant génère des économies financières importantes au cours de chaque année d'exploitation du navire (1% de réduction de la consommation permet d'économiser 50 k\$ pour un trajet entre l'Europe et l'Asie pour un navire de type porte-conteneurs). Malgré ces circonstances, peu de chercheurs ont étudié l'application de cette technologie sur les moteurs marins, et les recherches existantes sont principalement dédiées à la mise en place de modèles théoriques, étant donné les difficultés techniques pouvant être rencontrées lors de l'installation d'un générateur thermoélectrique à l'échelle réelle sur un moteur Diesel marin. Parmi ces travaux de recherche, Chen et al [25] ont développé un modèle CFD pour un générateur thermoélectrique équipé de modules thermoélectriques en Bismuth-Tellure, appliqué sur la chaudière d'un navire. Le générateur thermoélectrique en question pourrait produire jusqu'à 600 W sur les 300 kW de chaleur dissipée par la chaudière. Georgopoulou et al [26] ont développé un modèle mathématique pour étudier la possibilité d'application d'un générateur thermoélectrique sur un moteur Diesel marin. Plusieurs configurations des échangeurs ont été testées avec leur modèle, et leurs résultats ont montré la possibilité d'atteindre un rendement de conversion thermique/ électrique de 0,12 % (soit  $\approx 30$  kW) avec un générateur thermoélectrique placé sur la partie externe du pot d'échappement (système non intrusif, donc sans augmentation des pertes de charge).

Ainsi, au vue des différents travaux de recherche de la littérature, lors de l'intégration d'un générateur thermoélectrique à l'échappement d'un moteur à combustion interne, deux paramètres importants sont à prendre en considération :

- Un système ajouté à l'échappement devrait être conçu de sorte que les pertes en pression hydrodynamique soient minimisées (<30 mbar). Dans le cas contraire, l'énergie récupérée par le système ajouté sera inférieure à l'énergie perdue par le moteur en raison de l'intégration de ce système.
- Lors de la conception du générateur thermoélectrique et de son intégration sur la ligne d'échappement, il est important de prendre en considération la zone où ce système sera placé. Se placer au plus près de l'échappement pour bénéficier des températures de gaz les plus élevées semble a priori le plus intéressant pour les performances du générateur thermoélectrique, à ceci près qu'il faut éviter de gêner le fonctionnement les systèmes de dépollution moteurs (filtres à particules, catalyseurs, ...) qui ont souvent besoin d'une température élevée pour fonctionner efficacement. Par ailleurs, il faut également éviter de dégrader les éventuels matériaux thermoélectriques présents dans les générateurs, si ceux-ci ne supportent pas les températures présentes.

Ces résultats montrent que même si la technologie thermoélectrique n'est pas encore assez mature pour l'application aux moteurs marins, elle peut présenter un intérêt, et au vu du peu d'études, se doit d'être approfondie. La suite du Chapitre I détaille donc l'état de l'art sur les matériaux et systèmes thermoélectriques, en s'intéressant plus particulièrement au domaine automobile, où de nombreux projets de recherche sur la thermoélectricité ont eu lieu ou sont en cours. Par ailleurs, comme des essais sur un moteur marin demanderaient beaucoup de ressources (moteur, banc moteur, carburant, installation), la thèse privilégiera l'utilisation d'un logiciel de simulation (validé expérimentalement) pour dimensionner un générateur thermoélectrique pour l'application marine, et un banc de test de moteur automobile pour la partie expérimentale.

### **I.3 Principe thermoélectrique (effet Peltier et Seebeck)**

L'effet thermoélectrique est un phénomène physique présent dans certains matériaux dits « thermoélectriques », liant directement le flux de chaleur qui les traversent au courant électrique qui les parcourt. Cet effet est à la base d'applications, dont la thermométrie, la réfrigération et la génération d'électricité. La première mention de la thermoélectricité date de 1821 lorsque Thomas Johann Seebeck a découvert l'effet Seebeck [27]. Seebeck note l'apparition d'un courant continue dans un circuit fermé constitué de deux conducteurs de natures différentes dont les jonctions sont soumis à une différence de température. Douze ans plus tard, Peltier découvre un effet complémentaire en observant des variations de température à proximité de la jonction entre des matériaux conducteurs différents lorsqu'un courant est appliqué [28]. Thomson a montré que les effets Seebeck et Peltier sont liés. L'effet Thomson se rapporte à la production (ou l'absorption) de chaleur provoquée par le passage d'un courant dans une portion de conducteur, en

présence d'un gradient de température. Réciproquement, un courant électrique est produit par un conducteur soumis à un gradient thermique et parcouru par un flux de chaleur [29]. La différence fondamentale entre les effets Seebeck et Peltier considérés séparément et l'effet Thomson est que ce dernier existe pour un seul matériau et ne nécessite pas la présence d'une jonction.

### I.3.1 Effets thermoélectriques

Les effets thermoélectriques ont été mis en évidence dans un premier temps dans les conducteurs métalliques puis dans les semi-conducteurs et finalement dans les nanomatériaux.

#### I.3.1.1 L'effet Seebeck

L'effet Seebeck, qui fut découvert le premier, est le plus simple à représenter. Considérons un circuit composé de deux semi-conducteurs présentant des valeurs de pouvoir thermoélectrique différentes, soudés en deux points A et B (Figure I.2).

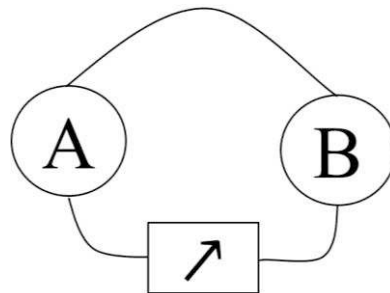


Figure I.2 L'expérience de Seebeck

Les deux jonctions sont portées à des températures différentes  $T_A > T_B$ . Une différence de potentiel  $\Delta V_{AB} > 0$  est alors observée. Celle-ci est fonction de la différence de température  $\Delta T_{AB} = T_B - T_A$ . Le coefficient Seebeck est alors défini par [30] :

$$\alpha_{AB} = \Delta V / \Delta T \quad \text{I-2}$$

#### I.3.1.2 L'effet Peltier

Réciproquement, dans le cas de l'effet Peltier, un courant électrique  $I$  est imposé au circuit, ce qui entraîne une libération de chaleur  $Q$  à une jonction et une absorption de chaleur à l'autre jonction. Le coefficient de Peltier  $\Pi_{AB}$  est alors défini par [31] :

$$\Pi_{AB} = Q / I \quad \text{I-3}$$

Si un courant imposé dans le sens  $A \rightarrow B$  entraîne une libération de chaleur en B et une absorption en A alors  $\Pi_{AB}$  est positif.

### I.3.1.3 L'effet Thomson

William Thomson (Lord Kelvin) [32] avait remarqué qu'un conducteur soumis à un gradient de température et parcouru par un courant  $I$  est le siège d'un échange de chaleur proportionnel à  $I$  et au gradient de température  $dT/dx$  qui règne dans une portion  $dx$  du conducteur. Le coefficient de Thomson,  $\tau$  est défini par la relation :

$$\frac{dQ}{dt} = \tau \cdot I \cdot \frac{dT}{dx} \quad \text{I-4}$$

William Thomson a montré l'existence d'un lien entre les effets Seebeck, Peltier et Thomson et a établi les relations suivantes entre  $\alpha_{AB}$ ,  $\Pi_{AB}$  et  $\tau$  [33]:

$$\Pi_{AB} = \alpha_{AB} \cdot T \quad \text{I-5}$$

$$\tau_A - \tau_B = T \cdot \frac{d\alpha_{AB}}{dT} \quad \text{I-6}$$

### I.3.2 Principe physique de l'effet Seebeck

Lors de son expérience, Thomas Johann Seebeck a remarqué que l'aiguille d'une boussole est déviée lorsqu'elle est placée entre deux conducteurs de natures différentes et dont les jonctions ne sont pas à la même température. Il explique ce phénomène par l'apparition d'un champ magnétique terrestre, et croit ainsi fournir une explication à l'existence du champ magnétique terrestre. Seebeck n'a pas identifié l'implication d'un courant électrique, donc il a qualifié le phénomène comme l'effet thermomagnétique. Cette erreur a été corrigé par le physicien danois Hans Christian Ørsted qui a inventé le terme « thermoélectricité » [34].

L'effet Seebeck est un exemple classique d'une force électromotrice [35] (f.é.m) et conduit à des courants ou des tensions mesurables de la même manière que n'importe quelle autre f.é.m. Les forces électromotrices modifie la loi d'Ohm en générant des courants électriques même en l'absence de gradients de tension (ou vice versa) ; la densité de courant locale du courant est présenté dans l'équation I-7 :

$$\mathbf{J} = \sigma \cdot (-\nabla V + \mathbf{E}_{f.é.m}) \quad \text{I-7}$$

Avec  $V$  est la tension locale et  $\sigma$  est la conductivité électrique locale donné par :

$$\sigma = \frac{1}{\rho} = \frac{l}{R \cdot A} \quad \text{I-8}$$

Quand le système atteint la stabilité où  $J=0$ , la tension créée par la différence de température est donnée par l'équation I-9 [36] :

$$V = \int_{T_c}^{T_f} [\alpha_B(T) - \alpha_A(T)] dT = \alpha(T_c - T_f) \quad \text{I-9}$$

La puissance thermoélectrique ou le coefficient de Seebeck ( $\alpha$ ) peut être considéré comme la chaleur par porteur de charge par température, ou plus simplement l'entropie par charge [37], soit :

$$\alpha = C / q \quad \text{I-10}$$

La méthodologie de détermination de la formule classique du coefficient de Seebeck pour les métaux semi-conducteurs a été expliquée par Tritt et al [38]. Les semi-conducteurs peuvent présenter une conduction des électrons (puissance thermoélectrique négative) ou bien une conduction des phonons (puissance thermoélectrique positive). La puissance thermoélectrique (coefficient de Seebeck) pour les différents porteurs de charge est alors calculée à travers une moyenne pondérée des puissances thermoélectriques par rapport à leurs valeurs de conductivités électrique. Soit :

$$\alpha \approx \frac{\alpha_e \sigma_e + \alpha_p \sigma_p}{\sigma_e + \sigma_p} \quad \text{I-11}$$

Lors des mesures de l'effet Seebeck entre deux métaux semi-conducteurs de type A et B, c'est la différence dans les coefficients de Seebeck des deux matériaux qui est réellement mesurée. Soit le Seebeck relatif du couple ( $\alpha_{AB}$ ) [36]:

$$\alpha_{AB} = -\frac{V_B + V_A}{T_B + T_A} \quad \text{I-12}$$

Le signe de l'équation I-12 est explicité. Ainsi, si  $\alpha$  est positif, la jonction ayant la température la plus élevée, a une tension inférieure et vice versa. Le coefficient de Seebeck est généralement dominé par la diffusion des porteurs de charge (p et n), qui tend à les pousser vers le côté froid du matériau jusqu'à la création d'une tension. En conséquence, dans les semi-conducteurs de type p,  $\alpha$  est positif. De même, dans les semi-conducteurs de type n,  $\alpha$  est négatif. Dans la plupart des conducteurs, cependant, les porteurs de charge présentent à la fois des dopages de type n et p, le signe de  $\alpha$  dépend habituellement de celui parmi eux qui est prédominant. Ce phénomène représente le mode de fonctionnement d'un générateur thermoélectrique et est présenté dans la Figure I.3 où la tension de Seebeck créée passe dans une résistance de charge ( $R_L$ ) pour générer une puissance.

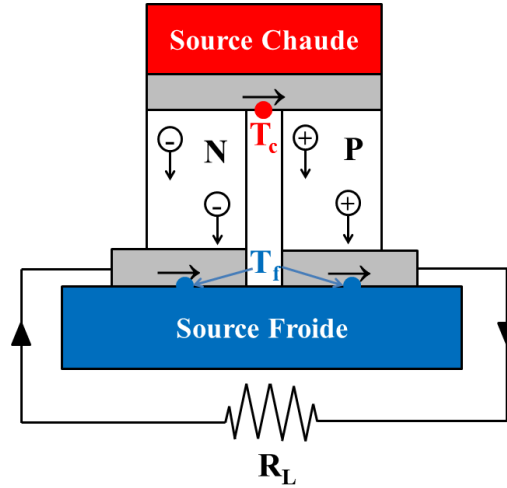


Figure I.3 Un circuit thermoélectrique composé des matériaux semi-conducteurs dopés n et p, configurés comme un générateur thermoélectrique

Le courant dans un circuit thermoélectrique peut être déterminé par l'application de la tension de Seebeck dans la loi d'Ohm, soit :

$$I = \frac{\alpha \Delta T}{(R_i + R_L)} \quad \text{I-13}$$

Où le terme  $(R_i + R_L)$  représente la résistance équivalente du circuit.

Les flux de chaleur absorbés par le côté chaud ( $Q_c$ ) et évacués par le coté froid ( $Q_f$ ) peuvent être présentés par les équations I-14 et I-15 respectivement [39]:

$$Q_c = K\Delta T + \alpha T_c I - \frac{1}{2} I^2 R_i \quad \text{I-14}$$

$$Q_f = K\Delta T + \alpha T_f I - \frac{1}{2} I^2 R_i \quad \text{I-15}$$

Avec K la somme des conductances thermiques des matériaux de type n et p. Elle est définie par l'équation I-16 :

$$K = \frac{\lambda_N A_N}{L_N} + \frac{\lambda_P A_P}{L_P} \quad \text{I-16}$$

Les performances d'un système thermoélectriques peuvent être évaluées par la puissance électrique générée (P) par le système et le rendement thermoélectrique ( $\eta$ ) avec :

$$P = I^2 R_L = Q_c - Q_f = \frac{\alpha^2 (T_c - T_f)^2}{R_i} \cdot \frac{R_L / R_i}{\left(1 + \frac{R_L}{R_i}\right)^2} \quad \text{I-17}$$

$$\eta = \frac{P}{Q_c} = \frac{\left(1 - \frac{T_h}{T_c}\right) \frac{R_L}{R_i}}{\left(1 + \frac{R_L}{R_i}\right) - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{T_c}{T_h}\right) + \frac{\lambda \cdot \left(1 + \frac{R_L}{R_i}\right)^2 \cdot \frac{T_c}{T_h}}{\alpha^2 \cdot \sigma \cdot T_c}} \quad \text{I-18}$$

En calculant la dérivée de la puissance par rapport à la résistance de charge ( $dP/dR_L=0$ ) [40], le maximum de puissance générée par le générateur thermoélectrique est identifié pour une valeur de la résistance de charge ( $R_L$ ) égale à la résistance interne du module ( $R_I$ ) à la température de fonctionnement.

En calculant la dérivée du rendement thermoélectrique par rapport à la résistance interne de module ( $d\eta/dR_I=0$ ), le rendement thermoélectrique maximale est identifié par l'équation I-19. Il varie proportionnellement à un nombre adimensionnel identifié comme le facteur de mérite ( $ZT$ ) et expliqué brièvement dans le paragraphe I.4.1.

$$\eta_{\max} = \left[ \frac{\sqrt{(1+ZT)} - 1}{\sqrt{(1+ZT)} - 1 + \frac{T_f}{T_c}} \right] \left[ \frac{T_c - T_f}{T_c} \right] \quad \text{I-19}$$

## I.4 Matériaux thermoélectriques

Depuis la découverte de Seebeck, de nombreux matériaux ont été considérés comme utiles pour générer de la thermoélectricité. Les premiers générateurs thermoélectriques (TEG) étaient basés sur des métaux conducteurs et semi-conducteurs tels que l'antimoine (Sb), le bismuth (Be), le cuivre (Cu), le fer (Fe), le plomb (Pb), le zinc (Zn) et différents alliages [41]. Au début du 20<sup>ème</sup> siècle, de nombreux autres matériaux ont été développés en ajoutant des alliages de céramiques, des composites, etc... [42].

### I.4.1 Facteur de mérite (ZT)

Depuis le 19<sup>ème</sup> siècle, les recherches ont permis de construire un générateur thermoélectrique avec un bon rendement et économiquement viable. A cette époque le rendement d'un générateur thermoélectrique dépendait de la construction et des propriétés des matériaux utilisés. En 1909, Edmund Altenkirch a été le premier à établir une expression mathématique liant le rendement du générateur thermoélectrique aux propriétés physiques des matériaux. L'équation de Altenkirch [43] inclut des paramètres comme : la force électromotrice, la résistance/conductivité électrique et thermique et d'autres variables. Plus tard, en 1949, Abram F. Loffe a développé la théorie moderne de la thermoélectricité en intégrant ces paramètres dans une quantité ( $Z$ ), et a utilisé ce paramètre pour calculer le rendement d'un générateur thermoélectrique (présenté par Vedernikov et al [44]). Au cours des dernières six décennies, le paramètre  $Z$  est considéré comme la caractéristique la plus importante des modules thermoélectriques et s'appelle « la figure de mérite ». Ce paramètre exprime bien la capacité d'un module thermoélectrique à la fois pour le refroidissement (effet Peltier) et la conversion directe de chaleur en électricité (effet Seebeck).

La figure de mérite sert à faciliter l'évaluation et la comparaison des modules thermoélectriques. Les performances des modules thermoélectriques sont souvent

exprimées dans les articles scientifiques comme le produit de  $Z$  par la température  $T$  (K). Généralement, la valeur de  $T$  dans le produit  $ZT$  correspond à la température de fonctionnement d'un module thermoélectrique. Le facteur de mérite ( $ZT$ ) [45] est alors un nombre adimensionnel qui représente la valeur maximale de la performance d'un matériau thermoélectrique à une température donnée. La performance d'un matériau thermoélectrique s'exprime alors à travers l'équation I-20 :

$$ZT = \frac{\alpha^2}{\rho} \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot T \quad \text{I-20}$$

Où  $T$  est la température absolue et égale à :  $T = (T_c + T_f)/2$ , le rapport  $FP = \alpha^2/\rho$  est appelé facteur de puissance et s'exprime en  $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-2}$ .

Afin d'obtenir un facteur de mérite élevé, il faut simultanément un pouvoir thermoélectrique important pour convertir efficacement un gradient de température en différence de potentiel

(Ou un flux de chaleur en électricité), une faible résistivité électrique (pour limiter l'effet Joule) et une faible conductivité thermique (pour imposer un gradient le plus grand possible). La conductivité thermique  $\lambda$  établit la relation entre le gradient de chaleur  $\Delta T/dx$  et le flux d'énergie thermique  $j_v$  au travers de l'équation I-21:

$$j_v = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad \text{I-21}$$

Le flux d'énergie qui diffuse, et donc les porteurs de charges, traverse l'échantillon en subissant de fréquentes collisions de nature différente. La conductivité thermique dépend donc du libre parcours moyen des électrons (ou des trous) et phonons dans l'échantillon. La conductivité thermique totale peut donc s'écrire comme la somme des contributions phononiques ( $\lambda_p$ ) et électroniques ( $\lambda_e$ ) :  $\lambda = \lambda_p + \lambda_e$ .

Toutes ces grandeurs sont liées les unes aux autres car elles dépendent toutes de la concentration de porteurs de charge au sein du matériau. Ces dépendances sont représentées schématiquement sur la Figure I.4. Les courbes montrent que les meilleurs pouvoirs thermoélectriques,  $\alpha$ , sont pour les matériaux à faible densité de porteurs tels que les isolants, mais ceux-ci ont peu d'intérêt pour des applications thermoélectriques en raison de leurs fortes résistivités. Les faibles résistivités sont évidemment pour des matériaux à forte concentration de porteurs, tel est le cas des métaux qui présentent par contre de faibles valeurs de  $\alpha$ , ce qui les rend inappropriés pour ces applications. La contribution électronique de la conductivité thermique augmente en sens inverse de la résistivité électrique, c'est-à-dire avec l'accroissement de la conductivité électrique, alors que la contribution du réseau reste constante.

Il apparaît que les matériaux de grande potentialité thermoélectrique sont ceux qui présentent une densité de porteurs comprise entre  $10^{18}$  et  $10^{19} \text{ cm}^{-3}$  à la température ambiante. Il s'agit donc des semi-conducteurs fortement dopés.



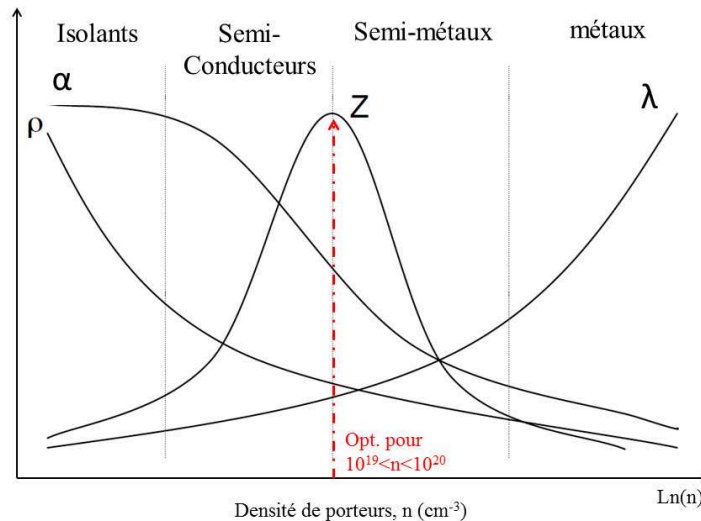


Figure I.4 Représentation du *coefficient de Seebeck* ( $\alpha$ ), la *résistivité électrique* ( $\rho$ ), la *conductivité thermique* ( $\lambda$ ) et la *figure de mérite* ( $Z$ ) en fonction de la *densité de porteurs*  $n$ , à une *température ambiante* [46].

## I.4.2 Historique des matériaux thermoélectriques

L'histoire de l'application des matériaux thermoélectriques est fortement associée à leur rendement. Les premières applications consistaient à utiliser des métaux dans les thermocouples permettant de mesurer la température et l'énergie rayonnante [47]. Le premier âge d'or des matériaux thermoélectriques date de la fin des années 1950 lorsque Goldsmid [48] a proposé l'utilisation des semi-conducteurs. Il a étudié la variation de la conductivité électrique avec la structure cristalline et la mobilité des électrons permettant dans certains alliages des matériaux isomorphes de réduire la conductivité thermique sans affecter la conductivité électrique des matériaux. Les semi-conducteurs font l'objet de plusieurs travaux de recherches au fil des ans tout en étant l'élément le plus utilisé dans les modules thermoélectriques commerciaux [49][50]. Les alliages à base de Tellure ont ainsi été utilisés pour fabriquer plusieurs modules thermoélectriques commerciaux comme ceux d'Hi-Z Technology Inc., qui a fabriqué des modules en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  ayant un  $ZT=1$  à 400 K [48]. Des modules thermoélectriques à base de Tellure de plomb ( $\text{PbTe}$ ) ayant un  $ZT=1.7$  à 700 K ont été un sujet de recherche de l'équipe du Northern Western University [51] et ont même été produits par une entreprise ukrainienne. D'autres matériaux ont été développés à base d'alliages Silicium-Germanium ( $\text{Si-Ge}$ ) [52]. Ce type de matériaux est résistant à haute température ( $>1100$  °C) et présente de bonnes performances dans les Radioisotope Thermoelectric Generator (RTG) [53].

Depuis la découverte de Goldsmid permettant d'utiliser le tellure de bismuth comme matériau potentiel pour les applications thermoélectriques, la recherche de nouveaux matériaux performants s'est fortement intensifiée, notamment durant ces vingt dernières années, et se poursuit jusqu'à aujourd'hui avec l'ambition ultime de développer des matériaux « green », peu cher, et avec des  $ZT>1$  à 200-300°C. Le deuxième âge d'or de la

thermoélectricité a alors commencé en 1995 lors de la découverte de l'effet de la nanostructuration sur les performances des matériaux thermoélectriques [54]. Les skutterudites [55] (par exemple matériaux de type p  $\text{CeFe}_4\text{Sb}_{12}$  et n  $\text{CoSb}_3$ ) offrent un ZT optimal pour une plage de température de 770 – 1070 K. Le terme skutterudite regroupe des composés binaires  $\text{MX}_3$ , où M est un atome de métal comme le cobalt (Co), le rhodium (Rh) ou l'iridium (Ir), et X un atome pnictogène comme le phosphore (P), l'arsenic (As) et l'antimoine (Sb). Ces matières peuvent également se trouver sous la forme  $\text{MX}_6$  ou  $\text{M}_4\text{X}_{12}$  avec une structure cubique contenant deux lacunes par maille. Cela offre la possibilité d'insérer d'autres espèces dans le réseau des skutterudites, généralement des ions des terres rares. Ce processus de remplissage rend plus facile la possibilité de modifier les propriétés thermoélectriques de ces matériaux. D'autres types de nanomatériaux comme les Clathrate ( $\text{Ba}_8\text{Ga}_{16}\text{Ge}_{30}$ ) sont en cours de développement pour des applications hautes températures avec des ZT de l'ordre de 1.35 à 900 K et 1.63 à 1100 K [56]. D'autres types de matériaux thermoélectriques sont également prometteurs sur les plages de températures moyennes comme les matériaux à base de Te-Ag-Ge-Sb (TAGS) [57] et les Half-Heusler [58].

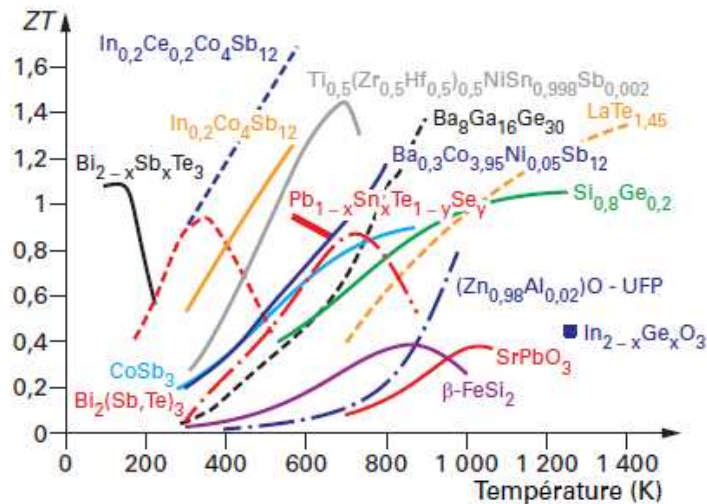


Figure I.5 Facteur de mérite de différents matériaux thermoélectriques de type n en fonction de température [59]

La Figure I.5 représente les valeurs des facteurs de mérite (ZT) des grandes familles de matériaux thermoélectriques en fonction de la température. Trois groupes de matériaux peuvent être définis. Les premiers, à base de bismuth (Bi), Antimoine (Sb) ou Sélénium (Se) [60], présentent des valeurs de facteurs de mérite élevés mais ne sont utilisables que dans une gamme de température restreinte (environ 500 K au maximum). Les suivants à base de plomb (Pb) [61] présentent des facteurs légèrement inférieurs mais avec une plage de température d'utilisation atteignant 800 K. Enfin, des matériaux sans Plomb et sans Tellure comme les siliciures (SiGe) [62], les clathrates et les phases de Zintl [63], qui ont de bonnes performances pour des températures > 1000 K.

En résumé, pour les matériaux thermoélectriques :

- Le  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  (en réalité Bi-Sb-Te et Bi-Sn-Te) est le matériau le plus performant (ZT) entre la température ambiante et 250 °C. Il est disponible commercialement en type N et en type P, et c'est même le seul matériau disponible en grand volume (marché  $>100 \text{ t.an}^{-1}$ ). Son utilisation est principalement pour le refroidissement thermoélectrique (effet Peltier). Aucun matériau de remplacement présentant les mêmes performances et un coût inférieur ne semble être disponible à ce jour.
- De nouveaux matériaux pour la récupération d'énergie thermique (gamme de température 150 – 400°C) sont actuellement en développement (R&D) : les plus prometteurs sont les siliciures (couple MgSi-MnSi ou MgSiSn-MnSi) et les Half-Heusler (par exemple  $\text{Ti}_{1-x-y}\text{Zr}_x\text{Hf}_y\text{NiSn}_{1-z}\text{Sb}_z$  pour le type N), pour lesquels il est à ce jour possible de fabriquer plusieurs kg par lot.

En conséquence, dans la plupart des générateurs thermoélectriques les rendements de conversion restent pour l'instant inférieurs à 5% [64].

## I.5 Applications industrielles de la thermoélectricité

Les premiers générateurs thermoélectriques commerciaux, développés au milieu du XXe siècle, ont été utilisés comme système d'alimentation électrique pour les appareils radio dans les applications militaires [65]. Le développement rapide de la technologie thermoélectrique au cours des années qui suivent a été associé au début de l'ère de l'exploitation spatiale. Des générateurs thermoélectriques ont ainsi été développés pour convertir la chaleur émise par des noyaux radio-isotopes (RTGs) en électricité. Ce type des générateurs thermoélectriques a été utilisé et reste utilisé dans plusieurs missions spatiales, et a su démontré sa fiabilité.

Au début du XXIe siècle, des recherches ont été effectuées afin d'exploiter les générateurs thermoélectriques dans d'autres domaines d'applications. Les industries du gaz, du pétrole, les installations chimiques et d'énergie thermique étaient les plus ciblées du fait d'importantes pertes en énergie sous forme de chaleur.

Avec le développement des matériaux thermoélectriques beaucoup d'autres applications apparaissent possibles. Deux groupes d'applications seront présentés dans ce paragraphe : les applications en cours de développement et les applications matures.

### I.5.1 Applications matures

#### I.5.1.1 Applications spatiale

Les vaisseaux spatiaux de la NASA, « Voyager 1 et 2 », sont devenus des noms célèbres aux photographies remarquables des anneaux de Saturne, de Neptune et de sa mystérieuse

lune, Triton. Néanmoins, la source de l'énergie électrique remarquable qui permet de transmettre l'information du vaisseau vers la Terre pour une distance de plus d'un milliard de milles est connue sous le nom de RTG (générateur thermoélectrique radio-isotopique). Les RTG (Figure I.6) fonctionnent en utilisant un isotope radioactif comme source de chaleur et l'espace comme dissipateur thermique. Lors de ces premières utilisations, ce système fournissait une dizaine de Watts puis s'est développé pour fournir une centaine de Watts afin d'apporter de l'énergie électrique à plusieurs systèmes [66].

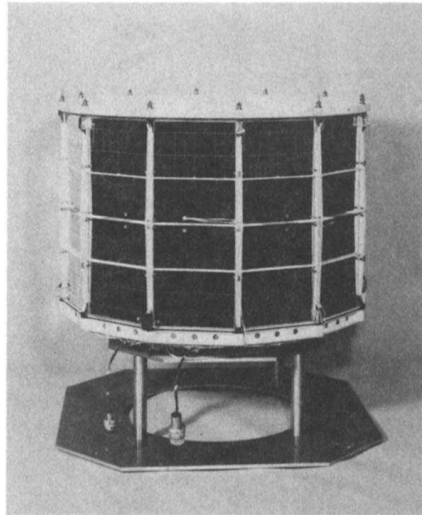


Figure I.6 RTG déployé dans l'espace [66]

### **I.5.1.2 Application militaire**

L'intégration de systèmes de refroidissement par microclimat (MCC) en utilisant l'effet Peltier dans les équipements militaires est d'ores et déjà en applications dans l'armée américaine [67]. Ils n'ont pas de pièces mobiles, mais nécessitent une quantité importante d'énergie électrique pour fonctionner. Un courant électrique passe par une série de semi-conducteurs. Un côté du semi-conducteur devient chaud tandis que l'autre côté devient froid, permettant d'obtenir de l'air conditionné pour le soldat à travers un gilet d'air, assurant un refroidissement évaporateur et convectif.

### **I.5.1.3 Utilisations vie quotidienne**

En plus de ses applications dans les travaux militaires, aérospatiaux, industriels et scientifiques, le refroidissement par thermoélectricité (effet Peltier) s'accroît progressivement dans la vie quotidienne des gens. Les appareils de refroidissement thermoélectriques sont largement utilisés pour le refroidissement électronique tel que les processeurs des ordinateurs, les stockages portables de nourriture et de boissons (glacière portable), les sièges de véhicule automobile à température contrôlée et même certains climatiseurs [68].

## I.5.2 Applications en développement

### I.5.2.1 Application domestique

De part un fonctionnement silencieux et sans besoin de maintenance, plusieurs travaux de recherche ont été effectués afin d'utiliser la technologie thermoélectrique (effet Seebeck et effet Peltier) dans les bâtiments.

- Effet Seebeck (générateur thermoélectrique)

Classiquement, les générateurs thermoélectriques utilisent uniquement la partie récupérée de l'énergie perdue et rejettent l'autre partie en la dissipant dans l'environnement, dans l'application domestique, le système peut générer de l'électricité en utilisant la partie récupérée de l'énergie perdue et utilise l'autre partie pour la production de l'eau chaude. Champier et al [69] ont développé un prototype d'une cuisinière qui utilise de la biomasse avec un rendement renforcé par un générateur thermoélectrique. L'énergie électrique récupérée sert à alimenter le ventilateur et assurer la lumière. Leurs résultats ont permis d'obtenir 6 W de puissance électrique en utilisant des modules thermoélectriques commerciaux en Bismuth-tellurure. Par la suite, ces auteurs ont développé un prototype de générateur thermoélectrique en utilisant les mêmes modules pour l'application à une cuisinière à bois multifonction (Figure I.7) [70]. Le réservoir d'eau présent dans cette cuisinière est utilisé pour le refroidissement des modules thermoélectriques. Ce prototype a pu produire 9,5 W et a donc permis d'élargir les fonctionnalités d'utilisation de l'énergie récupérée (radio, recharge d'appareil nomade ...).

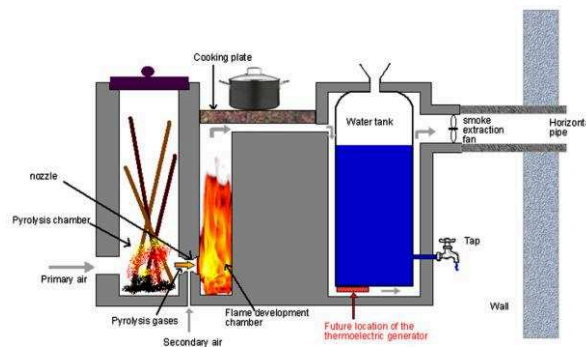


Figure I.7 Cuisinière multifonction utilisée par Champier et al. [70]

Zheng et al [71] ont étudié la possibilité d'intégrer un générateur thermoélectrique multifonction dans un système de chauffage d'eau (chaudière ou système solaire) d'où la possibilité d'utiliser l'énergie non convertie pour le chauffage de l'eau. Leurs résultats ont montré que cette solution est rentable dans l'état actuel des modules thermoélectriques commerciaux comme source d'électricité complémentaire, mais pourrait devenir une source primaire de production d'électricité à domicile avec la disponibilité des modules commercialisés ayant un facteur de mérite supérieur à 1.

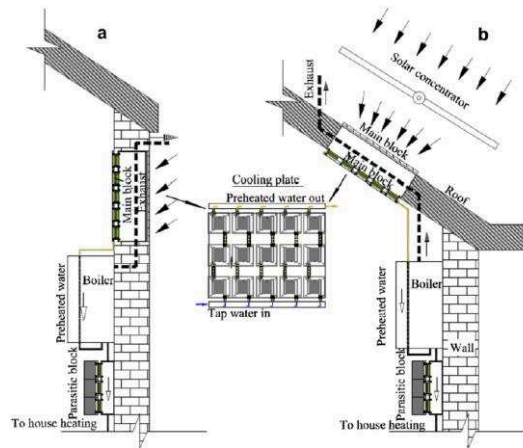


Figure I.8 Générateur thermoélectrique domestique développé proposé par Zheng et al. [71]

#### - Effet Peltier

Des projets de recherche ont été effectués concernant la possibilité d'intégrer des systèmes thermoélectriques innovants (en mode Peltier) pour des applications de chauffage/rafraîchissement basse température et de ventilation mécanique double flux. Comme le projet SYSPACTE (système Panneau actif thermoélectrique dédié aux applications bâtiment) en partenariat avec l'entreprise ACOME [72]. L'utilisation de modules thermoélectriques en mode Peltier constitue une alternative très intéressante aux pompes à chaleur qui présentent deux inconvénients majeurs : utilisation de fluides frigorigènes (les fuites contribuent à l'effet de serre à hauteur de 20% et les consommations électriques représentent 80%) et présence de pièces mobiles (synonyme d'usure et de nuisance sonore). Actuellement, la principale difficulté concernant les applications thermoélectriques au bâtiment provient de la nature même des modules : ils sont mal adaptés car soumis à de nombreuses contraintes techniques et technologiques limitant les dimensions de ces dispositifs à quelques centimètres.

#### I.5.2.2 Systèmes solaires hybrides

La possibilité d'augmenter la production d'électricité dans les cellules photovoltaïques en intégrant un générateur thermoélectrique a été étudiée dans la littérature par plusieurs chercheurs. Chavez-Urbiola et al [73] ont testé une configuration où les modules thermoélectriques étaient installés entre les modules photovoltaïques et l'évacuateur de chaleur. Des modules commerciaux en Bismuth-Tellurure ont été utilisés. Ils ont montré que ce type de système hybride est intéressant dans les pays à haute insolation. Les modules thermoélectriques aident ainsi le système à atteindre la stabilité thermique et améliorent ainsi les performances des cellules photovoltaïques tout en permettant une production électrique supplémentaire.

### **I.5.2.3 Energie Humaine**

Lossec et al [74] ont travaillé sur l'optimisation des dimensions d'un générateur thermoélectrique capable de produire de l'électricité à partir de la chaleur du corps humain. Le générateur thermoélectrique sera en contact avec le corps humain d'un côté et avec l'air (avec ou sans un dissipateur thermique) de l'autre côté. Le but étant de pouvoir utiliser l'électricité récupérée pour alimenter un capteur communicant. Leurs résultats ont montré une dimension optimale pour un maximum de performances du générateur thermoélectrique. Cependant, le système n'est pour l'instant pas assez efficace pour ce type d'application.

### **I.5.2.4 Alimentation des capteurs**

L'utilisation des systèmes de récupération de l'énergie pour alimenter des capteurs autonomes sans fils est essentielle pour la réalisation d'un tel capteur pour deux raisons principales : tout d'abord, l'autonomie réduit le poids ainsi que la complexité de l'ensemble du système car aucun câblage conventionnel pour la transmission de données et de puissance n'est nécessaire. Puis cette approche élimine la nécessité des contrôles de maintenances régulières sur les capteurs pour remplacer les sources d'énergie locales. Samson et al [75] ont testé un capteur autonome sans fil utilisant un générateur thermoélectrique comme source d'énergie sur un avion de chasse. Le générateur thermoélectrique est connecté d'un côté à la coque de l'avion ayant une température variable entre 20 et -21 °C et l'autre côté avec un récipient contenant des matériaux à changement de phase. Leur étude a montré un rendement de conversion du générateur thermoélectrique de plus de 7 %.

## **I.6 Etat de l'art des générateurs thermoélectriques pour application moteur à combustion**

Un générateur thermoélectrique est un système composé de plusieurs éléments qui, une fois assemblés, sont capables de produire une puissance électrique à partir d'une source chaude et d'une source froide. De manière générale, le générateur thermoélectrique est composé d'un échangeur thermique connecté aux sources de chaleurs, des modules thermoélectriques et d'un système de bridage. Ce paragraphe tient à présenter l'état de l'art des différentes optimisations des échangeurs thermiques et l'importance de l'optimisation du système de bridage sur les performances des générateurs thermoélectriques.

### **I.6.1 Description d'un générateur thermoélectrique**

#### **I.6.1.1 Echangeur de chaleur**

Les échangeurs de chaleurs sont des dispositifs utilisés pour permettre et optimiser le transfert de chaleur d'un milieu vers un autre. Dans le cas d'un générateur

thermoélectrique, ils constituent la phase intermédiaire entre la source chaude et le module thermoélectrique. Une optimisation de l'échangeur de chaleur est souvent nécessaire pour optimiser les performances des générateurs thermoélectriques [76].

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon différents aspects soit :

- leur disposition d'écoulement : en parallèle, en contre-courant et en courant croisé.
- le mécanisme de contact : de contacts récupérateurs, de régénération et de contact direct.
- leur architecture : double tube, les tubes, les tubes en spiral, les plaques planes, les lamelles et enfin les échangeurs à ailettes internes ou externes [77][78].

La sélection de l'échangeur de chaleur « idéal » est le principal défi de tous les travaux de recherche sur les générateurs thermoélectriques. En effet, chaque application impose ses propres contraintes (volume d'installation, pertes de charge, masse...). Bien que le coût de production soit un paramètre important dans l'équation pour permettre à la thermoélectricité de voir le jour sur un moteur, c'est surtout le coût des modules et matériaux thermoélectriques qui doit être réduit en priorité.

Depuis que les générateurs thermoélectriques sont étudiés pour les moteurs (principalement automobiles), différents types d'échangeurs thermiques et de méthodes d'optimisation ont été explorés. Des recherches ont été menées sur l'**optimisation des matériaux de l'échangeur** : Serkisnis [79] a utilisé un échangeur de chaleur en acier inoxydable tout en gardant la même géométrie d'un tube d'échappement ordinaire, et a étudié l'effet du changement de matériaux de l'échangeur sur le transfert de chaleur. Cependant, aucune amélioration n'a été mesurée. Pour optimiser le type de matériau, une autre étude a été réalisée par Love et al [80]. L'équipe de recherche a testé les performances d'un générateur thermoélectrique sur un banc d'essais avec deux matériaux d'échangeurs différents : acier inoxydable et aluminium. Leurs résultats ont montré une meilleure performance globale lors de l'utilisation de l'aluminium, dû à l'effet combiné de sa meilleure conductivité thermique (par rapport à l'acier) et à une épaisseur de paroi plus réduite. D'autres recherches ont porté sur l'**optimisation de l'architecture de l'échangeur** : Bass et al [81] ont proposé un échangeur de chaleur en forme de cylindre hexagonal (Figure I.9) pour une application moteur Diesel. A l'intérieur de l'échangeur, des ailettes ont été installées pour briser la couche limite laminaire et améliorer la turbulence des gaz donc l'échange convectif. Leurs résultats ont démontré la possibilité de produire 1 kW d'énergie électrique sur l'échappement d'un moteur Diesel dans un faible volume. Cependant, aucune étude supplémentaire n'a été réalisée pour mesurer les pertes de charge de cet échangeur.



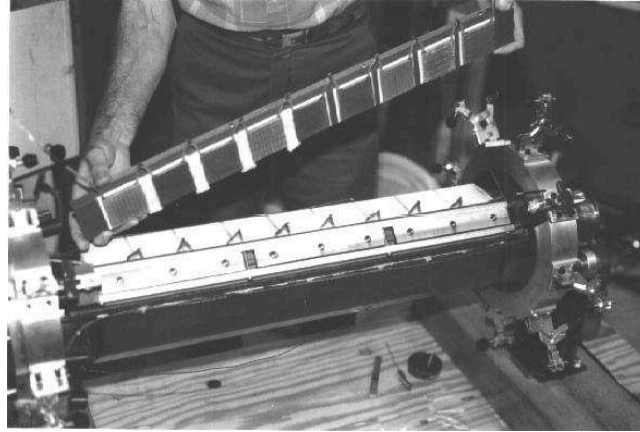


Figure I.9 Echangeur développé par Bass el al [81]

Thacher et al [82] ont employé un échangeur de chaleur rectangulaire (Figure I.10) compact, avec des lames internes en offset en acier au carbone AISI 1018 pour un moteur à essence de 5,3L (type V8). La longueur totale de l'échangeur est de 34,3 cm divisé en un réseau de 10 canaux. L'entrée et la sortie de chaque canal sont décalées (classique d'une configuration offset). Les résultats ont montré une puissance maximale de 130 W générée par le générateur thermoélectrique pour un point de fonctionnement correspondant à une vitesse véhicule de  $112 \text{ km.h}^{-1}$  (autoroute).

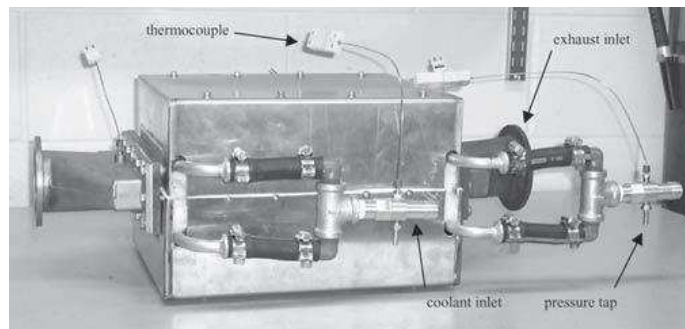


Figure I.10 Echangeur développé par Thacher el al [82]

Crane et al [83] ont amélioré l'échange thermique en passant d'un échangeur plat à un échangeur cylindrique (Figure I.11) développé par BSST (Amerigon) en collaboration avec BMW et Ford. L'échangeur thermique est positionné dans une doublure concentrique à la ligne d'échappement. L'échange thermique côté chaud/gaz est optimisé par des ailettes brasées en métal colaminé (acier inoxydable/cuivre/acier). Leurs résultats a montré jusqu'à 5 % d'amélioration de consommation de carburant lorsque le véhicule circule à une vitesse constante de  $135 \text{ km.h}^{-1}$ . La dernière version du prototype de générateur thermoélectrique (Gen3) a ainsi délivré jusqu'à 680 W sur banc d'essais.

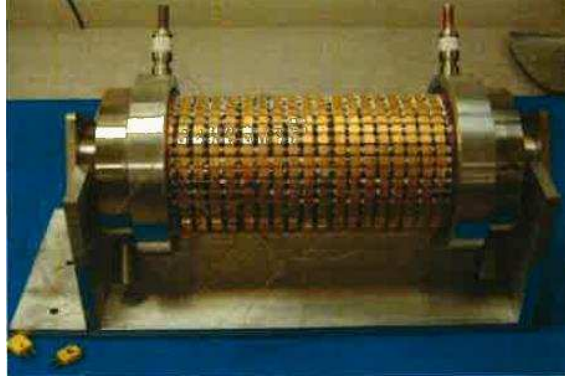


Figure I.11 Générateur thermoélectrique cylindrique [84]

La modification de la géométrie interne de l'échangeur pour l'amélioration des transferts thermiques est une méthode d'optimisation de l'échangeur thermique exploitée dans la littérature. Hsu et al. [85] ont ajouté des chicanes internes d'épaisseur 3 mm sur un échangeur thermique plan afin d'améliorer la distribution de débit et l'écoulement turbulent. Les résultats ont montré une réduction de la résistance thermique de conduction des gaz d'échappement, une augmentation de la température de la surface de l'échangeur ainsi que l'uniformité de la distribution de température dans l'échangeur et donc une amélioration des performances du générateur thermoélectrique. Liu et al [86] ont travaillé sur l'optimisation de la distribution des chicanes internes dans un échangeur thermique en étudiant deux configurations (voir Figure I.12) : 1- chicanes internes d'épaisseur 3 mm placées en forme « fish-bone », 2- chicanes internes d'épaisseur 5 mm en forme chaotique. Les résultats ont montré un meilleur comportement du générateur thermoélectrique dans la deuxième configuration due à l'augmentation de la surface de contact avec les gaz d'échappement ainsi qu'une meilleure distribution de la température de la surface de l'échangeur.

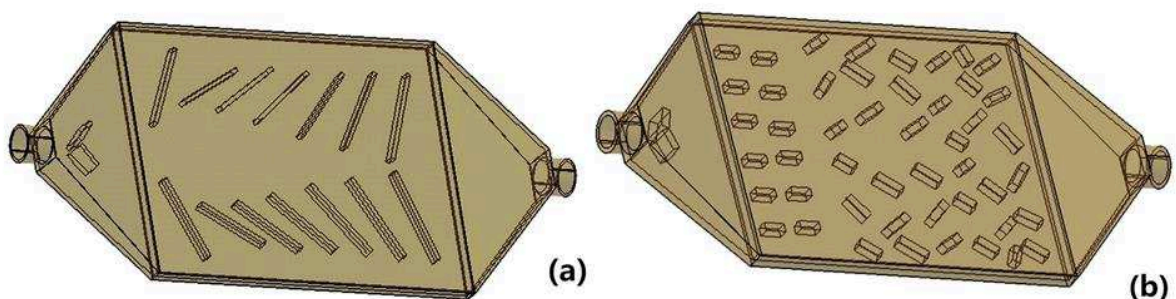


Figure I.12 Distribution des chicanes internes : (a) configuration Fish-bone, (b) configuration chaotique [86]

De nombreux projets de développement thermoélectriques ont été réalisés sur des échangeurs à plaques (plate & fins) avec des modules de grandes tailles. Cependant, cette voie s'est avérée difficile à mettre au point, comme l'a démontré General Motors en 2011 [87]. En effet, la planéité des plaques d'échangeur chaud et la qualité du bridage des modules sont deux paramètres majeurs pour assurer un bon contact thermique entre les modules et l'échangeur, et donc obtenir un générateur thermoélectrique performant. Or, aucune solution industrielle ne semble exister actuellement à coût acceptable pour l'automobile avec des modules de grandes dimensions ( $>30 \times 30 \text{ mm}^2$ ). La configuration des ailettes internes de l'échangeur chaud en tube (tubes & fins) a été retenue dans le projet européen HeatReCar [88] (Fiat, Valeo, ThermoGen) qui a abouti à une performance maximale de 500 W sur un moteur Diesel 2.3L (véhicule ciblé : IVECO Daily) avec une température d'échappement de 300 °C max (Figure I.13).

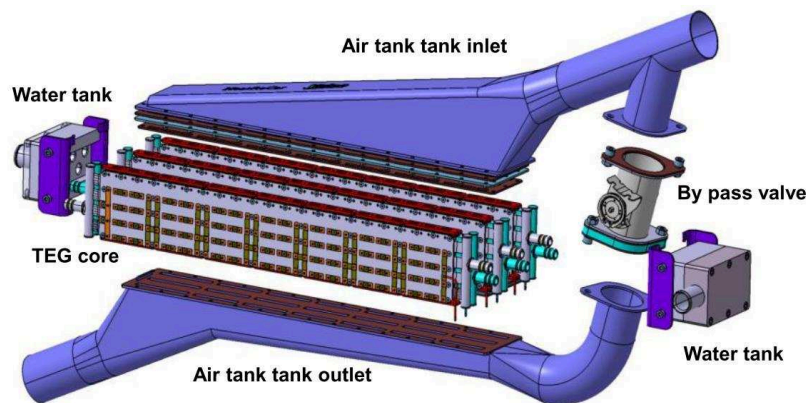


Figure I.13 Générateur thermoélectrique de l'ordre de 500 W développé dans le projet Heat ReCar [88]

Enfin, même si ce point a été souvent peu mentionné dans les premiers travaux de recherche, il est important de noter qu'un générateur thermoélectrique sur l'échappement d'un moteur génère des pertes de charge. Du point de vue moteur automobile, ces pertes de charge sont équivalentes à une augmentation de la pression en sortie moteur et donc une perte de puissance du moteur. Une limite de pertes de charge de 30 mbar est souvent prise en compte par les motoristes comme critère lors de la conception de l'échangeur thermoélectrique. Au-delà, la surconsommation générée par le générateur thermoélectrique est trop pénalisante pour le moteur. Une solution retenue dans plusieurs travaux de recherche pour limiter les pertes de charge à 30 mbar sur tous les points de fonctionnement moteur est l'installation d'un bypass. Ce clapet permet de réduire le débit passant à travers l'échangeur lorsque les pertes de charges atteignent 30 mbar (Figure I.13) mais génère un coût supplémentaire non négligeable. Par ailleurs, du moment où le bypass s'active, il est légitime de considérer que l'énergie des gaz d'échappement n'est pas totalement valorisée. Il y a donc une optimisation fine du moteur et de l'échangeur à faire et qui sera détaillée au Chapitre V.

### **I.6.1.2 Système de bridage**

Modifier les géométries de l'échangeur thermiques (forme, ailettes, canaux) pour assurer un transfert thermique optimum entre les gaz chauds et les modules thermoélectriques n'est suffisant que si les modules thermoélectriques sont bien en contact avec les échangeurs. Un système de bridage mécanique est souvent ajouté pour appliquer une contrainte par compression sur les modules thermoélectriques. Cette contrainte permet d'obtenir la pression suffisante pour assurer le contact au niveau des interfaces module thermoélectrique/ échangeur thermique et ainsi limiter la perte d'efficacité qui serait induite par une forte résistance thermique de contact.

Dans de nombreux cas, le dispositif appliquant cette contrainte est progressif (ressort à lames ou hélicoïdales, rondelles Belleville, matériaux élastique et déformables...), permettant ainsi de s'accommoder des variations géométriques engendrées par les dilatations thermomécaniques. Les différents systèmes de bridage présents dans la littérature vont être présentés dans la partie applications au moteur automobile (paragraphe I.6.2). D'autres systèmes recourent à un bridage plus rudimentaire et à l'utilisation d'un matériau d'interface accommodant entre les modules et les échangeurs chaud, comme de la graisse thermique ou une feuille de graphite. Cependant, cette solution, bien qu'efficace, est généralement proscrite pour des raisons de coût et de fiabilité (difficulté au montage, vieillissement rapide de la graisse thermique en température...).

## **I.6.2 Générateurs thermoélectriques pour application automobile**

Le milieu automobile est probablement le secteur qui référence le plus grand nombre de projets et brevets publiés sur la thématique des générateurs thermoélectriques pour la récupération énergétique. Il faut bien noter qu'aucun générateur thermoélectrique pour application automobile n'est à ce jour commercialement disponible pour une automobile. Ce système est pour l'instant trop cher pour le gain apporté (réduction de 1 à 2g de CO<sub>2</sub>.km<sup>-1</sup>). Les constructeurs automobiles ont donc ralenti leurs recherches dans ce secteur en attendant une amélioration des matériaux thermoélectriques, conjuguée à une optimisation poussée des échangeurs thermiques.

Dans ce paragraphe quelques démonstrateurs des brevets publiés seront présentés :

- Générateur thermoélectrique EGR pour BMW [89]:

Le partenariat BSST/ BMW/ Emitec étudie également l'intégration d'un générateur thermoélectrique dans l'échangeur de chaleur EGR (Exhaust Gaz Recirculation). Cet échangeur thermique est basé sur un design à tubes à calandre. Les gaz circulent dans les tubes et le liquide de refroidissement dans la calandre à contre-courant. Les matériaux thermoélectriques envisagés pour cette application sont les couples PbTe (Plombe-Tellurure) et Skutterudite.



Figure I.14 Générateur thermoélectrique BMW [89]

- Générateur thermoélectrique General Motors (GM)[90] :

Il s'agit d'un générateur thermoélectrique appliqué à l'échappement d'un moteur automobile développé par GM, comme représenté sur la Figure I.15. L'échangeur thermique côté chaud est composé d'un unique tube de section rectangulaire, dont l'échange thermique est probablement renforcé par la présence d'ailettes internes. Le refroidissement est assuré par la circulation d'un liquide dans un réseau de blocs, positionnés individuellement sur chaque module thermoélectrique. 42 modules thermoélectriques en Bismuth-Tellure sont positionnés sur les 2 grandes surfaces planes externes de l'échangeur chaud. Un circuit de bypass est présent pour réguler ou limiter le passage des gaz dans le générateur thermoélectrique.



Figure I.15 Générateur thermoélectrique GM [87]

- Générateur thermoélectrique développé par MARLOW Industries [91]

Ce générateur thermoélectrique est composé d'un système de bridage composé de ressorts à lames précontraints, un échangeur froid composé des plaques froides alimentées par une

circulation d'eau, des cellules thermoélectriques et d'un échangeur chaud en configuration « plates and fin » alimentés par une circulation de gaz (voir Figure I.16).

Ce qui démarque ce prototype est l'utilisation d'un assemblage de matériaux colaminés (acier inoxydable/ cuivre/ acier inoxydable) pour fabriquer les ailettes de l'échangeur chaud afin d'augmenter la conductivité thermique de l'ailette tout en évitant les risques de corrosion liés à la nature du gaz à haute température. Une couche en nickel entre les éléments thermoélectriques et les électrodes en cuivre est également utilisée afin d'établir une barrière de diffusion.

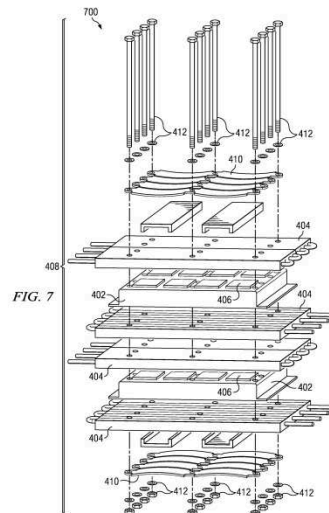


Figure I.16 Générateur thermoélectrique de MARLOW [91]

Un projet français appelé RENOTER (Waste heat recovery in engine exhaust through thermoelectricity) a été réalisé dans le but de montrer la possibilité de l'utilisation de la thermoélectricité pour un moteur à combustion interne. Dans la première partie de projet (2008-2012), il s'agissait de développer un prototype capable de générer 300 W pour un moteur automobile classique (2,0 L – 150 chevaux) et jusqu'à 1 kW pour un moteur camion (11 L - 460 chevaux). Les matériaux thermoélectriques utilisés étaient de  $Mg_2Si$ / $MnSi$  et les plots thermoélectriques ont été intégrés directement dans l'échangeur (Figure I.17) [92].

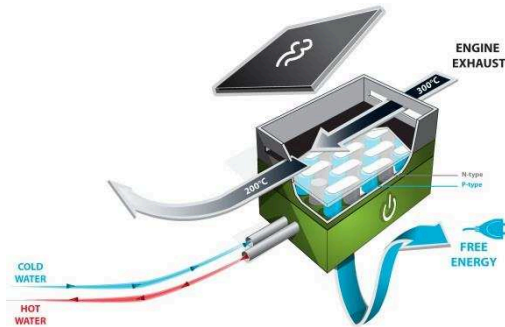


Figure I.17 Générateur thermoélectrique développé dans le projet RENOTER I [92]

Leurs essais expérimentaux ont été réalisés sur un mini prototype de 10 plots thermoélectriques assurant 1,8 W pour 600 °C de température de gaz chauds. Une simulation numérique a ensuite été réalisée afin de montrer la possibilité de produire 250 W électrique en utilisant 1300 plots thermoélectriques et en respectant le critère de pertes de charge maximale de 30 mbar pour un débit de 20 g.s<sup>-1</sup>. Par contre, ces résultats ne sont pas suffisants pour justifier l'application de ce système sur un moteur automobile étant donné qu'il n'y a pas de résultats expérimentaux prouvant ce niveau de performance. La température des gaz de 600 °C imposait une installation de ce système à la sortie de la turbine sachant que la littérature a montré qu'un générateur thermoélectrique doit être placé après les systèmes catalytiques donc avec des températures de 200 – 300 °C. Par ailleurs, les débits des gaz d'échappement dépassaient grandement les 20 g.s<sup>-1</sup> et, par conséquent, la limite concernant les pertes de charge de 30 mbar peut ne pas être respectée.

Dans la suite de ce projet, RENOTER II (2013 – 2018), les chercheurs ont travaillé sur le développement des nouveaux matériaux thermoélectriques à base de Siliciure (Mg<sub>2</sub>Si<sub>1-x</sub>Sn<sub>x</sub> et HMS) ainsi que sur l'architecture et l'intégration de l'échangeur [93] (voir Figure I.18). Côté matériaux, ils ont pu développer des matériaux avec un ZT = 1,4 pour une température de gaz chaud de 400 °C. Leurs résultats ont montré jusqu'à 65 % d'amélioration des performances par comparaison avec la première phase du projet. Le démonstrateur utilisé contient 24 tubes et 864 plots thermoélectriques. Il a été installé à la sortie des cylindres d'un moteur à essence (1.2 L – 85 kW). Il a pu générer 273 W de puissance dans les conditions « route droite avec une vitesse de 130 km.h<sup>-1</sup> » avec 48 mbar de pertes de charge. Malgré l'amélioration du design par rapport à la première phase du projet, ce prototype a une perte de charge supérieure à 30 mbar ; ce qui a imposé de limiter le fonctionnement du générateur thermoélectrique sur des points de fonctionnement moteur à basse/moyenne charge et à bas régime. Par ailleurs, les interactions pouvant exister entre ce système et les éléments de post-traitement moteur n'ont pas été étudiées, ce qui peut poser des questions sur la possibilité de son intégration dans son emplacement actuel sur une ligne d'échappement. Enfin, une troisième

génération d'échangeur, utilisant des rondelles thermoélectriques, a été investiguée à petite échelle, montrant une performance améliorée de 20 %.



Figure I.18 Assemblage du générateur thermoélectrique du projet RENOTER II [93]

La société américaine GMZ Energy a développé deux prototypes en utilisant des modules en Half-Heusler (voir Figure I.19) ayant un  $ZT_{max} = 1$  à 500 °C et une puissance maximale de 7,5 W par module pour une température chaude de 600 °C. Le premier prototype a été utilisé sur un moteur Diesel militaire de taille 15 L. Les résultats expérimentaux ont permis d'obtenir une puissance électrique maximale de 1093 W pour une température des gaz chauds de 550 °C et des pertes de charge de 48 mbar. Le deuxième prototype a été utilisé pour un moteur de taille automobile. Les résultats ont permis d'obtenir une puissance électrique de 190 W pour un niveau de pertes de charge de 7,6 mbar avec un débit maximal des gaz de 20 g.s<sup>-1</sup>. Malgré l'amélioration des performances due à l'utilisation des matériaux de Half-Heusler dans ce projet, l'intégration de ce type de générateur thermoélectrique dans un processus de commercialisation n'est actuellement pas possible en raison des prix élevés de ce type de modules. De plus, la société GMZ Energy a fait faillite il y a quelques mois.



Figure I.19 Module thermoélectrique Half-Heusleur de GMZ Energy [94]

Le rendement d'un générateur thermoélectrique dépend fortement de la température et du débit des gaz d'échappement ainsi que des performances des modules thermoélectriques.



La plupart des études dans la littérature ont été réalisées sur l'optimisation de l'échangeur thermique qui est limité par un niveau de pertes de charge ou bien des matériaux thermoélectriques qui sont limités par le coût de fabrication. Cependant, les propriétés dynamiques des gaz d'échappement telles que les pulsations générées par le mouvement des pistons et des soupapes d'admission et d'échappement ont certainement un effet, qui n'est pour l'instant pas documenté dans la littérature. Ce point mériterait d'être étudié afin d'améliorer le rendement du générateur thermoélectrique.

## **I.7 Etat de l'art des moyens de tests d'échangeurs thermoélectriques**

L'étude de l'approche expérimentale (i.e. de la démarche scientifique et des outils/bancs de mesures conçus par les auteurs) est importante car elle va guider une partie des travaux de thèse. Plusieurs dispositifs expérimentaux utilisant différentes sources de chaleur ont été présentés dans la littérature. L'objectif principal est généralement de caractériser différents modèles d'échangeurs thermiques et de modules thermoélectriques, avec à chaque fois différents paramètres variables (longueur échangeur, nombre de modules, type de matériau,...). Pour la source chaude, une grande diversité de solutions a été proposée : de l'air, une chambre à combustion, un moteur à combustion interne, de l'énergie solaire ou bien des blocs chauffants. Pour la source froide, l'utilisation de l'eau ou d'eau glycolique prédomine dans la littérature mais certains auteurs ont également utilisé la convection naturelle. Certains intègrent même parfois des matériaux à changement de phase dans les dispositifs entre les sources de chaleur.

Ikoma et al [95] ont étudié les performances d'un générateur thermoélectrique équipé de 72 modules en  $\text{Si}_2\text{Ge}$  de dimensions 3.5x3.5x8 mm. Les modules étaient installés sur un échangeur rectangulaire avec des ailettes internes parallèles au sens de l'écoulement des gaz chauds, afin d'augmenter le coefficient de transfert thermique. L'eau a été utilisée pour le refroidissement en intégrant sur l'échangeur une couche de silicone en gel qui sépare les côtés froids des modules de l'échangeur froid (isolation électrique). Une chambre de combustion (un brûleur) avec un rapport d'air/carburant a été utilisée comme source chaude. Un schéma du dispositif expérimental utilisé est présenté dans la Figure I.20. Le but des essais était de caractériser les performances de ce générateur thermoélectrique en fonction de la différence de température entre les sources chaudes et froides. Les résultats ont montré une performance maximale de 1,25 W par module thermoélectrique pour une différence de température de 600 K, générant une puissance totale électrique de 90 W ce qui était considérable à cette époque. Par contre, il n'y a pas plus d'information sur les pertes de charge résultantes, ce qui ne permet pas de savoir si ce système est intégrable sur une ligne d'échappement moteur.

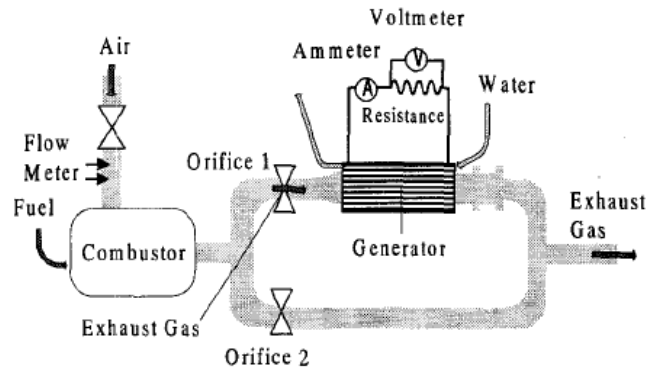


Figure I.20 Banc d'essais avec une chambre de combustion utilisé par Ikoma et al [95]

En 2014, Höglblom et al [96] ont développé un dispositif expérimental (Figure I.21) capable de mesurer les performances (température, puissance électrique, ...) de deux modules thermoélectriques à la fois. Deux modules commerciaux en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de dimensions différentes ont été testés : 80x80 mm et 40x40 mm. Les modules thermoélectriques ont été installés en sandwich entre un bloc en aluminium chauffé électriquement (source chaude) placé au milieu des deux modules, et deux blocs en aluminium refroidis par des tubes d'eau passant à l'intérieur (source froide) installés sur les parties arrières des modules. Un système de bridage constitué de deux ressorts est utilisé pour maintenir les deux blocs froids et assurer une contrainte de bridage spécifique tout au long des essais. Leurs résultats ont montré une performance maximale du premier module de 13,8 W et de 3,1 W pour le deuxième et une différence de température de 422 K. Cela a montré qu'il n'y a pas de relation linéaire entre le nombre de plots thermoélectriques présent dans le module et la puissance électrique générée. Ce niveau de performances n'est pas suffisant pour une application au moteur à combustion interne. En effet l'obtention d'un prototype de 300 W nécessite 100 modules de la taille 40x40 mm ou 22 modules de la taille 80x80 mm ce qui est nettement plus grand que la surface disponible pour une potentielle application à un moteur de taille automobile.

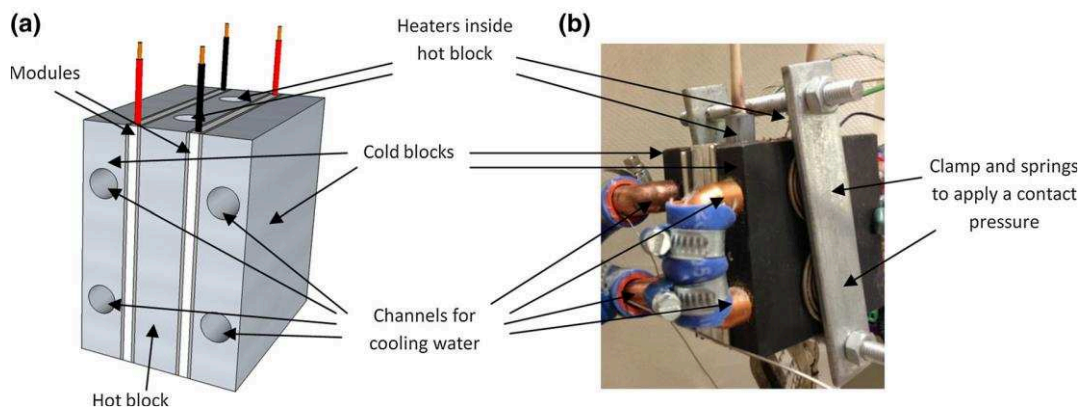


Figure I.21 Dispositif expérimental de Höglblom et al. 2014 [96]

En 2016, Höglblom et al [97] ont utilisé les résultats de ce même dispositif expérimental pour valider un modèle numérique du générateur thermoélectrique. Leurs résultats ont montré que lorsque les 2 modules thermoélectriques connectés en série sont soumis à des valeurs de température ( $\Delta T$ ) différentes ( $dT1$  et  $dT2$ ), le module avec le plus grand  $\Delta T$  force le courant à circuler dans le sens contraire dans le module soumis à un  $\Delta T$  moins important. Cela montre qu'il est important de bien établir le schéma de connexion électrique des modules entre eux et de leurs propriétés respectives.

Chen et al [98] ont caractérisé un générateur thermoélectrique en configuration indirecte. Un caloduc a été utilisé pour transférer la chaleur de l'air chaud au module thermoélectrique et formé la source chaude. Deux modules thermoélectriques en  $Bi_2Te_3$  de dimensions 28x28 mm connecté en série électriquement ont été installé sur le caloduc. Des dissipateurs thermiques étaient connectés de l'autre côté pour chaque module afin de les refroidir par convection naturelle. Le générateur thermoélectrique (Figure I.22) testé a pu atteindre une puissance maximale de 2,38 W pour une température d'air chaud de 521 K. Ce faible niveau de puissance est très important compte tenu des performances des modules dans la littérature en utilisant la configuration directe. Soit dans ce cas, 23 % moins de puissance que celle obtenue avec module en configuration directe utilisé par Höglblom et al [96] mais sans avoir d'impact sur les pertes de charge dans la ligne d'échappement.

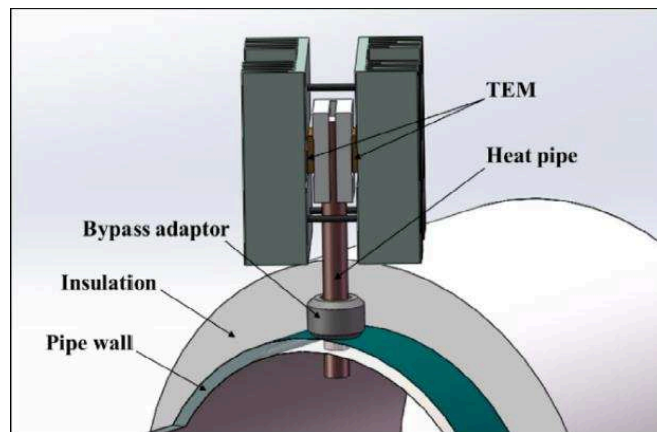


Figure I.22 Banc utilisé par Chen et al [98]

Jaworski et al [99] ont caractérisé les performances d'un générateur thermoélectrique (Figure I.23) en utilisant l'énergie solaire comme source chaude et des matériaux à changement de phase (MCP) pour la source froide. Neuf modules thermoélectriques de dimensions 40x40 mm ont été installés entre deux plaques en cuivre. D'un côté la plaque est peinte en noir pour optimiser la captation d'énergie solaire, et de l'autre coté la plaque était en contact avec un récipient cubique contenant les MCP. Une lampe à infrarouge a été utilisée pour représenter la source de chaleur. Leurs résultats ont montré une puissance

générée maximale de l'ordre de 0,14 W pour une température maximale côté chaud de 313 K. Cette puissance reste assez faible et démontre la nécessité de concentrer l'énergie solaire pour augmenter le flux thermique et donc le  $\Delta T$  aux bornes des modules.

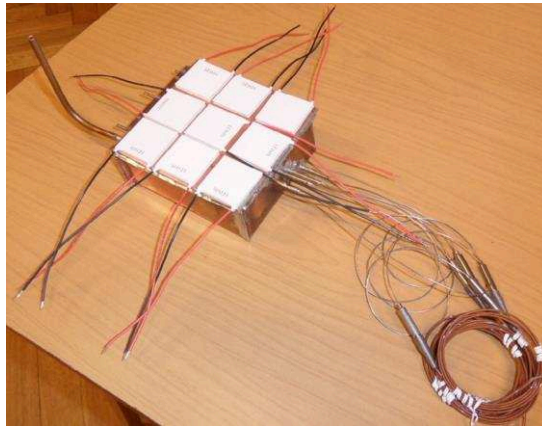


Figure I.23 TEG testé par Jaworski et al. [99]

Jeng et al [100] ont testé les performances d'un générateur thermoélectrique en utilisant un moteur monocylindre, 4 temps et de cylindrée 35,8 cm<sup>3</sup>. La Figure I.24 illustre la configuration du dispositif expérimental. Un dissipateur thermique à ailettes est installé à l'intérieur de l'échangeur chaud. Les gaz chauds circulent à l'intérieur de l'échangeur à travers un circuit dédié. Les ailettes internes sont identiques et montées de façon à générer une turbulence à l'intérieur de l'échangeur, ce qui assure ainsi un meilleur transfert thermique et une distribution uniforme de température sur les 4 côtés de l'échangeur. Les modules thermoélectriques sont fixés avec des boulons sur la surface extérieure de l'échangeur chaud. Un système de bridage composé de vis assure le serrage des modules entre l'échangeur chaud et l'échangeur froid. Le générateur thermoélectrique est instrumenté par deux modules commerciaux en Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>. Les résultats ont montré une puissance maximale de 2,7 W et un rendement maximal de 3,6 % pour une différence température de 393 K entre la source chaude et la source froide ce qui est relativement élevé en comparant au rendement récurrent dans la littérature (1-2 %).

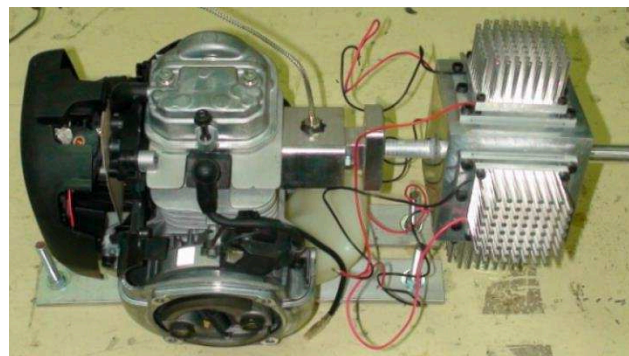


Figure I.24 Dispositif expérimentale utilisé par Jeng et al [100]

Kim et al [101] ont caractérisé les performances d'un générateur thermoélectrique sur un banc moteur (Figure I.25). Quarante modules thermoélectriques customisés ont été installés sur un échangeur thermique rectangulaire de dimensions 253,5x372x60 mm. Des ailettes internes sont installées à l'intérieur de l'échangeur pour améliorer le transfert de chaleur. L'eau à température ambiante circulant dans un échangeur couvrant toute la surface des modules a été utilisée pour refroidir les modules. Le débit d'eau a été fixé à 8 L.min<sup>-1</sup> et 3 vitesses de rotation moteur (1000, 1500 et 2000 tr.min<sup>-1</sup>) ont été utilisées pour déterminer l'effet du débit des gaz d'échappement sur les performances du générateur thermoélectrique. Le moteur utilisé est un moteur Diesel 6 cylindres avec une cylindrée de 3933 cm<sup>3</sup> et un maximum de puissance de 110 kW. Leurs résultats ont montré que les performances du générateur thermoélectrique augmentent avec l'augmentation de la charge et la vitesse de rotation du moteur. Ils ont pu atteindre une puissance électrique maximale de 119 W et un rendement maximal de 2,8 % pour une vitesse de rotation de 2000 tr.min<sup>-1</sup>. Cela provient de l'augmentation de la température des gaz d'échappement avec l'augmentation de la charge et la vitesse de rotation. Il est également important de noter que le fonctionnement des générateurs thermoélectriques présents dans la littérature est limité pour les points à pleine charge moteur à cause des débits élevés des gaz chauds et donc l'augmentation des pertes de charge sur les lignes d'échappement.

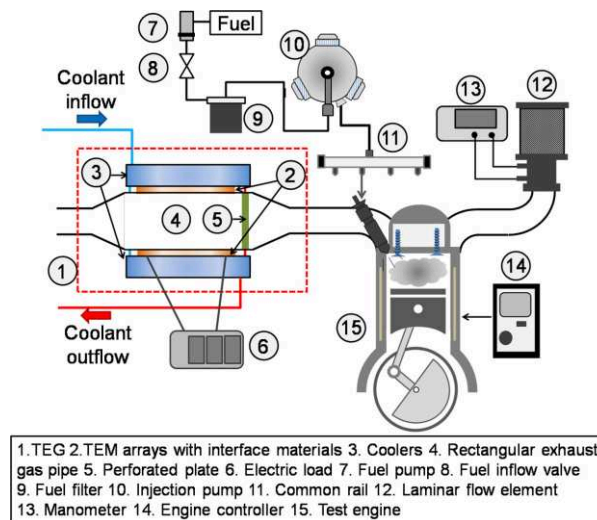


Figure I.25 Configuration du banc moteur de Kim et al [101]

Temizer et al [102] ont caractérisé un générateur thermoélectrique dans un banc d'essais moteur sur un moteur Fiat Doblo Diesel, 4 cylindres et de cylindrée 1900 cm<sup>3</sup>. Le générateur thermoélectrique a été placé entre la sortie turbine et le silencieux, et les points expérimentaux ont été réalisés sur deux charges moteur à 50 et 100 Nm. L'échangeur utilisé est de forme octogonale, formé de huit plaques en aluminium de dimensions 300x480x2 mm chacune. 40 modules thermoélectriques de dimensions 5,6x5,6x5 mm ont été placés sur l'échangeur et connectés à une batterie par l'intermédiaire d'un

convertisseur DC/DC (Figure I.26). De l'eau a été utilisée comme la source froide avec une plaque en inox d'épaisseur 0,4 mm séparant l'eau des modules. Leurs résultats ont montré une récupération maximale de 157 W pour une charge moteur de 100 N.m et une vitesse de rotation de 3500 tr.min<sup>-1</sup>. Les résultats ont montré que pour les charges moteur testées, une vitesse de rotation supérieur à 2000 tr.min<sup>-1</sup> est nécessaire pour charger la batterie. Ce système n'est donc pas valide pour les points de fonctionnement moteur à bas régime.

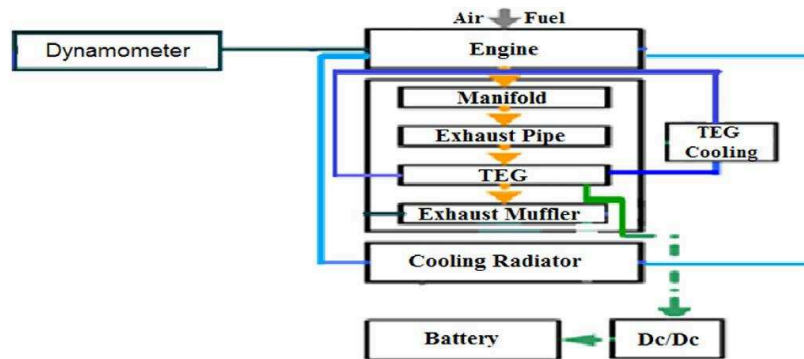


Figure I.26 Configuration du banc moteur de Temizer et al [102].

Deok et al [103] ont réalisé une étude expérimentale comparative des performances d'un générateur thermoélectrique en utilisant l'air chaud, puis les gaz d'échappement comme source chaude. Le générateur thermoélectrique testé est composé d'un module thermoélectrique en Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> commercial (dimensions : 75x75x5 mm) en sandwich entre deux diffuseurs thermiques, l'un étant en contact avec la source chaude (air chaud/ gaz d'échappement) et l'autre en contact avec la source froide (eau). Pour le banc en air chaud (Figure I.27), la source chaude est assurée par une soufflerie et un réchauffeur de l'air. Pour le banc moteur (Figure I.28), le générateur thermoélectrique est installé en aval du convertisseur catalytique d'un moteur Diesel commercial de cylindrée 2199 cm<sup>3</sup>. Leurs résultats ont montré des performances du module maximales de l'ordre de 5 W pour une différence de température (côté chaud – côté froid) de 443 K et un débit de 220 kg.h<sup>-1</sup> sur le banc d'air chaud. Des performances maximales du module de l'ordre de 2 W sont obtenues avec la même différence de température sur le banc des gaz d'échappement. Malgré l'utilisation du même générateur thermoélectriques pour les deux essais, les résultats de cette étude ne sont pas tous exploitables car les auteurs précisent que les mêmes modules sont utilisés pour les deux phases expérimentales mais n'apportent pas d'informations sur l'état des modules après un usage au-delà des températures admissibles (essais à des températures entre 250 °C et 450 °C, proche des températures maximales de fonctionnement des modules autorisées par tous les fournisseurs connus de ce type des modules).

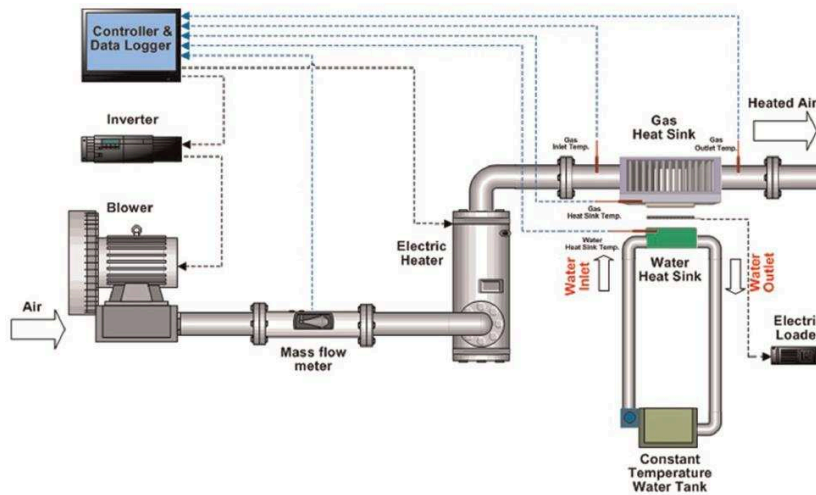


Figure I.27 Banc d'essais air chaud de Deok et al [103]

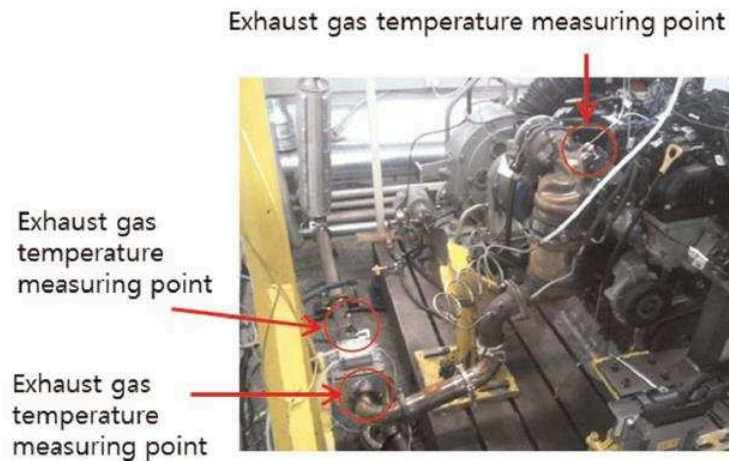


Figure I.28 Banc d'essais moteur de Deok et al [103]

Tous les essais présentés dans la littérature avaient pour objectif commun de mesurer les performances (puissance, tension, courant, ...) des générateurs thermoélectriques sur l'application visée, pour différents points de fonctionnement (débit et température) et pour différents design. En particulier pour les applications utilisant un moteur à combustion, les essais avaient comme but de déterminer le comportement du générateur thermoélectrique pour plusieurs vitesses de rotation moteur et charges moteur.

Le choix des modules thermoélectriques en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  était dominant dans la plupart des études réalisées dans la littérature, certainement en raison de leur facilité d'approvisionnement (voir conclusions du paragraphe matériaux). La comparaison des différentes études entre eux n'est pas aisée sans recourir à une simulation plus poussée car :

- les performances des modules dépendent de leur géométrie (taille, nombre de plots, dimension des plots, ...) et de la méthode de fabrication

- les données matériaux sont rarement fournies
- différents types d'échangeurs et sources de chaleur sont utilisés,

En résumé, pour les générateurs thermoélectriques et les dispositifs de tests:

- l'utilisation de modules thermoélectriques de petites dimensions (<30x30 mm) semble judicieuse pour s'affranchir du problème de bridage/planéité
- la majorité des travaux concerne des modules en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  mais beaucoup de nouveaux projets s'intéressent aux matériaux de remplacement, pour l'automobile principalement
- le rendement de conversion d'un générateur thermoélectrique dépasse rarement 5%

Le Tableau I-1 présente des projets européens et internationaux sur les développements des générateurs thermoélectriques. Le Tableau I-2 présente une étude comparative sur les performances de générateurs thermoélectriques développés pour trois projets différents.

**Tableau I-1**  
**Liste des projets effectués dans le domaine de la thermoélectricité**

Nom du projet	Partenaires industriels	Période	AAP
<b>HeatRecar</b>	ThermoGen, Valeo, Fiat, Siemens, Bosh, Fraunhofer	2009-2012	Européen
<b>NEAT</b>	CEA-Liten, Swenox, Johnson Matthey, Silicon Tile, Swerea, Fraunhofer	2011-2014	Européen
<b>NANOHITEC</b>	Fiat, Fraunhofer, O-Flexx, Faurecia, Novapack	2011-2014	Européen
<b>NEXTEC</b>	KTH, Siemens, Cidete, Electrolux, Seat, Fraunhofer	2011-2014	Européen
<b>BMW-Emitec</b>	BMW, Emitec, Faurecia	2010-	Européen
<b>BSST Phase 1</b>	BSST, Ford, BMW	2004-2009	USA
<b>BSST Phase 2</b>	BSST, Ford, Visteon	2012-	USA
<b>GM Phase 1</b>	General Motors, General Electrics, Marlow	2005-2010	USA
<b>GM Phase 2</b>	General Motors, Marlow	2012 -	USA
<b>MSU</b>	MSU, Cummins, JPL, Tellurex, Air Force Lab	2005-2011	USA
<b>NEDO</b>	Toshiba, Yamaha, Komatsu, EAAJ	2002-2007	NEDO



Tableau I-2

## Comparaison des performances démonstrateur de générateurs thermoélectriques

Comparaison GTE (42 g.s <sup>-1</sup> )	Projet RENOTER (France)		Projet BSST (USA)	Projet HeatReCar (Europe)
Volume GTE (L)	2.8		4.7	4.8
P <sub>électrique</sub>	160 W	370 W	650 W	330 W
T <sub>gaz</sub> (°C)	450 °C	700 °C	620 °C	450 °C
Tension/ Courant	10V/ 16 A	15 V/25 A	2.5 V/ 260 A	20 V/ 16 A
ΔP gaz	9 mbar	15 mbar	42 mbar	9 mbar
Matériaux TE principaux	Mg <sub>2</sub> Si + MnSi		Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + PbTe	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub>
Commentaires	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Pas de terre rare</li> <li>- Compatible haute température</li> <li>- Design compact</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Emploi en quantité de matériaux rares (Tellure) ou toxique (Pb)</li> <li>- Design volumineux</li> </ul>	

## I.8 Etat de l'art de la modélisation en thermoélectricité

Des approches numériques simplifiées sont généralement utilisées dans la littérature pour déterminer le comportement d'un générateur thermoélectrique, car les phénomènes physiques mis en jeu dans la plupart des applications (refroidissement/chauffage, générateur thermoélectrique) sont assez simples. La précision de ces modèles dépend de la prise en compte ou non des hypothèses suivantes:

- L'effet Thomson est considéré comme négligeable.
- Les propriétés thermoélectriques des matériaux sont considérées constantes toute au long du plot thermoélectrique et la température utilisée pour le calcul est la moyenne entre les côtés chaud et froid du plot.

Cette partie présente les différentes approches de modélisation d'un générateur thermoélectrique (en citant un exemple pour chaque approche) et en comparant les précisions des différents modèles.

### I.8.1 Modèle Simplifié

L'approche la plus simple pour la modélisation d'un élément thermoélectrique est de considérer le système en équilibre, en supposant une répartition symétrique de l'effet Joule entre les côtés chauds et froids du module thermoélectrique. Cette hypothèse est utilisée dans la littérature pour décrire les phénomènes thermoélectriques en mode refroidissement et génération de puissance [104].

Le coefficient de Seebeck  $\bar{\alpha}$ , la conductivité thermique  $\bar{\lambda}$ , et la conductivité électrique  $\bar{\sigma}$  de l'élément thermoélectrique sont considérés constants dans le module et sont estimés à partir de la température moyenne des côtés chaud et froid  $T_m$  :

$$T_m = \frac{T_c + T_f}{2} \quad \text{I-22}$$

Cette hypothèse est correcte en régime établi, tant que l'effet Joule n'est pas prédominant. D'autres définitions sont considérées en régime dynamique pour évaluer la variation de la température à travers les pieds formant les modules thermoélectriques. Cela permet un calcul plus précis de la température moyenne entre les côtés chaud et froid.

Les équations de la chaleur récupérée et évacuée par le module thermoélectrique ainsi que la puissance électrique générée seront :

$$Q_c = \bar{K}\Delta T + \bar{\alpha}T_c I - \frac{1}{2}I^2\bar{R}_i \quad \text{I-23}$$

$$Q_f = \bar{K}\Delta T + \bar{\alpha}T_f I - \frac{1}{2}I^2\bar{R}_i \quad \text{I-24}$$

Avec :

$$\bar{K} = \frac{\bar{\lambda} \cdot A}{L} \quad \text{I-25}$$

La puissance électrique générée par le module devient donc :

$$P = \bar{\alpha} \cdot I \cdot \Delta T - \bar{R}I^2 \quad \text{I-26}$$

Et le rendement thermoélectrique sera calculé par l'équation I-18.

Dans ces équations, l'effet Thomson est considéré négligeable et l'effet Seebeck est considéré constant. Néanmoins des travaux de recherche ont montré que dans certains cas l'effet Thomson n'est pas négligeable et doit être pris en considération [105]. Une amélioration du modèle simplifiée est présentée dans la suite, tenant compte, entre autre, de cet effet.

## I.8.2 Modèle simplifié amélioré

En comparant au modèle simplifié, deux différences sont identifiées pour ce type de modèle :

- Ce modèle prend en compte l'effet Thomson en considérant une valeur moyenne et équitable sur les deux côtés chaud et froid du module.
- Ce modèle prend en considération la variation du coefficient de Seebeck en fonction de la température (un coefficient approprié à chaque côté du pied thermoélectrique).

La température utilisée pour évaluer chaque coefficient est définie en distinguant les phénomènes passant à travers le pied thermoélectrique (Conduction, effet Joule, effet

Thomson et effet Seebeck). La température moyenne est alors utilisée pour évaluer les coefficients  $\bar{\lambda}$ ,  $\bar{\sigma}$  et  $\bar{\tau}$ . Par contre les coefficients de Seebeck sont appropriés pour chaque côté du module, soit  $\alpha_c$  pour  $T_c$  et  $\alpha_f$  pour  $T_f$ .

Les flux thermiques sont alors calculés par les équations I-27 et I-28 [106]

$$Q_c = \bar{K}\Delta T + \alpha_c T_c I - \frac{1}{2} I^2 \bar{R}_1 - \frac{1}{2} \cdot \bar{\tau} \cdot I \cdot \Delta T \quad \text{I-27}$$

$$Q_f = \bar{K}\Delta T + \alpha_f T_f I - \frac{1}{2} I^2 \bar{R}_1 - \frac{1}{2} \cdot \bar{\tau} \cdot I \cdot \Delta T \quad \text{I-28}$$

La puissance électrique générée est alors égale à :

$$P = (\alpha_c \cdot T_c - \alpha_f \cdot T_f) \cdot I - \bar{R} I^2 - \bar{\tau} \cdot I \cdot \Delta T \quad \text{I-29}$$

### I.8.3 Modélisation analytique

Ce type de modélisation propose une discrétisation de la température et du flux de chaleur tout au long du pied thermoélectrique entre les deux côtés chaud et froid. En régime stabilisé, les coefficients thermoélectriques (coefficient de Seebeck et coefficient de Thomson) sont considérés constants tout au long du pied thermoélectrique. Les températures et flux thermiques sont modélisés par les équations I-30 et I-31 [106] :

$$Q(x) = \bar{\alpha} \cdot I \cdot T(x) - \frac{\bar{\lambda} \cdot I}{\bar{\tau} \cdot \bar{\sigma}} + \frac{(-Q_F + \frac{\bar{\lambda} \cdot I}{\bar{\sigma} \cdot \bar{\tau}}) \cdot \frac{Q_T}{Q_F}}{\exp\left[\frac{Q_T}{Q_F} \left(1 - \frac{x}{L}\right)\right] - \exp\left[-\frac{Q_T}{Q_F} \cdot \frac{x}{L}\right]} \quad \text{I-30}$$

$$T(x) = T_f + (T_c - T_f - \frac{c}{b} L) \cdot \frac{\exp(-b \cdot x) - 1}{\exp(-b \cdot L) - 1} + \frac{c}{b} x \quad \text{I-31}$$

Cette méthode donne légèrement plus de précision qu'en utilisant le modèle simplifié amélioré (Figure I.30), ce qui pose la question sur l'utilité de ce calcul un peu plus complexe pour un faible gain en précision.

### I.8.4 Modélisation en utilisant une analogie électrique

La méthode d'analogie électrique [107] permet de modéliser de façon relativement facile, des phénomènes complexes tels que la variation du coefficient de Seebeck avec la température, les régimes transitoires et les sections variables des pieds thermoélectriques. La Figure I.29 montre un schéma représentatif de l'analogie électrique d'un module thermoélectrique avec une épaisseur  $\Delta x$ . C'est une modélisation unidimensionnelle (1D) des flux thermiques mais dont l'ensemble des non-linéarités peuvent tout de même être intégrer par la suite.

Les paramètres physiques sont dépendants de la température et la section  $A(x)$ . En conséquence, les paramètres du modèle analogique (capacités thermiques et résistances) sont déterminés à partir des équations I-32 et I-33 [108]:

$$C_n = \rho(T) \cdot C_p(T) \cdot A(x) \cdot \Delta x \quad \text{I-32}$$

$$R_n = \frac{\Delta x}{\lambda(T) \cdot A(x)} \quad \text{I-33}$$

Avec n le nombre des nœuds considéré.

L'effet Joule et l'effet Thomson sont pris en compte dans le modèle à travers le flux de chaleur injecté dans chaque nœud à travers l'équation I-36 :

$$\Phi_n = R_e \cdot I^2 - |\tau| \cdot |I| \cdot \frac{T_{n+1} - T_{n-1}}{2} \quad \text{I-34}$$

$R_e$  est la résistance électrique donnée par l'équation I-35:

$$R_e = \frac{\rho_e(T) \cdot \Delta x}{A(x)} \quad \text{I-35}$$

Le flux de chaleur totale est alors donné dans l'équation I-36 :

$$\dot{Q}_n = |\alpha| \cdot I \cdot T_n - \lambda(T) \cdot A(x) \cdot \frac{T_{n+1} - T_{n-1}}{2 \cdot \Delta x} \quad \text{I-36}$$

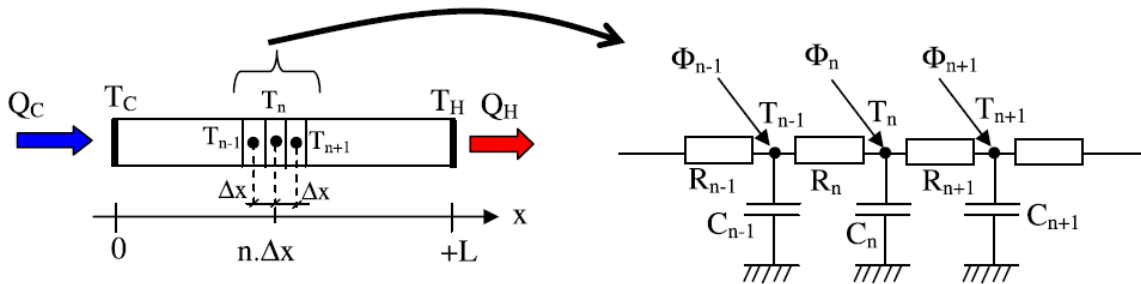


Figure I.29 Schéma analogique du phénomène thermoélectrique [108]

En état transitoire le bilan énergétique s'écrit sous la forme [109]:

$$(\rho c_p) \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = \lambda \frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2} + \frac{J^2}{\sigma} \pm \left[ T(x,t) J \cdot \frac{\partial \alpha}{\partial x} - T(x,t) \left( \frac{\partial \alpha}{\partial T} \right) \cdot J \cdot \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} \right] \quad \text{I-37}$$

La modélisation en utilisant l'analogie électrique présente une flexibilité en fonction des phénomènes physiques et rend le modèle plus complexe. Des logiciels utilisent le langage SPICE (Simulation Program with Integrated Circuit Emphasis) pour résoudre de tels systèmes [110]. Un compromis est nécessaire entre les phénomènes physiques à intégrer dans le modèle et le temps de calcul nécessaire pour le résoudre.

### 1.8.5 Modèle numérique basé sur une discrétisation éléments finis

Généralement, les modèles numériques présentés ci-dessus offrent la possibilité de déterminer les performances du générateur thermoélectrique. Cependant, ils montrent des

capacités limitées, ou du moins une faible flexibilité, pour la mise en œuvre d'effets supplémentaires tels que la chaleur parasite qui contourne par rayonnement ou conduction les pieds thermoélectriques. En outre, l'optimisation finale doit toujours tenir compte des conditions spécifiques à l'application concernant l'accès aux sources de chaleur, qui ne peuvent souvent pas être reproduites par des modèles 1D dans une mesure satisfaisante. Ainsi, la non-linéarité dans la modélisation de matériaux thermoélectriques (résultant de la dépendance à la température des propriétés du matériau) nécessite, dans la plupart des cas, d'utiliser des techniques de calcul disponibles telles qu'une discrétisation 3D par une approche FEM (modélisation en éléments finis). Plusieurs travaux de recherche ont été conduits sur des modèles 3D du générateur thermoélectrique en utilisant le logiciel ANSYS [111] qui utilise des fonctions monotones continues indépendantes pour toutes les propriétés des matériaux thermoélectrique testés. Ces types de modèles permettent de définir les transferts thermiques à travers le générateur thermoélectrique et d'optimiser ainsi la conception de l'échangeur et du module. En contrepartie, un couplage avec d'autres logiciels de simulation thermoélectrique est nécessaire pour déterminer les performances électriques et ainsi la puissance électrique générée.

### I.8.6 Comparaison des différents modèles

Une étude comparative des performances d'un module thermoélectrique en utilisant les différents modèles a été réalisée par Fraise et al [112]. La Figure I.30 montre les performances pour une température chaude de 500 K et une température froide de 300 K. la différence de puissance maximale entre le modèle simplifié et le modèle ANSYS est d'environ 9%. Cependant le modèle simplifié amélioré donne quasiment les mêmes valeurs que celui de ANSYS à part une légère divergence lorsque le courant s'éloigne de la valeur qui donne la puissance maximale.

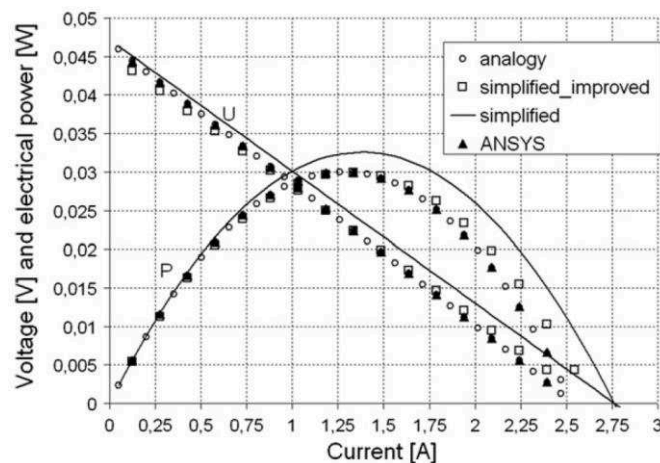


Figure I.30 Performances d'un module thermoélectrique en utilisant différents type des modèles [111]

Ce paragraphe montre la possibilité d'avoir une modélisation précise des performances du générateur thermoélectrique en prenant en considération les variations des propriétés de

matériaux thermoélectriques en fonction de la température. Une modélisation 3D ne permet pas d'améliorer de façon importante les résultats tout en sachant qu'il est également nécessaire de procéder à un couplage avec un autre logiciel afin d'obtenir la partie électrique. La meilleure solution est alors d'utiliser un outil de simulation capable de modéliser les transferts thermiques à travers le générateur thermoélectrique tout en intégrant la variation des propriétés des matériaux en fonction de la température et en même temps fournissant la possibilité d'intégrer un circuit électrique.

## **I.9 Etat de l'art de l'effet de pulsation des gaz à l'échappement sur les échangeurs thermiques et thermoélectriques**

Plusieurs éléments ont été abordés dans la littérature concernant l'optimisation d'un générateur thermoélectrique : l'effet de la position du générateur thermoélectrique sur la ligne d'échappement [57] ou bien de la géométrie interne de l'échangeur qui s'est montrée limitée par le niveau des pertes de charge générées dans la ligne d'échappement [113], ou bien finalement le type de modules thermoélectriques utilisés. L'optimisation des deux premiers paramètres étant maintenant bien connue, l'amélioration de la performance des générateurs thermoélectriques est particulièrement dépendante de l'avancement sur les matériaux (performance  $ZT$ , et coût au kg). L'amélioration du transfert de chaleur entre la source chaude et la paroi extérieure d'un échangeur a également été le centre d'intérêt de nombreuses études dans le but d'améliorer les performances globales de TEG. Au début des années 2000, Chen et al [114] ont examiné numériquement l'effet du transfert de chaleur sur les performances du générateur thermoélectrique. Leurs résultats ont montré un effet très important des pertes de la résistivité électrique par effet Joule et de la perte de chaleur conductive sur la performance de générateur thermoélectrique, ce qui rend l'optimisation de la distribution du transfert de chaleur sur les surfaces de l'échangeur et la conductance de la chaleur, une exigence. Rabari et al [115] ont étudié numériquement l'effet des pertes de transfert de chaleur par convection sur les performances du générateur thermoélectrique. Ils ont observé que la diminution du coefficient de transfert convectif entre la source de chaleur et le dissipateur thermique conduit à une efficacité thermique plus faible et donc à des performances plus faibles du générateur thermoélectrique. Tang et al [116] ont expérimentalement étudié l'effet du transfert de chaleur sur les performances du module thermoélectrique. Leurs résultats ont montré une perte de puissance de 11% dans les modules en raison du déséquilibre thermique. Tae Young et al [117] ont étudié l'effet de la réduction de la résistance de contact sur les performances du générateur thermoélectrique. Environ 120% d'augmentation de puissance ont été observés au taux maximal de transfert de chaleur, lorsque les modules thermoélectriques ont été montés en contact direct avec le liquide de refroidissement et le gaz chaud. La relation directe entre le transfert de chaleur et les performances du générateur thermoélectrique est bien prouvée dans la littérature, ce qui signifie qu'une compréhension et une amélioration

étendues du transfert de chaleur entre le fluide et la surface de l'échangeur de chaleur sont nécessaires pour toute future optimisation.

L'utilisation des écoulements oscillants pour améliorer les transferts thermiques est également un sujet d'intérêt pour plusieurs travaux de recherche ces dernières années. L'une des premières études sur ce sujet a été conduite par Seigel et al [118] qui ont montré une relation explicite entre les transferts thermiques et la fréquence des pulsations. Cooper et al [119] ont expérimentalement étudié le transfert de chaleur par convection d'une section chauffée d'un conduit rectangulaire lors de la présence de pulsations à basse fréquences et grandes amplitudes. Ils ont constaté que les gradients de vitesse adimensionnelle près de la surface de transfert de chaleur sont plus importants pour les écoulements pulsés que pour les écoulements lamellaires stables, entraînant des transferts de chaleur plus élevés. Li et al [120] ont étudié numériquement le transfert de chaleur dans des écoulements pulsés à basses fréquences et de grandes amplitudes en utilisant les résultats expérimentaux de Cooper et al [119] dans le but de déterminer le mécanisme provoquant l'amélioration du transfert de chaleur observé dans un écoulement pulsé. Ils ont constaté que l'amélioration du transfert de chaleur en présence des écoulements pulsés peut être la cause d'oscillations intra-cycle qui favorisent le mélange de fluide. D'autres chercheurs ont étudié l'efficacité d'une corrélation entre l'amélioration du transfert de chaleur et la fréquence de pulsation. Bouvier et al [121] ont expérimentalement étudié le transfert de chaleur dans un écoulement pulsé à l'intérieur d'un tube cylindrique. Les transformées de Fourier des températures mesurées dans plusieurs positions radiales ont montré que les fréquences prédominantes ne sont pas les mêmes dans les parois et dans le fluide, comme si le mur agissait comme un filtre passe-bas par rapport à la sollicitation thermique imposée par les écoulements pulsés la température de fluide. Ainsi, l'établissement d'une corrélation adimensionnelle incluant l'effet de fréquence de pulsation dans une corrélation de Nusselt a été tenté par Akdag et al [122]. Ils ont montré une augmentation globale de transfert de chaleur avec l'augmentation de la fréquence et l'amplitude de pulsations, conduisant à une relation importante entre les écoulements pulsés et le coefficient de transfert de chaleur. Une large étude bibliographique sur les écoulements oscillatoires a été rapporté par Cheng et Zhao [123], et ils ont distingué deux groupes différents des écoulements oscillatoires, tel que les écoulements pulsés et les écoulements réciproques. Le premier groupe conserve toujours le même sens d'écoulement (les amplitudes des oscillations sont inférieurs à la vitesse moyenne de l'écoulement) contrairement au deuxième groupe pour lequel des inversions de sens peuvent apparaître.

Même si la présence de pulsations dans l'échappement du moteur à combustion interne est bien connue, aucune étude n'a été identifiée pour explorer son effet sur les performances de générateur thermoélectrique. Une étude approfondie est alors nécessaire pour quantifier et comprendre cet effet afin de l'utiliser dans des futurs travaux d'optimisations.

*Dans ce chapitre un état de l'art exhaustif des systèmes thermoélectriques et des principes physiques associés a été présenté : les différents effets thermoélectriques, les matériaux thermoélectriques, les échangeurs thermiques et les systèmes de bridage.*

Les différents moyens expérimentaux utilisés dans la littérature ont été présentés avec des *exemples sur les différentes méthodes d'approche numérique existantes*. Les applications industrielles matures et en cours de développement de cette technologie ont été ainsi étudiées.

Une grande partie de ce chapitre a consisté à analyser les travaux de recherche *permettant d'étudier la possibilité d'installer et d'utiliser* des générateurs thermoélectriques sur les moteurs à combustion interne, et en particulier sur les moteurs automobile, *car peu de travaux existent pour les moteurs de bateau*. *L'état de l'art des démonstrateurs publié pour applications moteur automobile a été présenté*. Les recherches ont montré un besoin des matériaux thermoélectriques plus performants (ZT dans la gamme 200-400°C, *prix <1€/W*) *pour une potentielle application dans ce domaine*. En revanche, les grands enjeux économiques dans le domaine de la propulsion maritime associés à la contribution importante du prix du carburant dans le *cout de fonctionnement d'un navire, rend l'utilisation des générateurs thermoélectriques, même en l'état, particulièrement intéressant dans ce domaine précis*.

*L'utilisation d'un générateur thermoélectrique peut donc permettre de récupérer une partie de l'énergie perdue. L'augmentation du rendement d'un tel système peut être faite à différents niveaux : travaux sur les matériaux, optimisation des conditions de fonctionnement notamment en facilitant les transferts thermiques, utilisation des effets pulsatoires...*

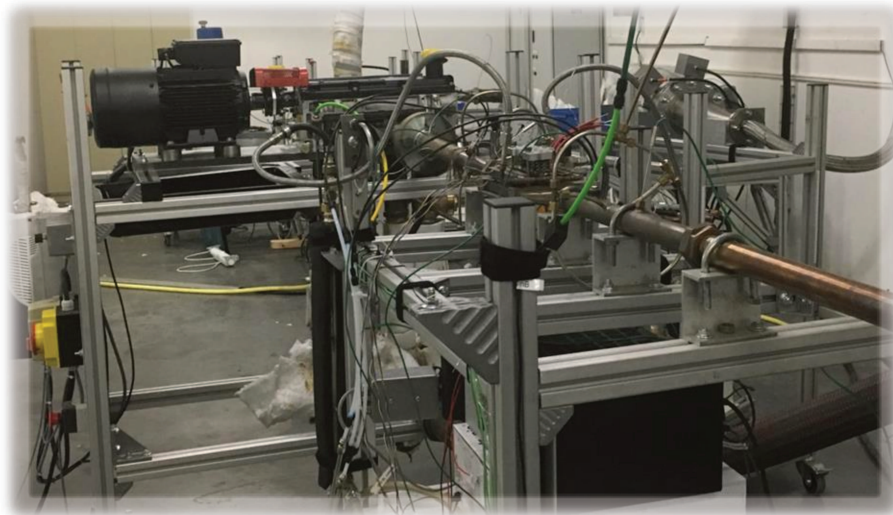




## Chapitre II

### Dispositifs expérimentaux

Dans le cadre de cette thèse, trois dispositifs expérimentaux ont été conçus et développés *au sein du laboratoire LHEEA (équipe TSM) de l'Ecole Centrale de Nantes*. Trois prototypes de générateurs thermoélectriques (développés par le CEA Tech lors d'une précédente étude) et 4 types de modules thermoélectriques commerciaux ont été testés et caractérisés, *afin d'étudier les performances du générateur thermoélectrique sur les différents points de fonctionnement moteur*. L'objectif de ce chapitre consiste à présenter les moyens expérimentaux mis en œuvre qui ont permis d'identifier les paramètres ayant une influence sur le fonctionnement d'un générateur thermoélectrique.



## II.1 Générateurs thermoélectriques

Trois types de prototypes de générateurs thermoélectriques ont été retenus pour les campagnes d'essais : TEG monotube (échangeur A), TEG triple tubes (échangeur B) et TEG cinq tubes (échangeur C). Chaque campagne d'essais avait une configuration différente en termes de types de matériau thermoélectrique et de nombre de modules testés. Ces modules ont par ailleurs été testés simultanément sur la maquette, offrant ainsi la possibilité de les caractériser et de les comparer entre eux lorsqu'ils sont de dimensions proches et intégrés dans le même système mécanique et thermique. Il est également important de noter que les prototypes étaient destinés à être testés sur une ligne d'échappement d'un moteur Diesel. C'est pour cette raison qu'un convergent et un divergent (placés à l'entrée et la sortie du TEG) ont été conçus et fabriqués. Cette partie présente la description des échangeurs et systèmes utilisés pour ces essais.

### II.1.1 Echangeur thermique

De nombreux projets de développement thermoélectriques ont été effectués à partir d'échangeurs à plaques (plate & fins). Des modules de grandes tailles ( $> 50 \times 50 \text{ mm}^2$ ) ont été utilisés (projets américains : BSST Phase 1 en 2008 [124], General Motors en 2011 [87], etc...) mais sans obtenir les performances (puissance électrique et rendement) souhaitées. En effet, la planéité des plaques d'échangeur chaud et la qualité du bridage des modules sont deux paramètres majeurs pour qu'un tel générateur thermoélectrique soit performant, et aucune solution industrielle ne semble exister actuellement à coût acceptable. Plusieurs projets se sont donc portés sur l'utilisation de modules de plus faibles tailles ( $< 20 \times 20 \text{ mm}^2$ ), malgré l'inconvénient immédiat de la complexification du système (beaucoup plus de modules sont nécessaires, l'assemblage est plus complexe, et il faut relier tous les modules entre eux électriquement). Le CEA Tech s'est porté quant à lui sur l'utilisation de tubes fins (tubes & fins) et de modules de petites tailles. C'est également une solution similaire qui a été retenue dans le projet FP7-Transport HeatReCar [88] (générateur thermoélectrique de 500 W à partir de composants « commerciaux »). Les caractéristiques des échangeurs utilisés sont présentées dans l'annexe A.1. Il est également nécessaire de mentionner qu'une autre architecture, cylindrique (ring shape), a également été développée dans plusieurs projets de recherche, dont le projet FUI15 RENOTER2 avec entre autres HotBlock OnBoard et Valeo [125].

#### II.1.1.1 Echangeur monotube (Echangeur A)

L'échangeur monotube est composé d'un tube à ailettes internes, en acier inoxydable, monté entre deux brides. Les ailettes internes s'apparentent à un design « flat tube & fin » sur le plan de l'échange thermique mais sont construits à partir d'une architecture de type « plate & fin ». L'entrée et la sortie du fluide chaud dans l'échangeur thermique sont assurées respectivement par un convergent et par un collecteur divergent, chacun vissé à une flasque et étanchéifié par un joint en graphite. Aux extrémités extérieures du

divergent et du convergent, sont soudés deux tubes pour assurer la connexion à l'échappement du moteur (Figure II.1).

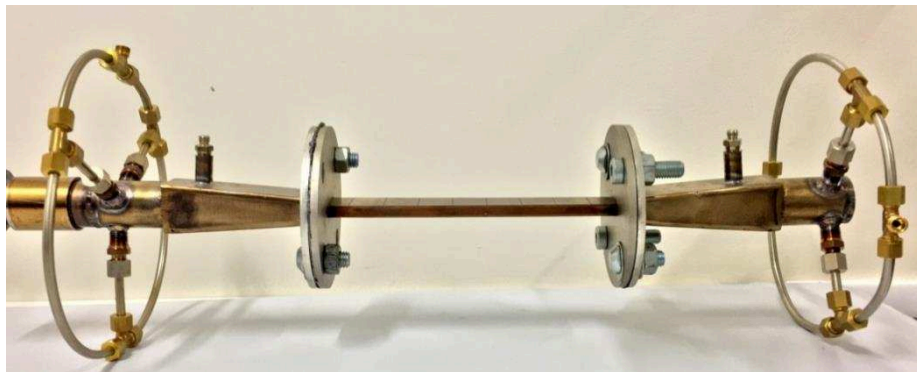


Figure II.1 - Echangeur monotube

### II.1.1.2 Echangeur triple tubes (Echangeur B)

L'échangeur triple tube (échangeur B) est composé de 3 tubes à ailettes internes, montés en parallèle entre deux plaques collectrices. La distribution et la collecte du fluide chaud dans l'échangeur thermique sont assurées respectivement par un distributeur divergent et par un collecteur convergent. Pour limiter les déformations induites par le soudage, pouvant conduire à une dégradation des contraintes dimensionnelles (ex : défaut de parallélisme entre les tubes), deux tubes épais de section rectangulaire ont été soudés entre le divergent (la première plaque collectrice, à gauche sur la Figure II.2) et le convergent (la seconde plaque collectrice, à droite sur la Figure II.2). Ces tubes épais de section rectangulaire assurent ainsi une fonction de masse thermique lors du soudage, réduisant ainsi le retrait des pièces après cette opération. Aux extrémités extérieures du divergent et du convergent sont soudés deux tubes pour assurer les connexions à la source de chaleur côté chaud (Figure II.2).

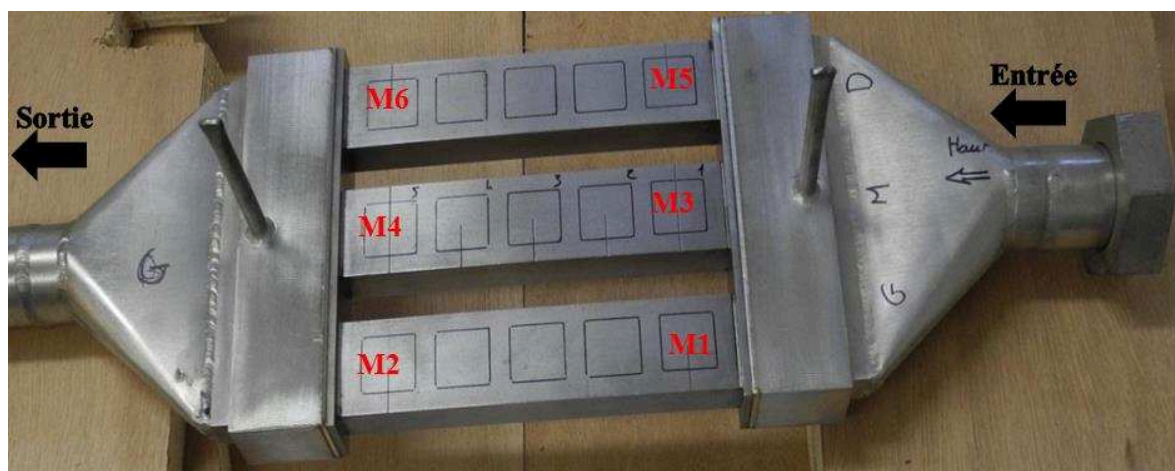


Figure II.2 - Echangeur triple Tubes

### II.1.1.3 Echangeur cinq tubes (Echangeur C)

L'échangeur cinq tubes est composé de 5 tubes (échangeur C) à ailettes internes, en acier inoxydable, montés en parallèle entre deux plaques collectrices (aussi appelées flasques). Les ailettes internes de l'échangeur thermique côté chaud s'apparentent à un design « flat tube & fin » sur le plan de l'échange thermique mais sont construites à partir d'une architecture de type « plate & fin » avec un design d'ailettes en « Wavy ». Ces tubes sont composés d'ailettes en acier inoxydable brasés à l'intérieur d'un tube plat relativement fin (il est possible d'apercevoir les marques laissées par les modules), formé par 2 parois d'échanges thermiques et par 2 barrettes latérales. La distribution du fluide chaud dans l'échangeur thermique et sa collecte à la sortie sont assurées respectivement par un distributeur divergent et par un collecteur convergent, chacun vissé à une flasque et étanchéifié par un joint en graphite. Aux extrémités extérieures du divergent et du convergent sont soudés deux tubes afin d'assurer les connexions à la source de chaleur côté chaud (Figure II.3).



Figure II.3 - Echangeur cinq tubes

### II.1.2 Echangeur thermique côté froid

L'échangeur thermique du côté froid sert à assurer le refroidissement des modules thermoélectrique positionnés sur la face inférieure et supérieure. Le refroidissement est obtenu par la circulation d'un fluide caloporteur (eau de ville pendant les essais) dans un réseau de tubes formant un circuit ouvert. La chaleur est ensuite transmise aux modules thermoélectriques via des diffuseurs thermiques en aluminium. Les échangeurs froids intègrent un système de serrage permettant de maintenir un contact mécanique optimum entre les modules thermoélectriques et les échangeurs chauds/froids. Pour chaque type d'échangeurs thermique qui a été intégré sur une ligne des gaz d'échappement, différentes solutions ont été mises en œuvre afin d'assurer le bridage des modules (intégrant l'échangeur froid) et ces derniers sont présentés dans la suite du manuscrit.

### II.1.2.1 Echangeur monotube

L'échangeur thermique du côté froid est composé de 2 plaques froides, assurant le refroidissement des modules thermoélectrique positionnés sur les faces inférieure et supérieure. Le refroidissement est obtenu par la circulation du fluide caloporteur dans un réseau de tubes  $\frac{1}{4}$  po en cuivre. La chaleur est ensuite transmise aux modules thermoélectriques via des diffuseurs thermiques en aluminium brasés autour des tubes en cuivre (Figure II.4). Chaque module thermoélectrique est donc refroidi individuellement par un diffuseur thermique. Le réseau de tube en cuivre est assemblé avec des flexibles en acier inoxydable.

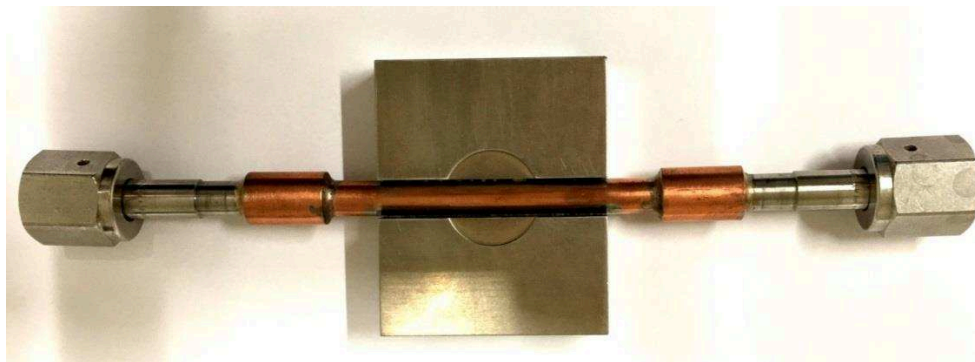


Figure II.4 - Echangeur froid, TEG monotube

### II.1.2.2 Echangeur triples tubes

L'échangeur thermique du côté froid est presque identique à celui de monotube, à la différence que les diffuseurs thermiques sont montés sur un réseau de tubes en cuivre pour former un système de refroidissement commun pour tous les modules. Le réseau de tubes en cuivre est assemblé de sorte qu'il assure un échange à co-courant ou contre-courant avec l'écoulement du gaz de l'échangeur thermique côté chaud (suivant le sens de circulation du fluide). Dans l'étude réalisée, la circulation de fluide froid a été choisie à contre-courant. Par face, 3 tubes en cuivre sont donc en parallèles, alimentant chacun 5 diffuseurs thermiques en série (Figure II.5).

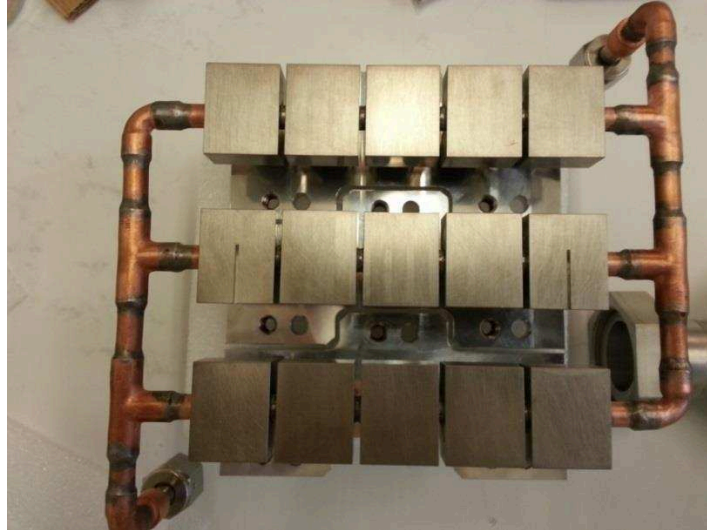


Figure II.5 – Echangeur froid, TEG triple tubes

### II.1.2.3 Echangeur cinq tubes

L'échangeur thermique du côté froid du TEG 5 tubes est composé de 2 plaques froides, assurant le refroidissement des modules thermoélectrique positionnés sur les faces inférieure et supérieure de l'échangeur thermique côté chaud. Chaque plaque froide est composée 8 MPE (Multi Port Extrusion) en aluminium, disposés en parallèle, brasés aux extrémités à un collecteur et à un distributeur. Chaque MPE est composé de 8 canaux hydrauliques (Figure II.6). Le refroidissement est obtenu par la circulation du fluide caloporteur dans le réseau de MPE. Chaque MPE assure le refroidissement d'une rangée de modules thermoélectrique. Le comportement malléable et conformable des MPE assure un très bon contact thermique avec les modules thermoélectrique une fois bridés et surtout un coût d'utilisation très faible. Lorsque les plaques froides sont en place, le réseau de MPE assure un échange thermique à courant croisé avec l'écoulement du gaz circulant dans l'échangeur de chaleur côté chaud.



Figure II.6 – Echangeur froid, TEG cinq tubes

### II.1.3 Système de bridage

Pour assurer un bon contact thermique entre les modules thermoélectriques et les échangeurs thermiques, un système de bridage équipe le dispositif expérimental. Son objectif est de garantir une contrainte de compression permanente et permettre le réglage entre les modules thermoélectriques et les échangeurs thermiques.

#### II.1.3.1 Echangeur monotube

Le système de bridage du TEG monotube est individuel pour chaque colonne, d'où la présence de deux systèmes de bridage dont chacun est composé de 2 plaques équipées d'un ensemble tige filetée/ressort/écrou (Figure II.7), permettant d'appliquer individuellement une contrainte de compression maximale de 8.9 MPa (soit 3560 N appliquée pour une module de 20 x 20 mm<sup>2</sup>) sur chaque module TE de part et d'autre de l'échangeur chaud.

L'effort de bridage des modules étant transmis par les plaques froides, chaque diffuseur thermique en aluminium est pourvu d'une empreinte sur sa face extérieure assurant le calage du système de bridage et minimisant ainsi la résistance thermique de contact entre les plaques froides et les modules thermoélectriques.

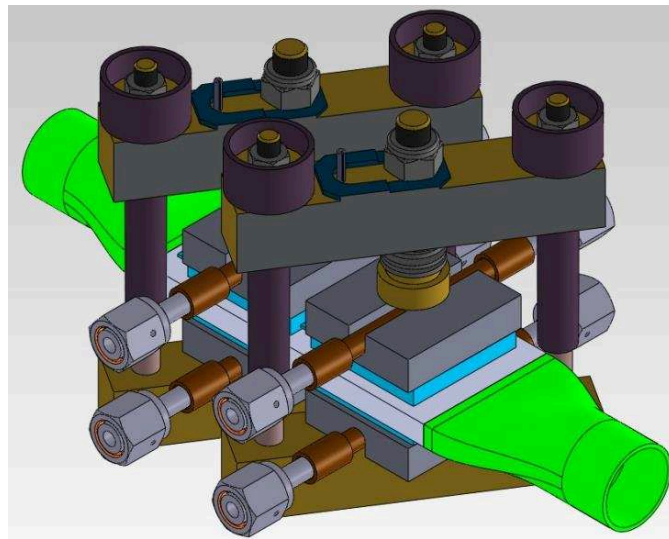


Figure II.7 – Assemblage TEG monotube

#### II.1.3.2 Echangeur triple tubes

Le système de bridage complet du TEG triple tubes est composé de 6 plaques, chacune équipée de 5 ensembles tige filetée/ressort/rotule, permettant d'appliquer individuellement la contrainte de compression sur chaque module TE. Les plaques sont montées par paire, le long des tubes de l'échangeur thermique côté chaud et solidarisiées par 3 tirants traversant. Avant serrage, les ressorts sont libres, donc dépourvus de précontrainte (Figure II.8). La contrainte de compression d'un ressort évoluant linéairement en fonction du déplacement, chaque tour de tirants entraîne un



rapprochement de 1mm et applique un effort de 141 N sur les modules thermoélectrique. Le système est bridé de telle sorte à avoir une contrainte de  $0.7 \text{ MPa.tours}^{-1}$  de vis (soit 280 N appliquée pour une module de  $20 \times 20 \text{ mm}^2$ ) si le système est complet, et aux alentours de  $0.35 \text{ MPa.tour}^{-1}$  de vis si la partie supérieure est montée seule.

L'effort de bridage des modules étant transmis par les plaques froides, chaque diffuseur thermique en aluminium est pourvu d'une empreinte sur sa face extérieure assurant le calage du système de bridage.

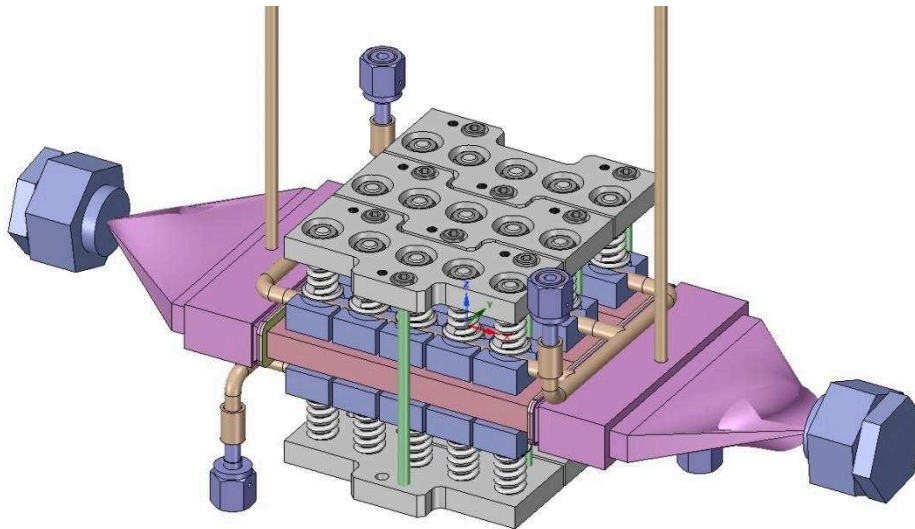


Figure II.8 – Assemblage TEG triple tubes

### II.1.3.3 Echangeur cinq tubes

Le système de bridage du TEG cinq tubes est composé de 2 plaques raides en aluminium, de 5 mm d'épaisseur, ajourées pour laisser sortir les connexions électriques des modules thermoélectriques et pour le passage des vis de bridage. Les deux plaques de bridage sont assemblées entre elles par un ensemble de couples vis + écrou. Les vis sont réparties de sorte à ce que chaque coin de module thermoélectrique soit contraint par un ensemble vis + écrou (Figure II.9). Cette configuration s'apparente à un maillage où chaque module subit la contrainte transmise par les plaques de bridage et exercée par les quatre vis l'encadrant. Cette méthode permet également d'homogénéiser la contrainte de bridage sur tous les modules.

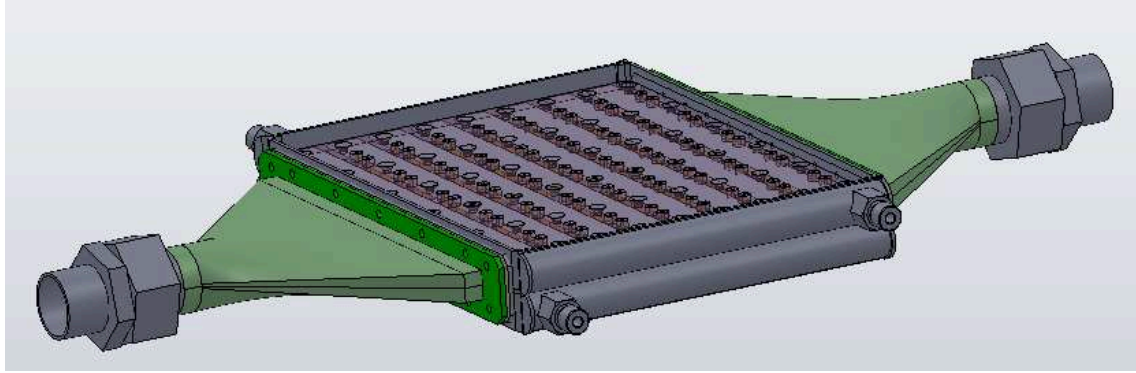


Figure II.9 – Assemblage TEG cinq tubes

## II.2 Banc d'essais du générateur thermoélectrique

Le banc d'essais a pour objectif de reproduire certains points de fonctionnement d'un moteur à combustion interne (cylindrée : 1461 cm<sup>3</sup>) en régime établi (température d'échappement et débit constants). Le banc d'essais est équipé de 2 compresseurs à vis Mauguière connectés en parallèle. Le premier est un compresseur MAVD 1000 à vitesse variable de 75 kW. Le second est un compresseur de 45 kW. Le débit disponible maximum est de 1200 Nm<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>. L'air est ensuite séché puis filtré avant d'arriver à la borne de sortie. Le circuit d'air est aussi équipé d'un réchauffeur électrique de 144 kW qui amène ensuite l'air à la température désirée. La lecture des mesures des boîtiers d'acquisitions et les commandes pour la vanne de régulation et la température de consigne, tout comme les commandes du circuit de charge, se font depuis le poste de contrôle en utilisant Labview<sup>®</sup>. Le dispositif expérimental est conçu de sorte à être capable de tester et d'étudier les trois types de prototypes. La Figure II.10 représente l'installation complète lors des essais monotube.

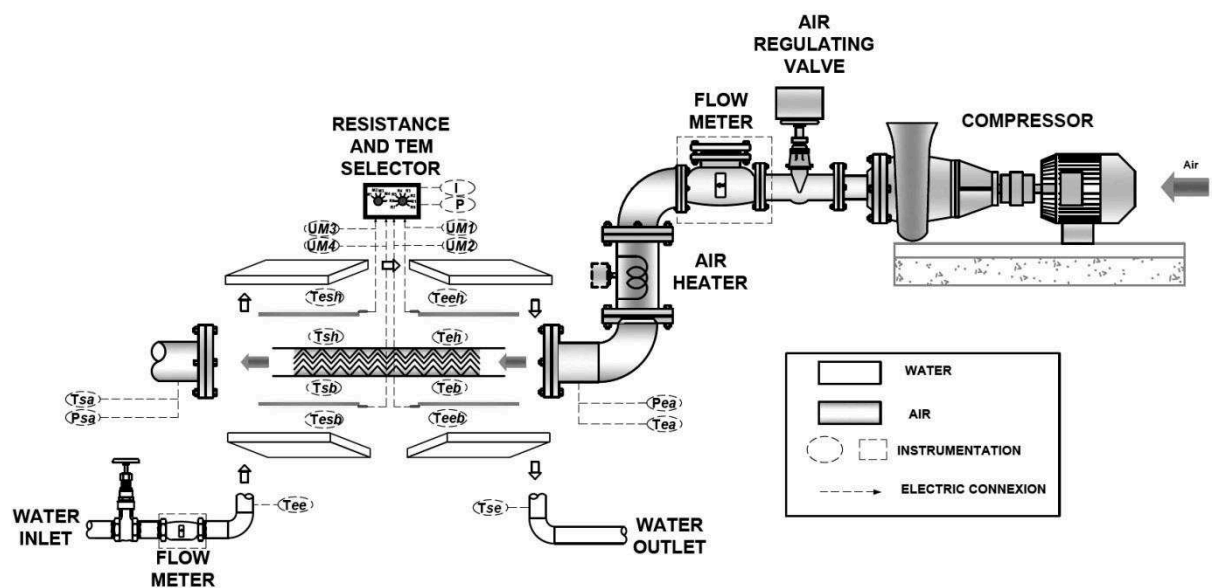


Figure II.10 – Dispositif expérimental du TEG lors des essais monotube

### **II.2.1 Instrumentation et contrôle de l'environnement**

Le contrôle des différents paramètres ainsi que l'acquisition des variables d'environnements des essais s'effectuent à travers un programme Labview<sup>®</sup> conçu spécialement pour répondre au besoin de contrôle et mesures des trois bancs d'essais utilisés. Le débit d'air est contrôlé par une vanne de régulation de débit connecté au poste de contrôle. Le contrôle de la vanne se fait de 0 à 100 % d'ouverture de la vanne. Le débit est mesuré avec un débitmètre situé en aval de la vanne. La vanne commence à s'ouvrir à partir de 25% donnant un débit d'air minimum de  $11 \text{ g.s}^{-1}$ , le débit maximal atteint est de  $60 \text{ g.s}^{-1}$ . Le réchauffeur permet d'atteindre une température de  $650 \text{ }^\circ\text{C}$ , les flexibles de connexion entre la sortie réchauffeur et l'entrée échangeur, ont été isolés par de la laine de verre en microfibres pour réduire au minimum les pertes thermiques entre la sortie réchauffeur et l'entrée échangeur.

Le générateur thermoélectrique nécessitant une source froide, un circuit d'eau a été conçu. C'est un circuit ouvert où l'eau provient du réseau d'alimentation urbain (température variant de  $12$  à  $24 \text{ }^\circ\text{C}$ ), qui alimente les quatre échangeurs froids (cas du monotube) ou bien l'entrée échangeur froid (cas du triple et cinq tubes). L'eau est ensuite rejetée à l'extérieur. Le circuit d'eau est instrumenté par un régulateur de pression et de débit qui maintient l'eau à l'entrée de l'échangeur froid avec un débit de  $20 \text{ g.s}^{-1}$  et une pression de 2 bars. La température de l'eau est maintenue constante à  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  par un réchauffeur d'eau installé à l'entrée de l'échangeur chaud, et ce, afin de ne pas dépendre des fluctuations de températures sur le réseau d'eau.

### **II.2.2 Instrumentation de l'échangeur côté chaud**

Des thermocouples type K de diamètre  $250 \text{ } \mu\text{m}$  ont été placés entre les parois extérieures de l'échangeur thermique côté chaud et les modules thermoélectriques, via des micro-rainures usinées dans l'épaisseur des tubes. La Figure II.11 montre une photo du thermocouple de diamètre  $250 \text{ } \mu\text{m}$ . Un fil électrique de diamètre  $2 \text{ mm}$  est positionné également pour illustrer les épaisseurs des rainurages.

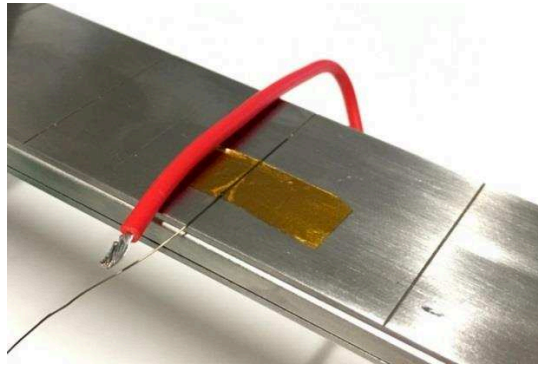


Figure II.11 – *Instrumentation thermocouple  $\Phi$  250  $\mu$ m*

Des piquages situés en amont et en aval de l'échangeur thermique côté chaud permettent d'obtenir les niveaux de température et de pression. Les paramètres mesurés sont donc :

- la température d'air en entrée,
- les pertes de charge de l'échangeur (obtenue par un capteur de pression différentielle),
- la pression instantanée en entrée,
- la température de sortie et la pression instantanée en sortie
- les températures à l'interface entre les modules et l'échangeur.

### II.2.3 Instrumentation de l'échangeur coté froid

De la même manière que sur l'échangeur coté chaud, des rainures ont été usinées dans l'épaisseur des tubes sur les blocs du système de refroidissement. Ces rainures sont individuelles pour chaque modules dans le cas du TEG monotube et cinq tubes, et individuelles à chaque rang de modules dans le cas du TEG triple tube. Des piquages situés en amont et en aval de l'échangeur thermique côté froid permettent d'obtenir les températures d'eau entrée/sortie pour évaluer la puissance thermique dissipée dans l'eau. Les incertitudes et qualités de mesures sont détaillées dans l'Annexe A.

### II.2.4 Banc de charge électrique

Comme présenté dans le chapitre I, la puissance maximale générée par le TEG est obtenue lorsque la résistance de charge de circuit est équivalente à la résistance interne du module. Toutefois la résistance interne du module est la pente inverse de la courbe U-I, et sa valeur absolue dépend de la température de la paroi chaude que reçoit le module. Il est alors nécessaire de disposer d'un système de résistance variable capable de fournir au circuit électrique une résistance de charge égale à la résistance interne du module, quel que soit le point de fonctionnement moteur testé. Dans ce but, une charge variable pilotable a été conçue et fabriquée au sein du laboratoire (Figure II.12), mais non connectée à un logiciel de localisation du point de puissance maximale (MPPT : maximum power point tracking). Le système permet de contrôler à distance la résistance de charge et de faire varier automatiquement la charge sur toute la plage de résistances internes des modules sur chaque point de fonctionnement moteur. Ce fonctionnement est

assuré par des potentiomètres motorisés permettant des variations de résistances de 100 pas avec des plages de résistances modulables en fonction du type de module à tester, soit par exemple un potentiomètre 0-10  $\Omega$  pour les modules basse température utilisés et 0-1  $\Omega$  pour les modules haute températures utilisés.

Le banc de charge permet aussi de mesurer les tensions, intensités et puissances générées (résistance en 1/100) par chaque module seul ou avec tous les modules connectés en série sur tous les points de fonctionnement moteur.

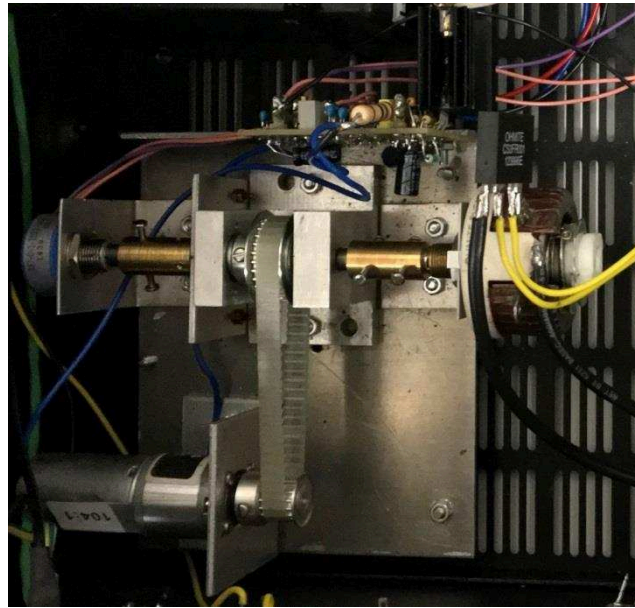


Figure II.12 – banc de charge électrique

## II.3 Banc moteur

### II.3.1 Présentation générale

Le but de l'installation de notre maquette sur le banc moteur est d'étudier le comportement d'un générateur thermoélectrique sur un vrai moteur à combustion interne, avec pour objectif ultime de déterminer l'effet des variations brusques et non uniformes de températures et débits sur ses performances. L'intérêt réside également dans l'étude de l'impact d'un TEG sur le fonctionnement du moteur, en particulier concernant les pertes de charge qu'il génère.

Les essais ont été réalisés à partir du banc moteur de l'équipe TSM. Le banc est intégré dans une cabine d'essais dotée de différents moyens de mesure : pression cylindre, pressions admission et échappement, températures, consommation de carburant, ainsi qu'une baie d'analyse 5 gaz et un analyseur de la fumée (fumimètre).

Le moteur utilisé pour les essais est un Moteur Renault K9K, 1.5L Turbo Diesel à rampe commune d'injection (norme : Euro III). Le moteur peut fournir une puissance maximale de 70 kW à 4000 tr.min<sup>-1</sup> ainsi qu'un couple maximal de 200 Nm à 2000 tr.min<sup>-1</sup>. Le régime et le couple sont contrôlés en utilisant un contrôle analogique manuel.

L'instrumentation des circuits froid, chaud, et banc de charge du TEG est la même que celle utilisée pour le banc d'organes présenté précédemment. La Figure II.13 montre un schéma expérimental du banc moteur.

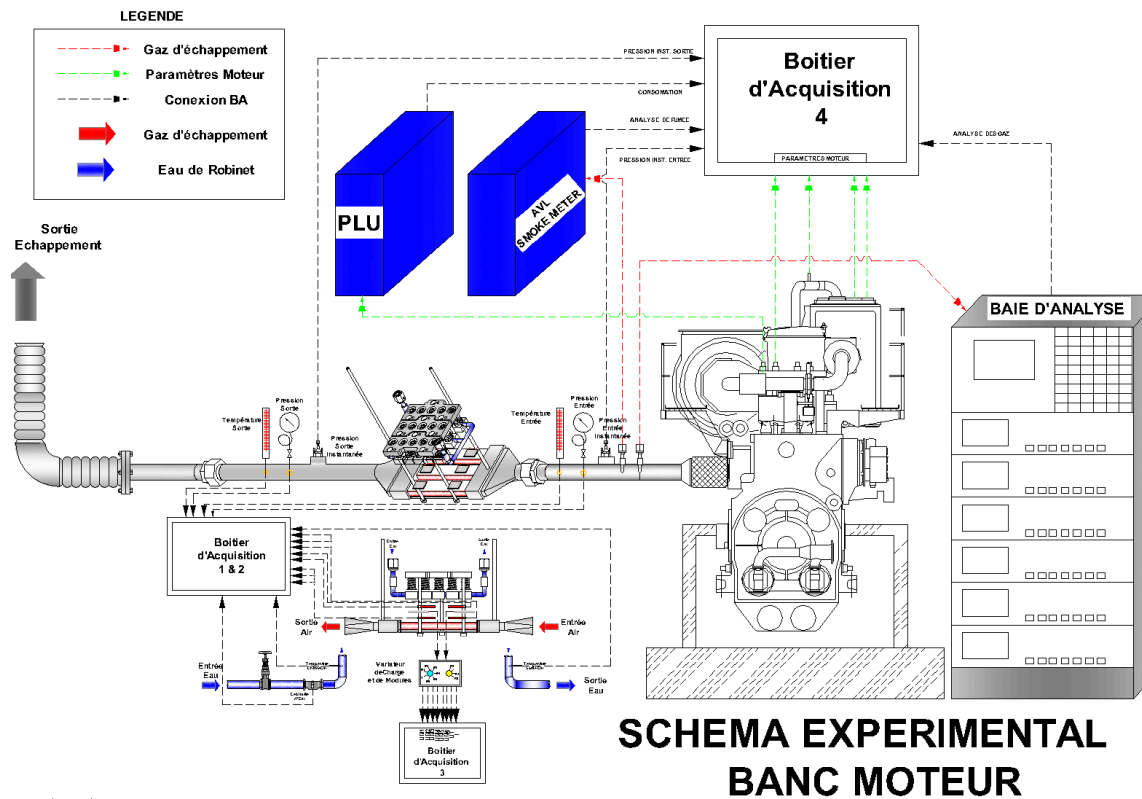


Figure II.13 – Schéma expérimental du banc moteur

### II.3.2 Instrumentation moteur

La consommation de carburant est mesurée à travers un appareil dédié (PLU 116 H). Un débitmètre d'air sur le moteur est utilisé par le calculateur. Le débit d'air varie en fonction des points de fonctionnement moteur (charge et régime).

### II.3.3 Capteurs de pressions instantanées

La maquette TEG a été instrumentée avec des capteurs de pression instantanée absolue M14 à refroidissement par eau de marque Kistler 4049B [126] (Figure II.14). Les capteurs sont placés en amont et en aval de l'échangeur pour mesurer les pertes de charge engendrées par le générateur thermoélectrique ainsi que les fréquences des pulsations présentes dans la ligne d'échappement du moteur.

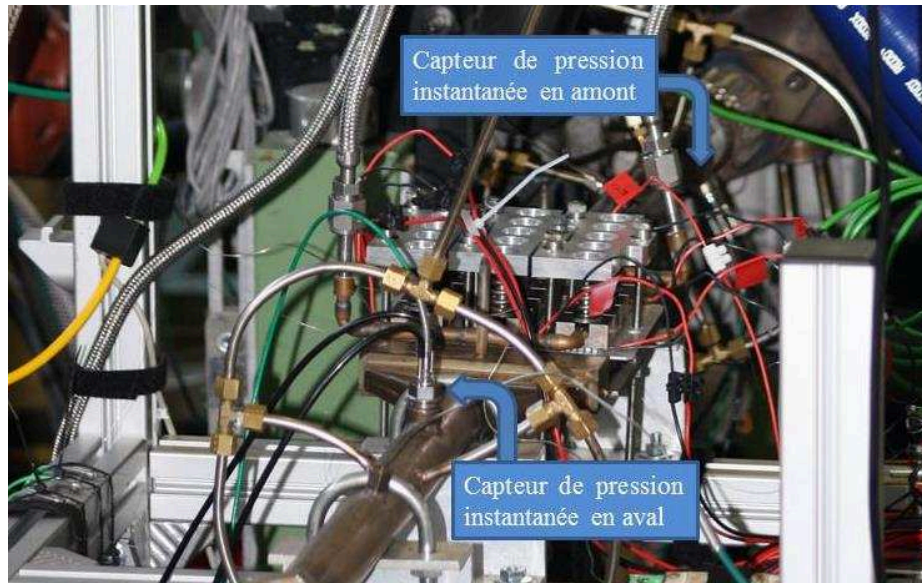


Figure II.14 - TEG instrumenté de capteurs de pression instantanée

## II.4 Banc culasse

L'objectif de ce banc est d'étudier l'effet de la pulsation des écoulements sur les performances d'un générateur thermoélectrique. Ce banc s'inscrit plus largement dans l'analyse des effets pulsés sur les transferts convectifs. La spécificité consiste à reproduire les effets de pulsation sans ajouter les effets de composition des gaz et d'encrassement inévitables lorsqu'un moteur Diesel est utilisé comme source d'alimentation.

Le banc culasse (Figure II.15) est constitué d'une culasse provenant d'un moteur Renault K9K 1.5L dCi (moteur de 4 cylindres avec 2 soupapes par cylindre -1 admission (diamètre 31.7 mm), 1 échappement (diamètre 29.22 mm)- soit 8 soupapes). Seule la culasse est montée sur banc (culasse connectée à l'air chaud par une plaque et des canaux dédiés sur chacun des cylindres pour assurer une arrivée de fluide chaud en l'absence de combustion). Un moteur asynchrone triphasé de type LSMV 100 est utilisé pour entraîner en rotation l'arbre à cames de la culasse. La vitesse de rotation est contrôlée par un variateur AC Unidrive SP. Le banc est ainsi équipé d'un système de lubrification et de refroidissement de la culasse spécialement conçu pour cette étude. Ainsi, température et pression d'huile sont contrôlées tout au long des essais, tout comme la température d'eau circulant à l'intérieur de la culasse. L'alimentation et le contrôle en air comprimé du banc culasse sont réalisés avec les mêmes éléments que pour le banc d'essai à air chaud présentée en II.2. Ce banc permet ainsi de contrôler la température et le débit d'air chaud, tout en rajoutant (ou non) des pulsations d'air venant de la culasse moteur, et en contrôlant celles-ci (régime de rotation). Ce banc permet d'obtenir une première analyse sur l'effet des éventuelles pulsations d'air sur la performance du générateur thermoélectrique.

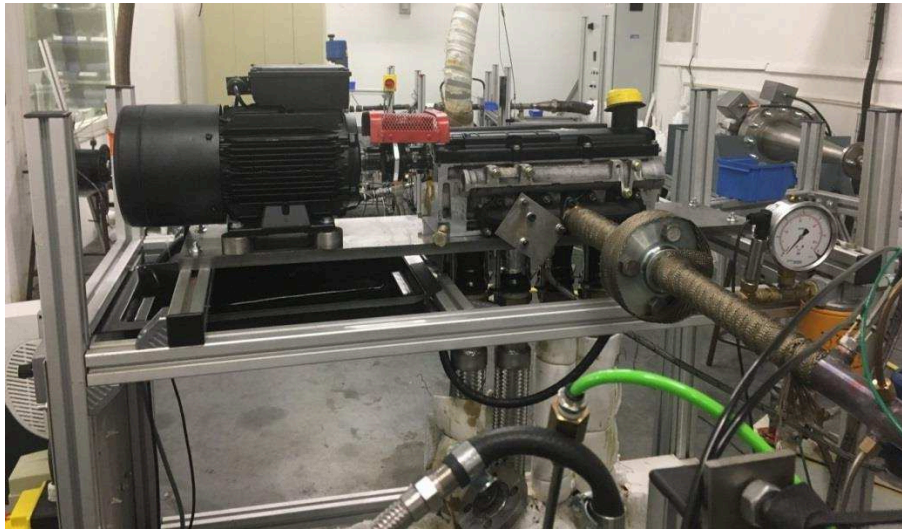


Figure II.15 – Banc culasse en amont du générateur thermoélectrique

### II.4.1 Contrôle du banc culasse

Le contrôle et les données des capteurs du banc culasse se font sur le poste de contrôle à l'extérieur de la chambre d'essais. Le circuit d'huile est instrumenté avec des capteurs de pression et de température d'huile en amont de la culasse. Un système de sécurité contrôlant le niveau d'huile dans la pompe est également présent. Le système de refroidissement est muni des thermocouples à l'entrée et la sortie de la culasse. L'absence de thermostat implique une régulation manuelle du débit d'eau à l'entrée de la culasse pour assurer une température d'entrée eau de 80 °C. Le variateur de vitesse est muni d'un système de contrôle électronique connecté directement au poste de contrôle ainsi que d'un système manuel.

### II.4.2 Instrumentation

Lors de l'installation de la maquette TEG sur le banc culasse, des capteurs additionnels ont été ajoutés. Des capteurs de pressions instantanées en amont et aval de l'échangeur sont installés avec leurs systèmes de refroidissement pour étudier l'évolution des signaux de pression au travers du système. De plus, pour mesurer l'effet éventuel des pulsations sur le coefficient d'échange thermique entre l'air chaud et l'échangeur chaud du TEG, des capteurs de flux thermiques (commandés sur mesure) ont été installés sur les parois extérieures de l'échangeur chaud (Figure II.16). Les capteurs ont une dimension de 20x20mm avec une zone sensible de 10x10mm pour réduire les effets de bord. Ces capteurs ont un thermocouple intégré, leurs sensibilités de mesures est entre 0.3 et 0.6  $\mu\text{V}/(\text{W}/\text{m}^2)$  et peuvent tenir une température maximale de 200 °C avec une précision garantie jusqu'à 120 °C.



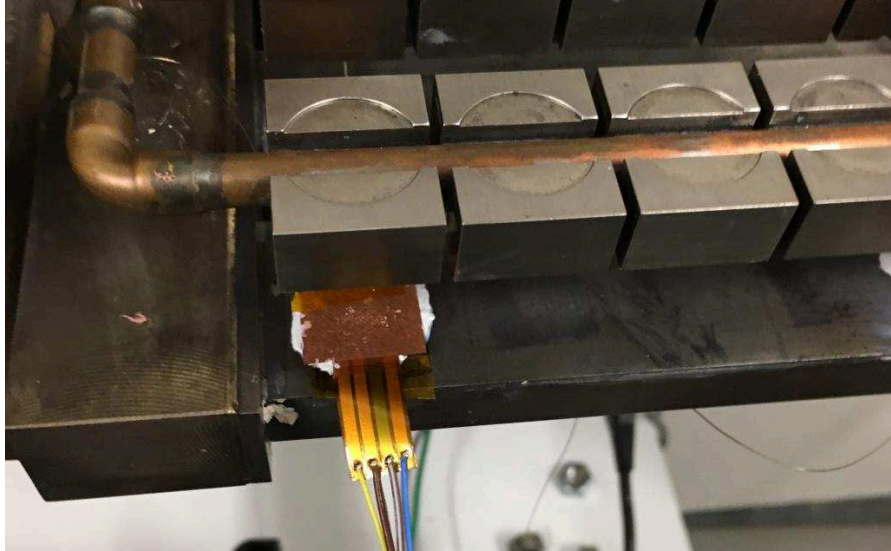


Figure II.16 – Fluxmètre installé entre l'échangeur côté chaud et celui côté froid

## II.5 Système d'acquisition

Les signaux fournis par tous les capteurs ont été mesurés à l'aide de 3 cartes d'acquisition de données NI MAX. Deux cartes sont utilisées pour les mesures de température avec une vitesse d'acquisition de  $75 \text{ échantillons.s}^{-1}$  avec une moyenne mobile toutes les secondes. La troisième carte est utilisée pour les mesures de tension et de courant. Les émetteurs utilisés dans cette carte donnent un signal de courant en sortie, qui est transformé en un signal de tension en utilisant une résistance de  $0,1 (\pm 0.1\%) \Omega$ .

*Tous les bancs d'essais conçus et fabriqués ont pour objectif d'étudier l'intégration des TEG aux applications maritimes. La maquette TEG a été utilisée pour caractériser 4 types de modules thermoélectriques commerciaux pour optimiser la puissance générée d'un échangeur de cette taille sur la plage de température d'un échappement moteur. Elle sert aussi à optimiser les échangeurs thermiques pour garantir des pertes de charge maximales de 30 mbar. Les essais moteur servent à comparer les performances du générateur thermoélectrique sur les mêmes points de fonctionnement moteur afin d'analyser les résultats et déterminer l'effet du TEG sur le rendement moteur. Ils peuvent également servir aussi à déterminer la composition des gaz d'échappement sur les points de fonctionnements testés pour compléter le modèle analytique (qui sera présenté ultérieurement). Les essais culasse servent à identifier et quantifier l'effet des pulsations sur le rendement du générateur thermoélectrique. Les fluxmètres, sur ce même banc, permettent ainsi de quantifier l'effet des pulsations sur le coefficient de transfert thermique et peuvent être utilisés pour calibrer le modèle de simulation qui sera présenté par la suite dans la partie simulation.*

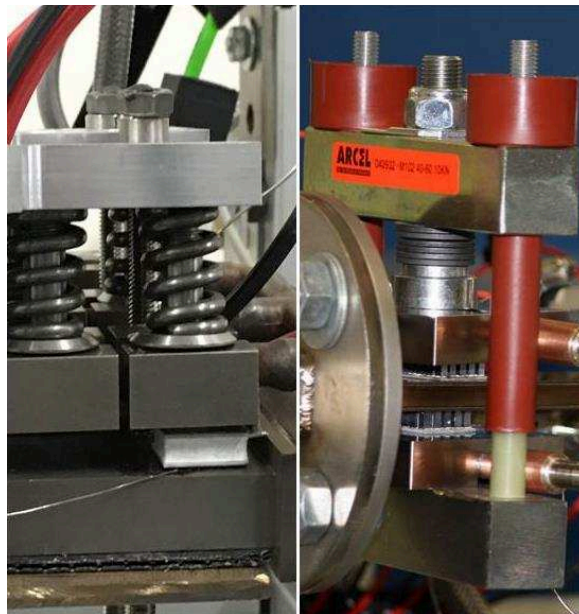
*A noter que les versions des bancs d'essais présentées dans ce chapitre correspondent aux versions finales utilisées, sachant que les trois bancs d'essais ont été modifiés plusieurs fois en fonction de besoins et de l'analyse des résultats.*



## Chapitre III

### Caractérisation expérimentale

Comme *indiqué précédemment lors de l'analyse bibliographique*, la valorisation *d'énergie perdue à l'échappement en utilisant la thermoélectricité est une solution* potentiellement intéressante pour le transport maritime. Toutefois, une éventuelle application nécessite de mieux comprendre son fonctionnement et pour cela, plusieurs générateurs thermoélectriques ont été caractérisés sur différents points de fonctionnement moteur représentatifs, avec différents types de modules. Ce chapitre III présente donc la caractérisation de plusieurs types de modules thermoélectriques commerciaux sur *un banc d'air chaud simulant différents points de fonctionnement d'un moteur Diesel*. *L'effet de la pression de serrage du système de bridage des modules sera également étudié, afin d'identifier un effet potentiel sur les performances produites.*



## III.1 Présentation des modules thermoélectriques utilisés pendant la thèse

### III.1.1 Module $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ (CIDETE)

Peu de fournisseurs proposent des modules thermoélectriques pour la récupération d'énergie aux petites dimensions ( $<25 \times 25 \text{ mm}^2$ ) et notre choix s'est porté sur l'entreprise CIDETE INGENIEROS SL située à Barcelone en Espagne qui propose des modules  $20 \times 20 \text{ mm}^2$ .

L'entreprise CIDETE est active dans la thermoélectricité depuis plusieurs années (15-20 ans) et a conçu plusieurs prototypes de refroidisseur Peltier et de générateur thermoélectrique.

Les modules utilisés pour la 1ère campagne sont les modules CIDETE TECB-79-165, déjà utilisés dans le passé par le laboratoire de la thermoélectricité (LTE) du CEA Tech, qui délivrent une puissance maximale d'environ 2.5 W pour une différence de température ( $\Delta T$ ) de 200 °C.

Les caractéristiques des modules sélectionnés pour cette étude sont présentées dans le Tableau III-1.

**Tableau III-1**  
**Caractéristiques des modules CIDETE**

Propriétés physiques	Valeur
Dimensions, mm	$20 \pm 0.1 \times 20 \pm 0.1 \times 3.8 \pm 0.01$
Planéité, mm	0.02
Tolérance d'épaisseur, mm	0.02
Nombre de plots	71
Propriétés thermiques	
Température côté chaud, °C	220
Température côté froid, °C	20
Conductivité thermique, $\text{W.K}^{-1}$	0.26
Flux de chaleur, W	52
Propriétés électriques	
Puissance, W	2.45
Tension de charge, V	2.50
Résistance interne, Ohm	2.80
Courant, A	0.98
Tension circuit ouvert, V	5.00
Rendement, %	3.7

Il a été difficile d'obtenir les caractéristiques exactes des matériaux utilisés par CIDETE, mais les données suivantes ont finalement été obtenues :

Conductivités thermiques :

- 2,38 à 3,38 W/m/K pour les plots P entre 27 °C et 297 °C
- 2,2 à 3,8 W/m/K pour les plots N entre 27 °C et 297 °C

Les modules thermoélectriques sont composés de 144 plots aux dimensions suivantes :

- Hauteur = 2.1 mm
- Côté = 0.7 mm \* 0.7 mm

Le module étant donné pour une température de 220 °C maximum côté chaud, les brasures des plots thermoélectriques sont certainement faites avec du SnAgCu car il forme un eutectique à 217 °C.

### III.1.2 Module Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> (ThermoGen)

Peu de fournisseurs proposent des modules thermoélectriques en Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> de petites dimensions et supportant des températures allant jusqu'à 300 °C.

L'entreprise ThermoGen AB, située à Gotland (Suède), propose des modules en Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> de 16 x 16 mm<sup>2</sup> et dont la température d'utilisation peut-être poussée jusqu'à 300 °C côté chaud, voire 400 °C temporairement, ce qui est assez peu courant (souvent les brasures commerciales utilisées ne supportent pas plus de 210 °C voir 250 °C).

Les modules sont composés de 16 plots et délivrent une puissance d'environ 2 W pour 330 °C de différence de température ( $\Delta T$ ). Leur tension à vide maximale ( $U_{0 \max}$ ) est d'environ 1 V. Cependant les modules ont une résistance interne faible (de l'ordre de 50 m $\Omega$ ) ce qui les rend sensibles aux résistances de fils et de connexions électriques. Le courant de court-circuit est en conséquence assez élevé, environ 10 A. Les caractéristiques de ces modules sont présentées dans le Tableau III-2.

**Tableau III-2**  
**Caractéristiques des modules ThermoGen AB**

Propriétés physiques	Value
Dimensions, mm	16×16 ×6.8
Planéité, mm	0.02
Tolérance d'épaisseur, mm	0.05
Nombre de plots	16
Propriétés thermiques	
Température côté chaud, °C	350
Température côté froid, °C	23
Conductivité thermique, W.K <sup>-1</sup>	3
Propriétés électriques	
Puissance, W	2.1 ± 6%
Résistance interne, Ohm	0.063 ± 6%
courant, A	5.6 ± 5%
Tension circuit ouvert, V	0.73 ± 5%

### III.1.3 Module Si<sub>80</sub>Ge<sub>20</sub> (HotBlock OnBoard)

Les modules en Si<sub>80</sub>Ge<sub>20</sub> caractérisés lors de cette campagne ont été développés pour la valorisation énergétique de sources thermiques supérieures à 450 °C. Dans ces conditions, le matériau thermoélectrique de base « silicone- germanium », connu de l'état de l'art par

sa présence dans les Radioisotop Thermoelectric Generator des sondes spatiales, est particulièrement stable et offre des performances intéressantes. La conception de ces modules thermoélectriques a été réalisée sur la ligne PAMIRE (Plateforme Avancée des Matériaux Innovants pour l'Energie) du CEA-LITEN à Grenoble, et transférée à HotBlock OnBoard.

Les modules thermoélectriques à base de matériaux  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  utilisés pour la 1<sup>ère</sup> campagne sont les modules avec la dénomination commerciale « NEMO ».

Les modules TE « NEMO » sont constitués de 24 plots de thermoéléments parallélépipédiques (12 dopés N et 12 dopés P) de 2,5 x 2,5 mm de section et de 4,9 mm d'épaisseur. Les 24 plots TE sont assemblés entre deux substrats DBC pleins (Direct Bonding Copper), qui les relient électriquement en série. Le taux de remplissage en surface de ces modules TE  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  est de 38%. Les modules TE NEMO en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$ , une fois assemblés, disposent des côtes suivantes :

- 20 x 24 mm pour la surface d'échange thermique côté froid, pourvue de deux extensions pour les connexions électriques,
- 20 x 20 mm pour la surface d'échange thermique côté chaud,
- 6.9 mm pour la hauteur.

Les caractéristiques des modules sont présentées dans le Tableau III-3

**Tableau III-3**  
**Caractéristiques des modules NEMO**

<b>Propriétés physiques</b>	<b>Value</b>
<b>Dimensions, mm</b>	$20 \pm 0.5 \times 24 \pm 0.5 \times 7.1 \pm 0.05$
<b>Planéité, mm</b>	0.02
<b>Tolérance d'épaisseur, mm</b>	0.05
<b>Nombre de plots</b>	12
<b>Propriétés thermiques</b>	
<b>Température côté chaud, °C</b>	580
<b>Température côté froid, °C</b>	80
<b>Conductivité thermique, <math>\text{W.K}^{-1}</math></b>	0.53
<b>Propriétés électriques</b>	
<b>Puissance, W</b>	$3.6 \pm 6\%$
<b>Résistance interne, Ohm</b>	$0.48 \pm 6\%$
<b>Courant, A</b>	$5.53 \pm 5\%$
<b>Tension circuit ouvert, V</b>	$2.6 \pm 5\%$
<b>Rendement, %</b>	2.6

Avant leur intégration dans les différents prototypes, les modules thermoélectriques « NEMO » ont été caractérisés sur un banc de test électrique et thermique, au laboratoire de thermoélectricité de CEA-LITEN, pour valider la cohérence avec les données fournisseur.

La résistance électrique interne «  $R_{int}$  » moyenne sur 4 modules TE (NEMO 97, 98, 99 et 100) mesurée est de  $311 \pm 82 \text{ m}\Omega$  et la résistance de contact électrique moyenne entre les plots  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  et les pistes en cuivre nickelé est inférieure à  $2,5 \cdot 10^{-9} \Omega \cdot \text{m}^2$ .

A titre d'illustration, la puissance électrique maximale «  $P_{max}$  » produite par le module TE « NEMO-179 » a été mesurée sur le banc du CEA sous dépression d'azote (20 mbar) :  $P_{max} = 2.1 \text{ W}$  avec une température de paroi côté chaud de  $T_{chaud} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$  et un  $\Delta T = 424 \text{ }^\circ\text{C}$  entre les sources thermiques.

### **III.2 Caractérisation des modules thermoélectriques installés dans l'échangeur monotube (échangeur A) sur banc d'essai à air chaud**

Le banc de test du générateur thermoélectrique a subi plusieurs évolutions durant la thèse, la plus importante se situant au niveau du système de résistance de charge pour les modules (résistance variable). La première configuration était manuelle, permettant sur chaque point de fonctionnement moteur de charger le TEG avec 4 valeurs de résistances de charge fixées, mais représentant potentiellement les gammes de résistances internes des modules pour une température donnée. Les premiers tests ont eu pour objectif de déterminer quels étaient les modules ( $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  fourni par HBOB et  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  fourni par CIDETE) les plus adaptés au fonctionnement d'un moteur Diesel, la littérature ayant montré que les modules en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  étaient principalement utilisés. Dans un second temps, les tests ont permis d'étudier le comportement des modules lors de modifications dans les paramètres d'assemblage des TEG (branchements série/parallèle, modification du nombre de modules, etc...). Pour cela, un nouveau banc de charge automatique a été conçu, permettant de contrôler la résistance de charge pour obtenir le maximum de puissance sur chaque point de fonctionnement. Dans cette phase, les modules  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de ThermoGen ont également été testés, afin d'élargir la gamme de température en test, car les précédents essais en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  avaient été volontairement limités en température pour protéger les modules CIDETE ( $T_{chaud \text{ max}} = 210 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

Une campagne d'essais a été réalisée sur le générateur thermoélectrique monotube (échangeur A) avec 4 modules thermoélectriques installés et instrumentés. Le but de cette campagne d'essais était de caractériser le fonctionnement des modules  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  puis  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$ , intégrés dans un générateur thermoélectrique et reproduisant les points de fonctionnements d'un moteur Diesel.

Le débit et la température d'eau froide ont été maintenus constants, c'est donc l'influence des paramètres suivants qui ont été étudiés :

- Débit d'air chaud ( $\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$ )
- Température d'air chaud ( $^\circ\text{C}$ )

Préalablement à ces essais sur banc d'air chaud, un essai de caractérisation du moteur thermique Diesel automobile de l'école Centrale Nantes a été fait, afin de déterminer les



points de fonctionnement (Annexe B). Ces points ont ensuite été reproduits sur banc air chaud (températures et débits).

Afin de limiter tout risque de dégradation ou de sécurité, les modules thermoélectriques  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  ont été exploités sur seulement 36 points de fonctionnements moteur, tandis que les modules thermoélectrique  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  l'ont été sur 56 points. Le débit maximal  $Q_{\text{air chaud}}$  a été de  $43 \text{ g.s}^{-1}$  et la température d'air maximale  $T_{\text{air chaud}}$  de  $485 \text{ }^\circ\text{C}$ . Durant les essais, la charge électrique a varié manuellement sur 4 valeurs de résistances :

- $R1 = 7.87 \text{ } \Omega$
- $R2 = 3.87 \text{ } \Omega$
- $R3 = 1.52 \text{ } \Omega$
- $R4 = 0.2 \text{ } \Omega$

Lors des essais, la puissance électrique de chaque module a été mesurée individuellement. Les graphiques de puissance électrique sont tracés en fonction de la température des parois chaudes de l'échangeur et non pas en fonction des températures de consignes. En effet, lors des essais, nous avons exploité les points de fonctionnement moteur, avec des débits et des températures consignes qui diffèrent pour chaque point, d'où la difficulté de définir directement une courbe de tendance qui dépend uniquement d'un seul paramètre. L'emplacement des modules est présenté sur la Figure III.1.

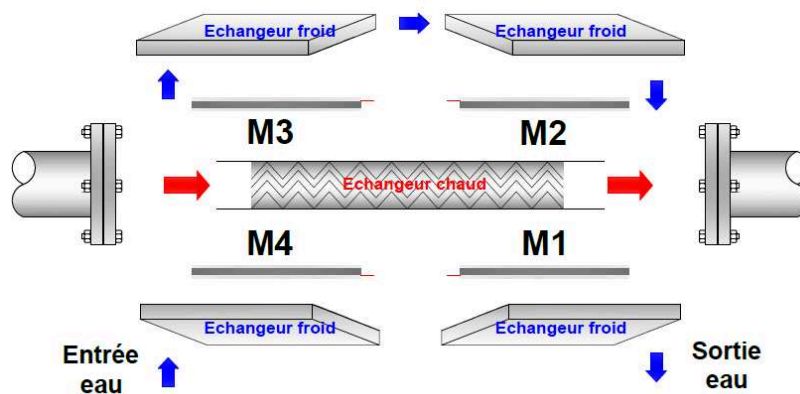


Figure III.1 Schéma explicatif de l'emplacement des modules sur l'échangeur monotube (échangeur A)

### III.2.1 Caractérisation des modules $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ de CIDETE et $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$ de HotBlock OnBoard

#### III.2.1.1 Puissance générée par les modules $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ de CIDETE

La Figure III.2 montre la puissance générée par le module thermoélectrique placé en position M4 (côté entrée des gaz chaud et entrée de l'eau froid) en fonction des 4 résistances de charge. La puissance électrique mesurée est maximale lorsque la résistance de charge est la plus proche possible de la résistance interne des modules, conformément à la littérature. Dans ce cas, la résistance de charge la plus proche de celle du module ( $2,8 \text{ } \Omega$ ) est R3, et vaut  $3.87 \text{ } \Omega$ . En conséquence, la résistance de charge utilisée est 37% supérieure à la résistance interne du module, ce qui se retrouve immédiatement sur la puissance mesurée, inférieure à la résistance théorique maximale que peut fournir le

module. La tension en abscisse est mesurée aux bornes du module thermoélectrique M4, pour différents points de fonctionnement ( $\dot{m}$ ,  $T_{in}$ ), donc pour différentes températures côté chaud du module. Il ne s'agit pas de la tension à vide du module, mais de la tension du module en charge (i.e. en utilisant la résistance de charge).

La Figure III.3 montre que plus la température des gaz est élevée, plus la tension en charge augmente.

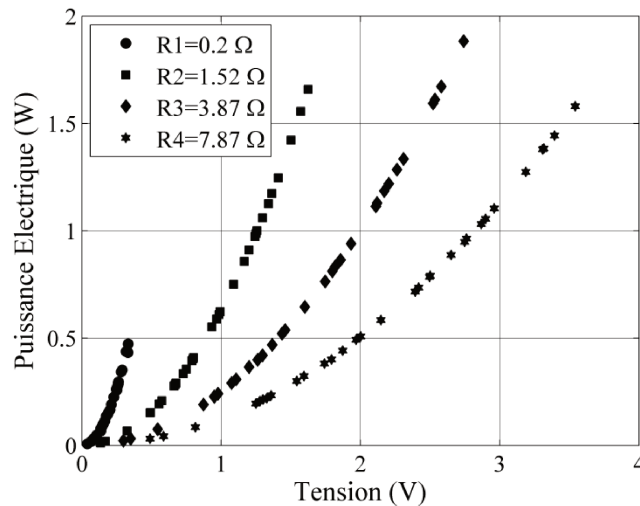


Figure III.2 Puissance électrique du module  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  en position M4 mesurée pour les 4 valeurs de résistances de charge *et pour les différents points du plan d'expérience* en fonction de la résistance de charge

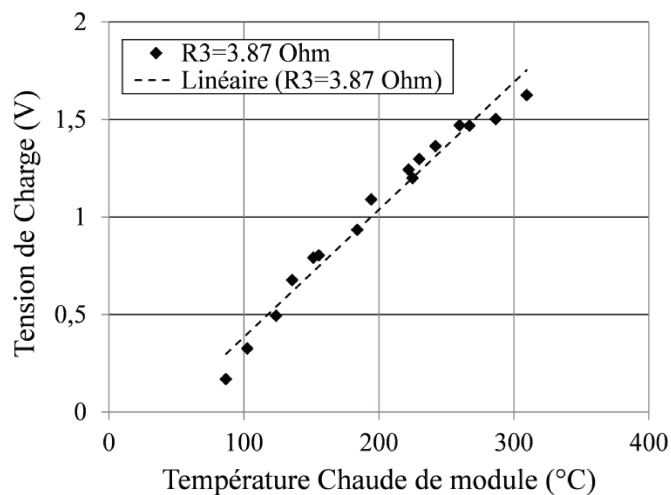


Figure III.3 Variation de tension de charge en fonction de la température chaude du module pour  $R_3=3.87 \Omega$

La Figure III.4 montre les puissances électriques mesurées pour les 4 modules  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de CIDETE. Les courbes représentent les puissances électriques maximales mesurées, en utilisant la résistance de charge R3 (3.87 Ω). Sur certains points de fonctionnement ( $T_{\text{chaud}} > 200^\circ\text{C}$ ) les performances des modules se dégradent, en grande partie à cause d'une augmentation de la résistance interne liée à la température (Figure III.4 b). Par ailleurs,

sur ces points, le module 2 (M2) placé du côté de la sortie des gaz chauds a donné un niveau de performance supérieur à celui du module 4 (M4) placé à l'entrée des gaz chauds (où les températures sont supérieures). Ces résultats sont relativement difficiles à expliquer et peuvent probablement provenir d'une variabilité intrinsèque des modules lorsqu'ils ont vu des températures supérieures à 200 °C.

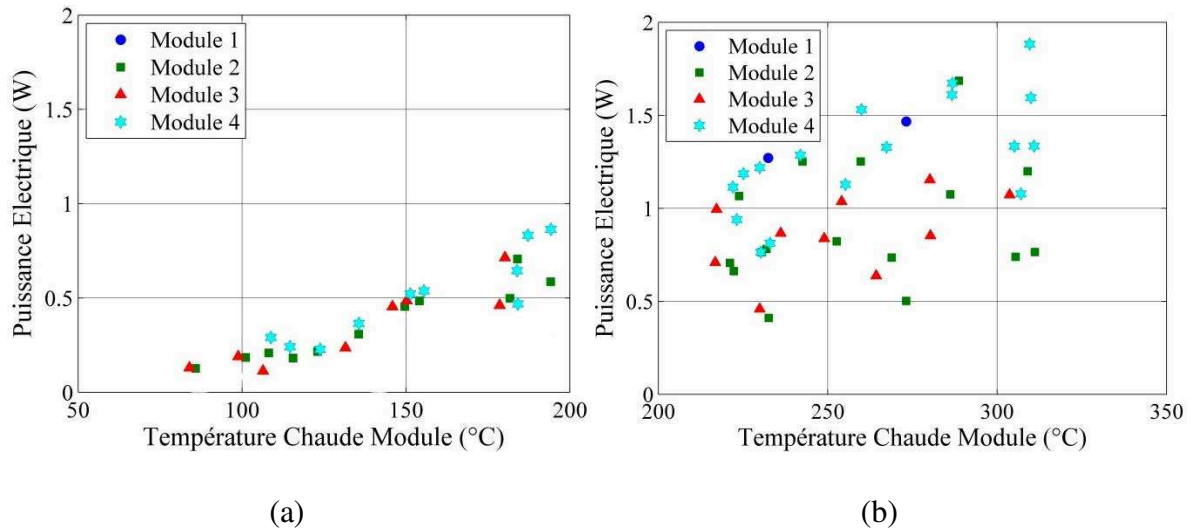


Figure III.4 Puissance électrique des 4 modules Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> de CIDETE pour une résistance de charge R<sub>3</sub>=3.87 Ω. Avec une température chaude module entre 50 et 200 °C (a) et pour une température chaude module entre 200 et 350 °C (b)

Le système de bridage de l'échangeur monotube (échangeur A) peut également être remis en cause. En effet, lors du premier montage, un module CIDETE placé en position 3 (M3) a été détruit lors du serrage du système de bridage. Un thermocouple est en effet sorti de son rainurage, cassant le substrat du module et rendant inactif celui-ci. Le module a été changé, mais il pourrait être possible que des modules aient été endommagés sans être détruit lors du 2<sup>ème</sup> montage. Cependant, le démontage n'a pas révélé d'autres informations.

La puissance électrique maximale générée lors des essais par les quatre modules thermoélectriques en Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> mises avec la résistance de charge R<sub>3</sub> de 3.87 Ω est de 6.2 W. Le débit d'air est de 52 kg.h<sup>-1</sup> et la température d'air de 379 °C pour ce point de fonctionnement. Dans ces conditions, la puissance maximale est produite par le module en position 4 (haut/entrée), où la différence de température ΔT est la plus grande. Ce module produit 1.9 W (soit 31% de la puissance générée par le système complet).

La Figure III.5 illustre ici la limite d'une résistance de charge manuelle avec seulement 4 positions définies, où la courbe de puissance électrique d'un module CIDETE a été mesurée en fonction de la résistance de charge utilisée. Par ailleurs, la courbe décrivant l'évolution de la puissance électrique en fonction de la résistance de charge n'est pas

linéaire, et la puissance électrique fournie diminue rapidement lorsque la résistance de charge s'écarte de la résistance interne du module (par exemple, sur le module CIDETE, une diminution de 37% de la résistance de charge par rapport à  $R_I$  donne une diminution de 7% de la puissance électrique fournie). En conséquence, la puissance générée par le module M4 serait de 2.2 W si la résistance de charge était parfaitement adaptée.

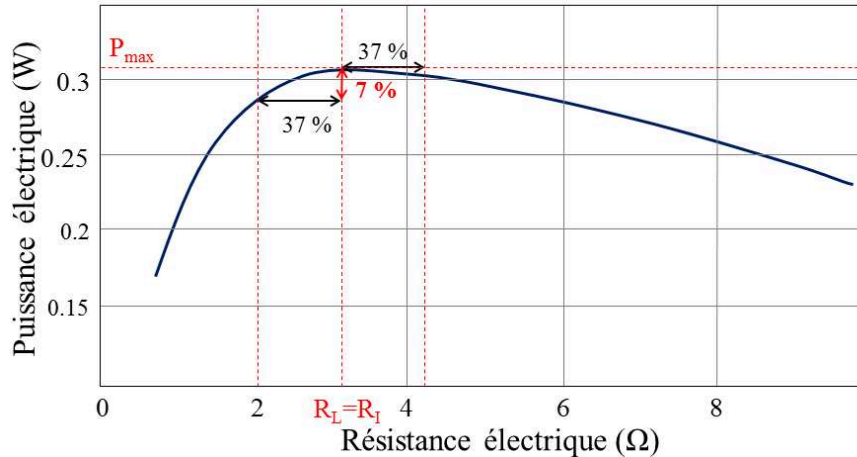


Figure III.5 Exemple de la puissance électrique en fonction de la résistance de charge d'un module en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$

### III.2.1.2 Puissance générée par les modules $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$ de HotBlock OnBoard

La Figure III.6 décrit l'évolution de la puissance générée par le module thermoélectrique placé en position M4 en fonction de la résistance de charge utilisée. La performance est maximale lorsque la résistance de charge est la plus faible (soit la plus proche de la résistance interne des modules). Dans ce cas,  $R_1$  est égale à  $0.2 \Omega$ , qui correspond à un écart de 37 % avec la résistance interne du module. Encore une fois, cela montre qu'il est nécessaire de disposer d'un système de contrôle de la charge plus précis. Les modules thermoélectriques en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  ont présenté une stabilité remarquable tout au long des essais. De plus, la puissance électrique produite par les modules dépend bien, comme attendu, de la différence de températures aux bornes des modules ( $\Delta T$ ). Celle-ci dépendant directement de l'emplacement des modules sur l'échangeur chaud, et de l'emplacement des échangeurs froids dans le circuit d'eau :  $\Delta T_1 < \Delta T_2 < \Delta T_3 < \Delta T_4$  et par conséquent,  $P_{M1} < P_{M2} < P_{M3} < P_{M4}$ , ce qui s'observe aisément sur la Figure III.7. La courbe d'évolution de la puissance se comporte comme le carré de la différence de température chaude et froide du module ( $\Delta T$ ), conformément aux équations thermoélectriques présentées dans le Chapitre I.

La puissance électrique maximale générée par les 4 modules thermoélectriques  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  est de 3.6 W (somme arithmétique des puissances de chaque module) pour un débit d'air de  $111 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$  et une température d'air chaud de  $552 \text{ }^\circ\text{C}$ . Cette valeur est inférieure de 58% à la puissance maximale mesurée avec les modules thermoélectriques  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de CIDETE, mais les modules  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  permettent de fonctionner sur une gamme plus large de températures. Il est à noter que la seule comparaison des puissances produites par les

modules testés ( $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  et  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$ ) se doit d'être approfondie par le calcul, car les modules utilisés pour les tests sont très différents (taille, nombre de plots, épaisseur, type de matériau...). Le module produisant le plus de puissance électrique lors des mesures de cette campagne avec les modules en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  est M4: il produit 1.25 W avec la résistance de charge  $R_1=0.2 \Omega$ , soit 34% de la puissance générée par le système complet. Cela semble plutôt logique car c'est l'endroit où la différence de température  $\Delta T$  (455 °C) est la plus grande (circuit d'eau en série comme le montre la Figure III.1). La puissance générée par le module M4 pour une différence de température  $\Delta T=455 \text{ °C}$  et une résistance de charge de  $0.37 \Omega$  est de l'ordre de 2W sur la fiche technique du module dans les données fournisseur, soit un écart de 37 % de puissance pour un écart de 46 % de la résistance interne du module.

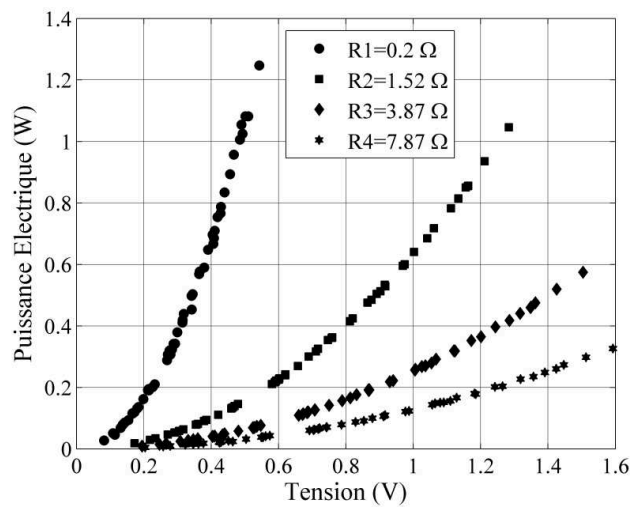


Figure III.6 Puissance électrique du module  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  en position M4 mesurée pour les 4 valeurs de résistances de charge et pour les différents points du plan d'expérience en fonction de la résistance de charge et la tension

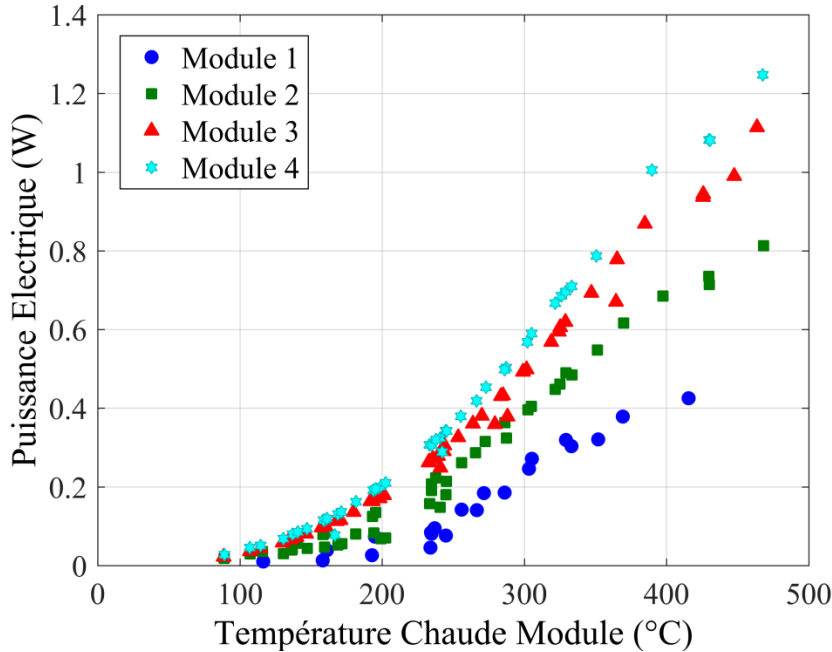


Figure III.7 Puissance électrique des 4 modules  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  pour une résistance de charge  $R_l=0.2 \Omega$ .

### III.2.1.3 Puissance thermique à travers l'échangeur et rendement de conversion thermoélectrique

L'estimation du rendement thermoélectrique des modules ne peut se faire sur une configuration comme celle testée ci-dessus, car il est nécessaire d'avoir la différence de température  $\Delta T$  réelle aux bornes du module, et la puissance électrique maximale. Ceci imposerait d'installer des thermocouples de chaque côté du module (or, seul le côté chaud est instrumenté sur l'échangeur A), et d'avoir une résistance de charge variable pour être à l'adaptation d'impédance. Ce type de mesures est plus facile à réaliser sur un banc « module » comme celui présenté au Chapitre II.

Par contre, il est possible d'estimer le rendement de conversion thermoélectrique du générateur thermoélectrique :

$$\eta = \frac{P}{P_{th}} \quad \text{III-1}$$

La puissance thermique évacuée par l'échangeur thermoélectrique est obtenue à partir de l'équation III-2 :

$$P_{th} = Q_{air} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_{entrée} - T_{sortie}) \quad \text{III-2}$$

Cette puissance thermique englobe le flux thermique évacué par les blocs froids, les pertes de chaleur par rayonnement et par convection naturelle de l'échangeur. Les deux dernières pertes étant considérées négligeables, l'hypothèse est prise que la totalité de flux thermique évacué passe à travers les modules thermoélectriques.

La Figure III.8 présente le rendement de conversion thermoélectrique de l'échangeur en fonction de la température chaude du module M1 (mesurée pendant les essais par le thermocouple placé sous le module).

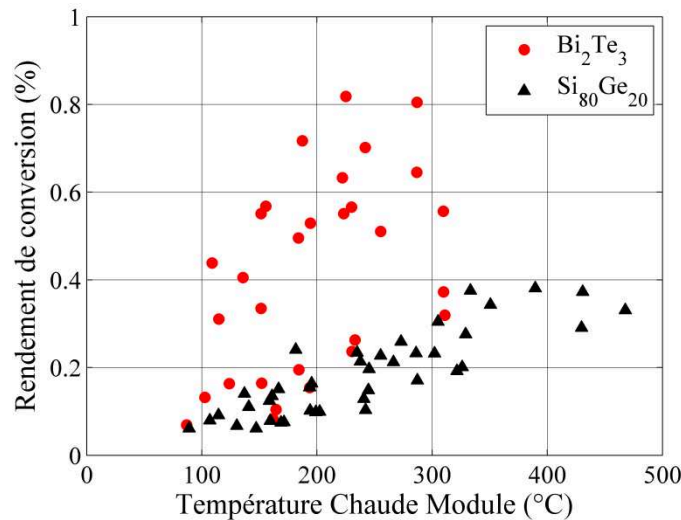


Figure III.8 Rendement de conversion de l'échangeur A (avec modules  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de CIDETE chargé par R3 ou  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  de HotBlock OnBoard chargé par R1)

La puissance électrique du générateur thermoélectrique a été calculée en ajoutant la puissance maximale mesurée de chaque module individuellement. Cette approche reste approximative et a priori pessimiste, car :

- Le paragraphe précédent montre que les mesures de puissances maximales sont assez loin de la puissance maximale et que les modules peuvent produire (10 à 50% d'écart) du fait du peu de choix dans les résistances de charge
- Les modules ne produisent pas tous la même puissance car ils voient des différences de température  $\Delta T$  différentes et ajouter les puissances individuelles n'est pas forcément le plus représentatif

Avec ces hypothèses, le rendement thermoélectrique de l'échangeur atteint ainsi presque 1%, en utilisant des modules  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  et de l'ordre de 0.5% en utilisant des modules  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$ . La moins bonne performance du système avec les modules thermoélectriques  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  est justifiable car la plage de fonctionnement optimale de ces types de modules est (pour un gaz) 750 – 1200 °C sachant que les points exploités dans cette étude étaient entre 108 – 552 °C. Le rendement mesuré est inférieur au rendement « classique » des générateurs thermoélectrique dans la littérature (2-5%), ce qui peut être dû à trois causes :

- Sous-estimation très importante de la puissance maximale délivrée par le module du fait du peu de choix dans la gamme des résistances de charge
- Pour les modules  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$ , le rendement de conversion augmente avec la température coté chaud du module, ce qui est conforme aux équations de la littérature ( $\eta = f(ZT)$ ). Par ailleurs, pour les modules  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  il est difficile de conclure car certains points de mesures correspondent certainement à des points où les modules étaient dégradés (après avoir vu des températures >200°C pendant les essais).

- L'architecture des modules pourrait être modifiée pour obtenir plus de rendement (hauteur des plots) au détriment de la puissance électrique produite.
- L'installation de 4 modules a limité l'occupation de la paroi d'échangeur chaud à 13 %, il existe ainsi un compromis entre l'utilisation de la surface disponible et le rendement/ puissance produite.

#### III.2.1.4 Analyse

La Figure III.9 montre la comparaison des performances obtenues d'un point de vue électrique entre les modules  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de CIDETE et  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  de HotBlock OnBoard sur les mêmes points de fonctionnement moteur. Il apparaît que les modules thermoélectriques en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  donnent des courbes très « propres », et que les modules thermoélectriques en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  sont plus adaptés aux températures de sortie moteur car ils fournissent des puissances supérieures, tout en présentant un meilleur rendement de conversion. On remarque cependant que la tendance décrite ci-dessus n'est pas constante. Ainsi pour le passage de 150 °C à 200 °C de température d'air chaud, à débit constant, la puissance électrique augmente de 0.1 W pour +50 °C. Pour le passage de 300 °C à 350 °C, le gain est plus important : +0.2W. La puissance électrique produite n'est donc pas influencée de manière strictement linéaire par la température de l'air chaud. Cela peut s'expliquer par la température moyenne des modules thermoélectriques dans les différents cas, et par l'allure de la courbe de ZT du matériau P et N.

Les modules thermoélectriques  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de CIDETE ont montré qu'ils pouvaient avoir un rendement de conversion deux fois plus grand que celui des modules thermoélectriques  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  sur les mêmes points de fonctionnements moteurs. Par ailleurs, l'intégration des modules CIDETE sur un moteur Diesel peut être difficile à cause de leur dégradation rapide au-delà de 207 °C côté chaud des modules (correspondant à une température d'air chaud de 250 °C, ce qui est relativement bas pour un moteur Diesel) et leur fragilité relative. Cependant, il existe des modules  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  commerciaux capables de tenir à des températures bien plus élevées comme ceux de ThermoGen présentés au paragraphe III.1.2.

Les modules thermoélectriques  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  ont montré une stabilité remarquable sur tous les points de fonctionnements, mais le fait que la plupart des points de fonctionnement moteur sont hors de leur plage de fonctionnement optimum donne un rendement de conversion de générateur thermoélectrique quasiment nul. Leur utilisation, en tout cas « seuls », est donc certainement inutile sur un moteur Diesel, sans considérer les coûts associés. La solution envisagée peut être de trouver des modules en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  qui peuvent assurer un fonctionnement stable jusqu'à environ 350 à 400 °C, et/ou de trouver des modules adaptés à la gamme « moyenne température » (MgSiSn, MnSi, Half-Heusler, Skutterudites). Ou bien d'étudier la possibilité d'installer le système à la sortie turbine, ce qui rend alors possible d'obtenir des températures dans la plage de fonctionnement plus proche des modules thermoélectriques  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$ , mais qui pourrait poser des problèmes de fonctionnement pour les éléments de post traitement, et pourrait réduire le rendement moteur en générant un niveau de pertes de charge en amont de la turbine du



turbocompresseur.

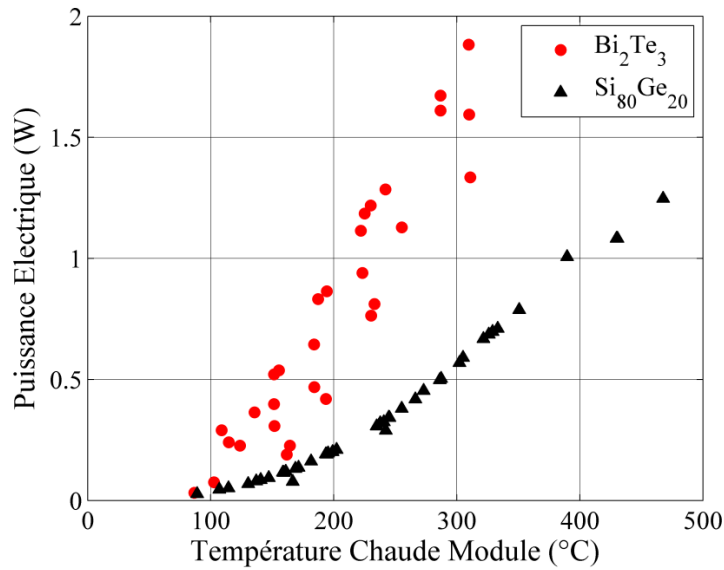


Figure III.9 Comparaison des puissances électriques générées par les modules  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de CIDETE chargés par  $R3=3.87 \Omega$  et les modules  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  de HBOB chargés par  $R1=0.2 \Omega$

### III.2.2 Caractérisation des modules $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ de ThermoGen

La caractérisation des modules  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de ThermoGen a été faite durant la phase d'étude des effets des écoulements pulsés sur les performances du générateur thermoélectrique. Durant cette campagne et celle de l'effet de la pression de serrage sur les performances du générateur thermoélectrique, le banc TEG a été instrumenté par un nouveau banc de charge. Ce banc de charge permet une variation continue de la résistance de charge, garantissant ainsi une puissance maximale sur tous les points de fonctionnements. Le graphique ci-dessous présente la caractérisation de 6 modules TE de ThermoGen sur les points de fonctionnement moteur cités dans l'Annexe B correspondant à une température de sortie turbine maximale de 310 °C. Les modules sont placés sur l'échangeur B dans la configuration présentée dans la Figure III.10.

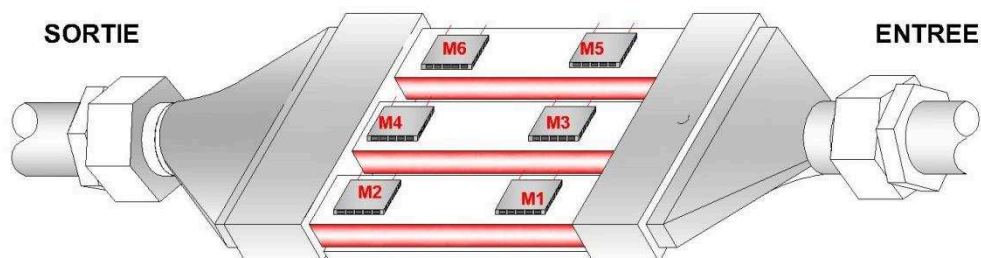
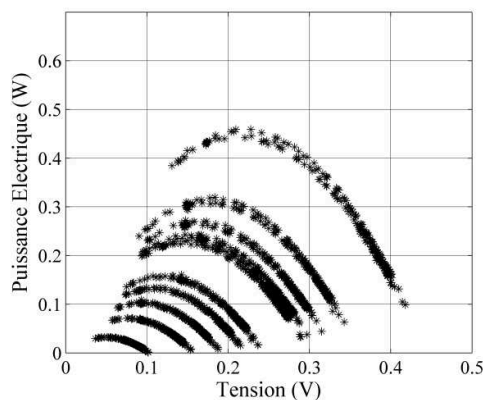


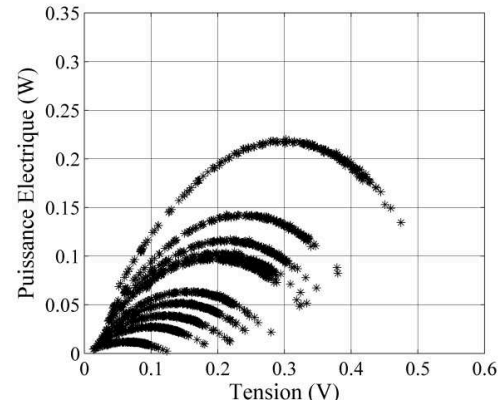
Figure III.10 Schéma explicatif de l'emplacement des modules sur l'échangeur triple tube (échangeur B)

La résistance interne a varié entre 0 et 1  $\Omega$  sur chaque point de fonctionnement afin de pouvoir s'assurer que la puissance maximale puisse être générée. La Figure III.11 présente les performances des 6 modules sur les points de fonctionnement moteur testés. Les graphiques (a), (c) et (e) représentent respectivement les modules placés en positions M1, M3 et M5 sur les trois branches côtés entrée des gaz chauds. Les graphiques (b), (d) et (f) représentent respectivement les modules placés en positions M2, M4 et M6, sur les trois branches côtés sorties des gaz chauds.

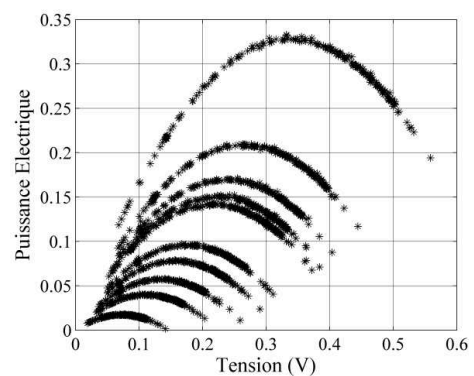
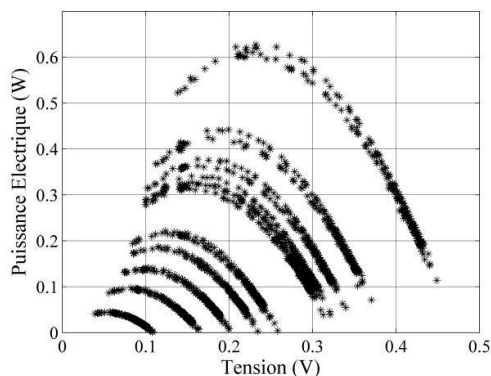
Les courbes ont l'allure du champignon correspondant aux variations typiques de la résistance de charge, avec une puissance maximale générée lorsque la résistance de charge est égale à la résistance interne du module. La variation verticale des courbes dépend des conditions de la source chaude (température et débits de l'air chaud) à l'entrée de l'échangeur suivant le point de fonctionnement moteur. La puissance est maximale sur le point de fonctionnement moteur ayant la plus grande température d'entrée des gaz, soit dans ce cas  $T_{\text{entrée air}} = 310 \text{ }^\circ\text{C}$ . On note également que même pour des modules achetés chez le même fournisseur, il y aura toujours une légère différence de performances d'un module à l'autre. Les modules placés sur les positions M2, M4 et M6 montrent de moins bonnes performances que ceux placés sur les positions M1, M3 et M5, en raison d'une température des gaz plus faible à la sortie de l'échangeur qu'à l'entrée.



(a)



(b)



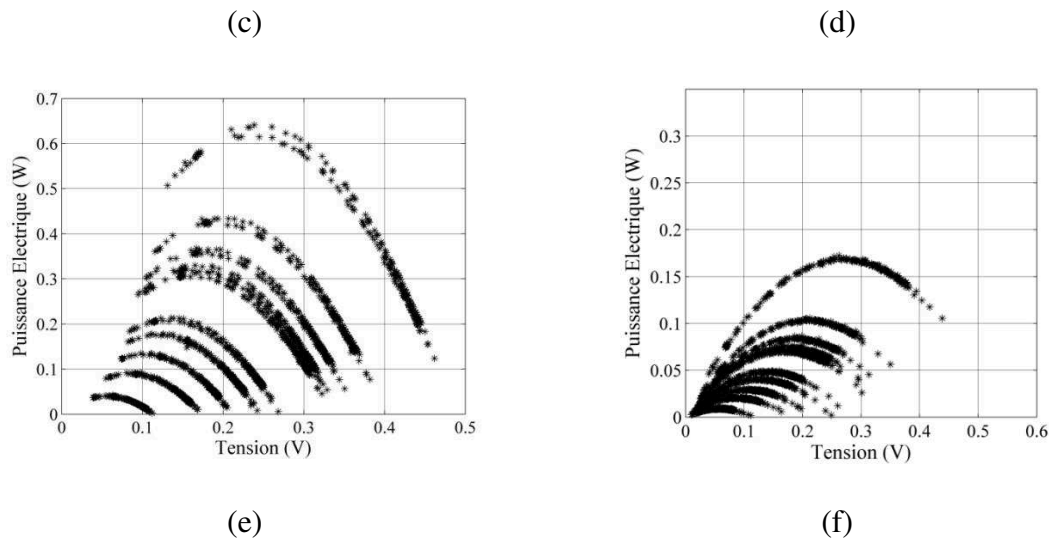


Figure III.11 Puissance électrique générée par les modules  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de ThermoGen en fonction de la tension de charge

La Figure III.12 représente l'évolution des puissances maximales générées par les six modules en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de ThermoGen. La différence des puissances générées par les modules est justifiée par leur emplacement sur l'échangeur. Les modules positionnés du côté de l'entrée des gaz chauds (ayant une température côté chaud du module de 260-270 °C) génèrent plus de puissance que ceux en sortie des gaz chauds (ayant une température côté chaud du module de 240-250 °C). Ceci montre également que la répartition de flux n'est pas idéale entre les trois branches de l'échangeur, résultant une température côté chaud du module maximale pour celui en position M3 (270 °C) et une température côté chaud du module minimale pour celui en position M6 (240 °C). La puissance électrique maximale générée par le module M3 est de 0.62 W pour une différence de température  $\Delta T = 233$  °C, soit 42 % moins que les données constructeur pour ces modules pour cette différence de température (1.08 W pour  $\Delta T = 235$  °C). Cette différence de puissance peut être justifiée par les différentes conditions d'essais :

- Un banc de test individuel pour le test du fournisseur et un système complet (échangeur chaud et froid, système de bridage) pour les essais durant la thèse.
- Une possible perte de performance des modules (les modules ont été testés en seconde main après avoir été utilisés dans un autre programme de recherche).
- Un contact thermique non homogène sur la surface des côtés chaud et froid des modules, impliquant l'apparition d'une résistance de contact.

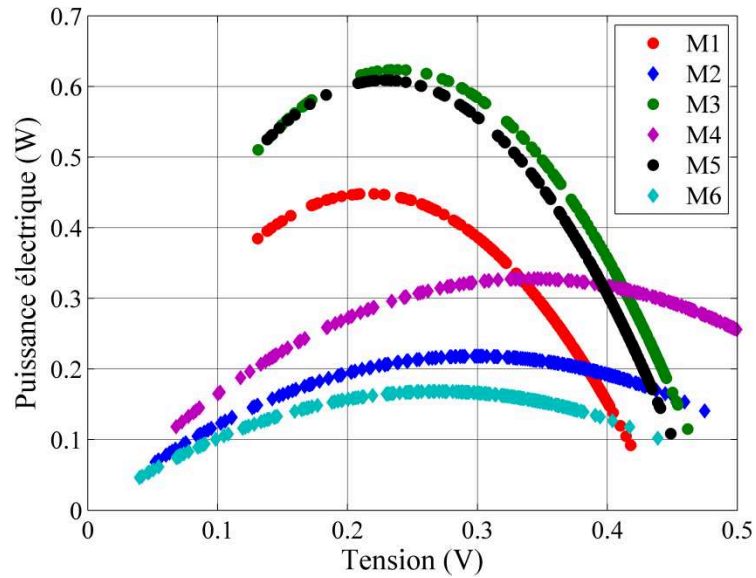


Figure III.12 Puissance électrique générée par les six modules  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de ThermoGen pour une température d'entrée de  $300\text{ °C}$  et un débit d'air de  $117\text{ kg.h}^{-1}$

La Figure III.13 présente les puissances générées par les modules en position M2, M4 et M6 en fonction de la résistance de charge. Le comportement est assez classique comme montré dans le paragraphe précédent. La résistance interne des modules augmente proportionnellement avec la température, ce qui explique l'optimum de puissance qui se déplace à droite lorsque la température côté chaud du module augmente (puissance générée augmente). A noter que la résistance interne de ces modules (sur la fiche technique du constructeur) est de  $30 - 60\text{ m}\Omega$  sachant que durant ces essais, l'ordre de grandeur était de  $300-350\text{ m}\Omega$  à cause des fils électriques ( $20\text{ cm}$  de longueur) comportant comme une autre résistance en série, augmentant ainsi la résistance totale du circuit.

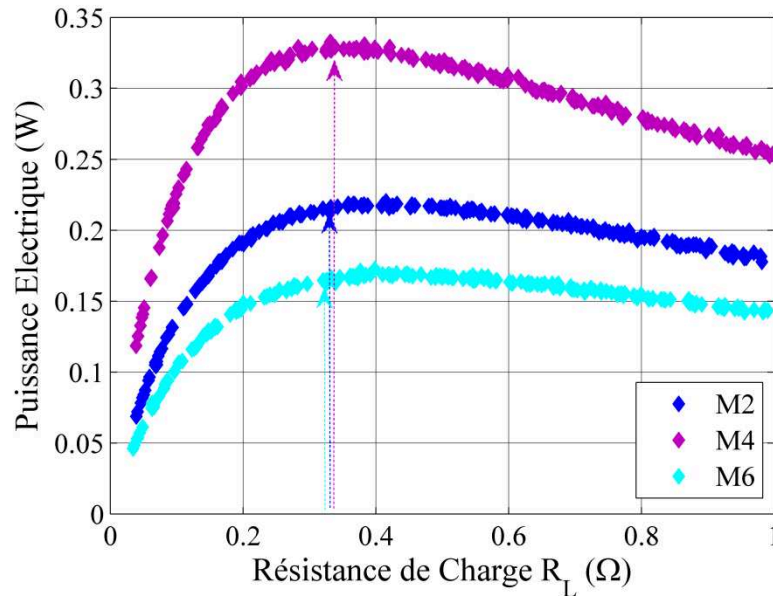


Figure III.13 Puissance électrique générée par les modules en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de ThermoGen en position M2, M4 et M6 pour le point de fonctionnement  $T_{\text{air}} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\dot{m}_{\text{air}} = 117 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$

### III.2.3 Caractérisation des échangeurs thermiques A, B et C sur banc d'air chaud

Le fonctionnement du générateur thermoélectrique sur un moteur Diesel est certainement différent de son application dans une soufflerie avec un débit constant. La simulation des points de fonctionnement moteur avec de l'air, sans tenir compte de la composition des gaz d'échappement dans un vrai moteur et les écoulements pulsés, a présenté un défi pour les modules thermoélectriques commerciaux utilisés. Ceci est d'autant plus vrai que des variations importantes de débit et de températures des gaz peuvent exister sur une ligne d'échappement moteur pouvant réduire la durée de vie de ces modules commerciaux.

#### III.2.3.1 Pertes de Charges

Le plan d'essai a permis de mesurer les pertes de charge du générateur thermoélectrique en fonction du débit d'air chaud et d'étudier l'influence de la température d'air. Les pertes de charge de la maquette ont été mesurées grâce à 2 prises de pression (une mesure au niveau du convergent, et une autre mesure au niveau du divergent). La mesure de pression différentielle intègre donc les pertes de charge générées par :

- La divergence du flux d'air avant de rentrer dans l'échangeur thermique,
- La convergence du flux d'air à la sortie de l'échangeur thermique,
- L'échangeur thermique côté chaud.

La température d'air chaud a une influence sur les pertes de charge mesurées : l'air chaud est moins dense donc son volume massique est plus élevé. Or comme le débit masse reste constant, le débit volumique augmente avec la température, affectant la vitesse du fluide, qui devient plus rapide, et donc les pertes de charge.

L'influence du débit d'air chaud suit l'équation typique suivante :

$$\Delta P = K_i \cdot (Q_{v\_airchaud})^2$$

III-3

### III.2.3.1.1 Echangeur Monotube (échangeur A)

La Figure III.14 présente donc l'évolution des pertes de charge générées par l'échangeur thermique A côté chaud avec ailettes wavy en fonction du débit volumique de l'air chaud. Pour rappel, les pertes de charge de 30 mbar sont considérées comme étant la valeur maximale acceptable pour un générateur thermoélectrique connecté à l'échappement d'un moteur thermique de bateau. De telles situations rendraient donc inutile (voire négative) l'installation d'un générateur thermoélectrique.

Lors de cette campagne d'essai, les pertes de charge ont atteint 1.7 bar pour un débit d'air chaud de 146 kg.h<sup>-1</sup> avec une température de gaz chauds de 362 °C, avec une minimum de pertes de charge de 237 mbar pour une température de gaz chaud de 108°C, soit de 8 fois supérieur aux valeurs de pertes de charges acceptable pour l'application moteur. Au-delà d'un débit de 160 kg.h<sup>-1</sup>, un blocage sonore se crée. La valeur des pertes de charge maximale de 2.4 bar pour un débit de 187 kg.h<sup>-1</sup>, est due à la plage de fonctionnement du capteur.

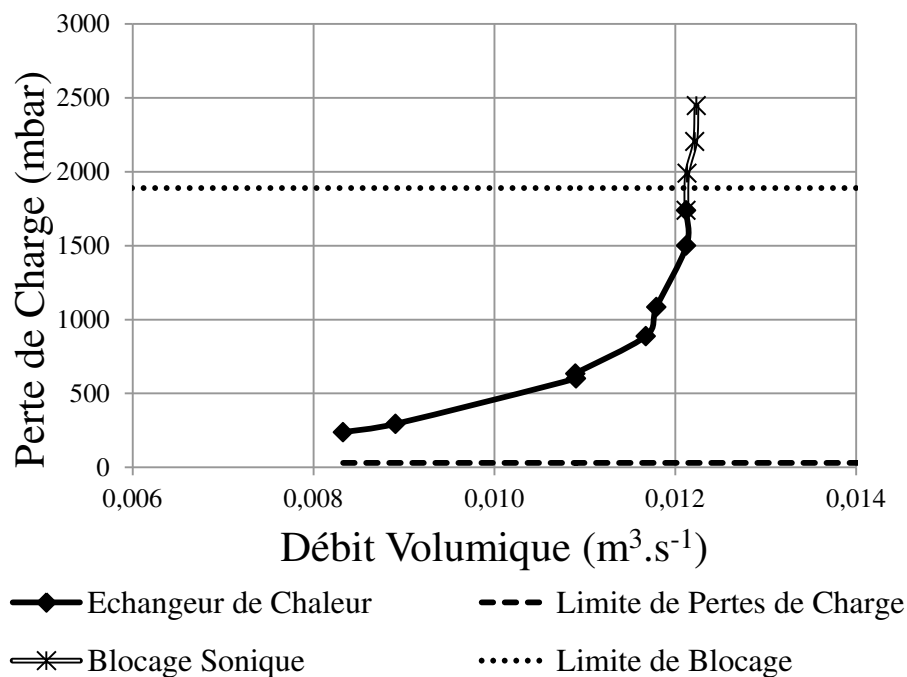


Figure III.14 Perte de charge de monotube

Les pertes de charge créées par le TEG monotube sont très importantes (ce qui n'est pas étonnant vu la proportion de section de passage des gaz entre le conduit de l'échappement de moteur et la section de passage de l'air de l'échangeur). L'adaptation de ce système sur le moteur Diesel est impossible.

III.2.3.1.2 Echangeur 3 tubes (échangeur B) et 5 tubes (échangeur C)

Dans cette partie, des essais additionnels ont été faits sur le banc pour étudier les pertes de charge créées par les échangeurs B et C sur les points de fonctionnement moteur pour déterminer lequel est le plus adapté à des tests sur un moteur Diesel. Un calcul de débit volumique a été fait et tracé. Sur chaque graphique, une limite de pertes de charge à 30 mbar a été tracée.

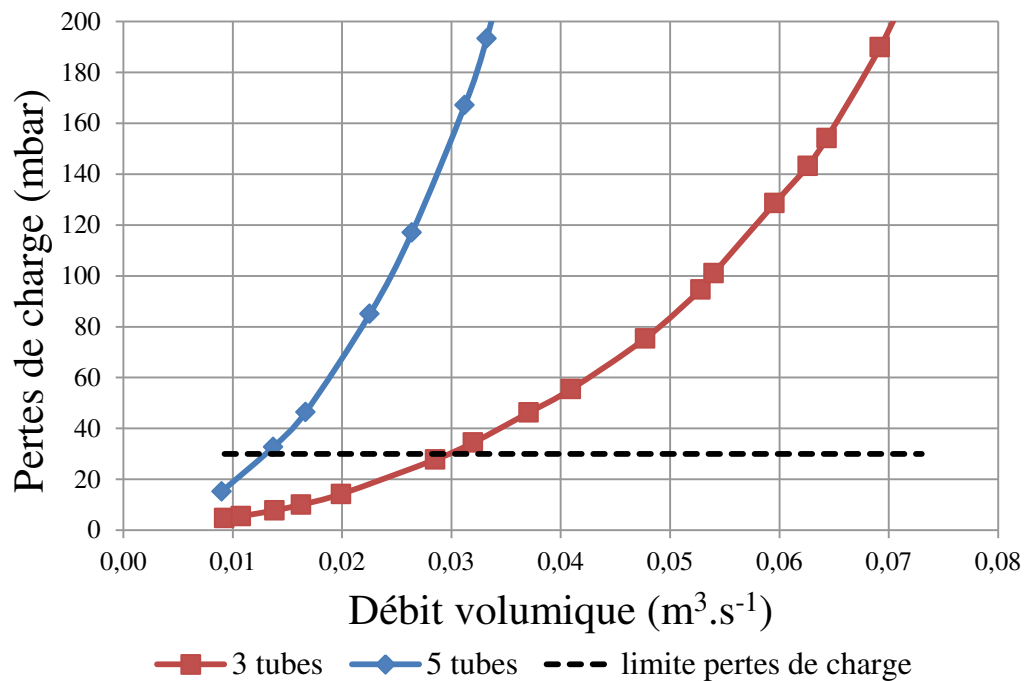


Figure III.15 Pertes de charge du TEG 3 tubes (échangeur B) et 5 tubes (échangeur C)

La Figure III.15 montre que l'échangeur C atteint un niveau de pertes de charge de 100 mbar à un débit de  $110 \text{ kg.h}^{-1}$  ( $0.023 \text{ m}^3.s^{-1}$ ) et une température de gaz chaud de  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ . Par contre l'échangeur B atteint 20 mbar dans les mêmes conditions, soit 80 % moins de pertes de charge. Etant donné que les débits dans un moteur Diesel dépassent les  $300 \text{ kg.h}^{-1}$ , il apparaît naturel de choisir l'échangeur B afin de l'adapter au banc d'essai moteur tout en sachant qu'il sera également nécessaire de by-passé le générateur thermoélectrique sur certains points de fonctionnement.

Les échangeurs chauds du TEG 3 tubes (échangeur B) sont des échangeurs à ailettes droites. Par contre les échangeurs du TEG 5 tubes (échangeur C) sont des échangeurs à ailettes wavy. La largeur du tube de l'échangeur B est supérieure à celle de l'échangeur C, donc la section de passage dans l'échangeur B est supérieure à celle dans l'échangeur C ce qui justifie que les pertes de charge sont inférieures à celles dans l'échangeur C.

### III.3 Effet de la pression de serrage

Les générateurs thermoélectriques sont des systèmes qui permettent de convertir un flux de chaleur en courant électrique. Par conséquent, une optimisation de l'échange de chaleur entre les gaz d'échappement et les modules thermoélectriques est nécessaire pour garantir une performance optimale. Plusieurs auteurs dans la littérature ont travaillé sur l'amélioration de l'échange thermique dans les composants du générateur thermoélectrique. Coté module, Wang et al. [127] ont travaillé sur l'optimisation de la géométrie des plots thermoélectriques pour améliorer le transfert de chaleur. De même Gou et al. [128] ont optimisé le transfert de chaleur en minimisant les résistances internes et externes des modules. Coté échangeur, Liu et al. [129] ont optimisé les ailettes internes de l'échangeur de chaleur pour trouver un compromis entre l'amélioration de transfert de chaleur et les pertes de charge. Un facteur important permettant d'améliorer les transferts thermiques entre l'échangeur et les modules est la résistance de contact de cette dernière avec la surface de l'échangeur. Toujours dans le but d'optimiser le générateur thermoélectrique d'un point de vue système, l'effet de la pression de serrage sur les transferts thermiques et ainsi sur les performances du générateur thermoélectrique sont étudiées dans cette partie.

#### III.3.1 Procédure expérimentale

Deux campagnes d'essais ont été effectuées. La première campagne a permis d'étudier l'effet de la pression de serrage sur les performances du générateur thermoélectrique 3 tubes (échangeur B), avec les modules en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  de HotBlock OnBoard. Une pression de serrage optimale au vu des performances thermoélectriques a ainsi été détectée, et l'échangeur a ensuite été caractérisé sur différents points de fonctionnement, dans ces conditions.

La deuxième campagne a consisté à tester les modules  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de ThermoGen sur différents points de fonctionnement moteur, en utilisant également cette même pression de serrage issue de la première campagne, bien qu'il ne soit pas évident que ce soit la pression de serrage optimale pour les modules ThermoGen qui sont bien différents (taille, type de matériau en surface...) des modules  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  de HotBlock OnBoard. Les essais ont été faits sur le banc à air chaud, en simulant les points de fonctionnement moteur présenté dans le Tableau III-4. Durant les essais, le débit et la température de l'eau (source froide) sont restés constants. Seuls les effets des variations de température et de débit de l'air chaud ont été étudiés. Les points de fonctionnements pour cette étude ont été choisis en cohérence avec le fonctionnement réel d'un moteur de navire (faible vitesse de rotation et fortes charges).



**Tableau III-4**  
**Caractéristiques des 11 points de fonctionnement moteur testés représentatifs d'un**  
**moteur de navire**

Points de fonctionnement (PdF)	Points de fonctionnement moteur			Banc à air chaud		
	Vitesse (tr.min <sup>-1</sup> )	Charge (N.m)	Température sortie turbine (°C)	Débit gaz (g.s <sup>-1</sup> )	Température d'air (°C)	Débit air (g.s <sup>-1</sup> )
<b>1</b>	1000	0	107	14.11	107	14.1
<b>2</b>	1250	0	129	16.4	129	16.5
<b>3</b>	1250	25	194	15.76	194	15.7
<b>4</b>	1000	30	198	13.66	199	13.5
<b>5</b>	1000	45	243	13.88	244	13.9
<b>6</b>	1000	60	296	13.95	297	14
<b>7</b>	1000	75	340	14.01	340	14
<b>8</b>	1000	90	379	14.51	379	14.5
<b>9</b>	1250	65	310	17.6	310	17.5
<b>10</b>	1250	90	395	18.75	396	18.7
<b>11</b>	1250	130	489	20.62	490	20.6

### III.3.2 Résultats expérimentaux (échangeur B)

#### III.3.2.1 Pression de serrage

Durant la phase d'optimisation de la pression de serrage, 4 valeurs pour la force appliquée sur les modules thermoélectriques en Si<sub>80</sub>Ge<sub>20</sub> de dimension 20 x 24 mm<sup>2</sup> ont été testées :

- F<sub>1</sub>=105.74 N (σ<sub>1</sub>=0.26 MPa)
- F<sub>2</sub>=123.36 N (σ<sub>2</sub>=0.31 MPa)
- F<sub>3</sub>= 141 N (σ<sub>3</sub>=0.35 MPa)
- F<sub>4</sub>=158.61 N (σ<sub>4</sub>=0.4 MPa)

Les températures d'entrée échangeur (correspondant à la température sortie turbine sur un moteur Diesel) ont variées entre 108 et 490 °C. La Figure III.16 présente la caractérisation électrique du générateur thermoélectrique sur une charge variable pour deux modules placés sur les branches gauches et droites de l'échangeur. Sur chaque point de fonctionnement moteur, la résistance de charge variait de 100 pas entre 0 et 1 Ω. Les essais ont été réalisés sur les 11 points de fonctionnements moteur en appliquant à chaque fois 4 valeurs de pression de serrage: bleu pour σ<sub>1</sub>, rouge pour σ<sub>2</sub>, vert pour σ<sub>3</sub> et noir pour σ<sub>4</sub>. Quatre points de fonctionnement moteur ont été présentés dans la Figure III.16 (a) PdF1 : faible vitesse – pas de charge, (b) PdF6: faible vitesse– charge élevée, (c) PdF7: vitesse élevée – pas de charge et (d) PdF11: vitesse élevée – charge élevée. Conformément à la littérature, les mesures ont montré une plus forte puissance produite lorsque la charge moteur est plus élevée (à même vitesse de rotation moteur) ou bien lorsque la vitesse de rotation moteur est plus élevée sur la même charge. Ceci provient d'une température sortie turbine plus élevée dans ces 2 conditions.

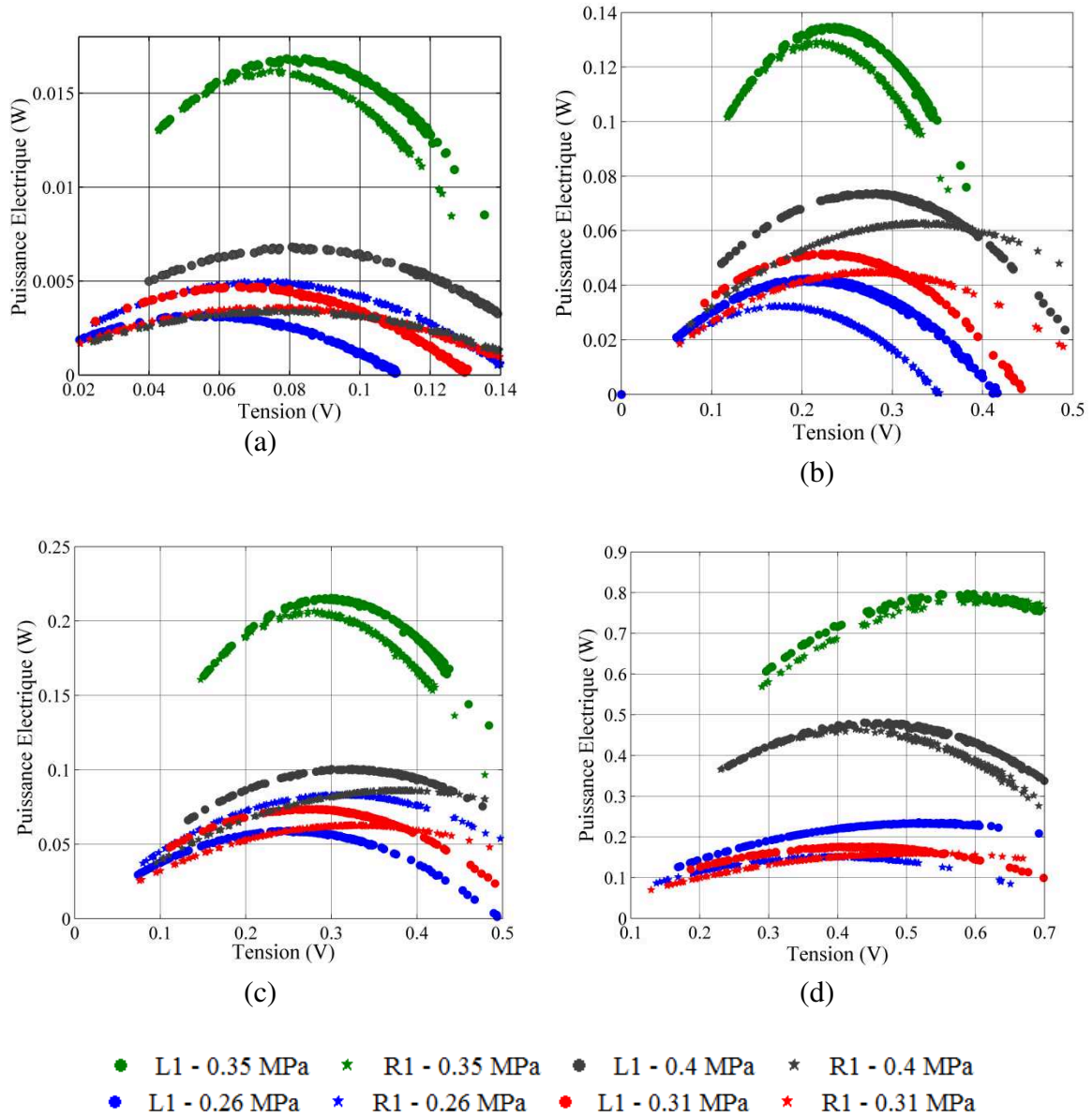


Figure III.16 Puissance électrique des modules  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$ : (a) PdF 1 ; (b) PdF 6 ; (c) PdF 7 ; (d) PdF 11. L1 et R1 représente les positions du module sur l'échangeur.

Les performances des modules thermoélectriques en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  ont une tendance à augmenter avec l'augmentation de la pression de serrage de 0.26 MPa à 0.31 MPa jusqu'à atteindre une puissance maximale pour  $\sigma_3=0.35$  MPa puis diminuer quand la pression de serrage augmente jusqu'à 0.4 MPa, ce qui fait apparaître une pression de serrage optimale de 0.35 MPa parmi les quatre valeurs testées. Chacune des courbes de puissance a un maximum différent, et cela est dû à l'effet de la pression de serrage sur le coefficient d'échange de chaleur entre l'échangeur thermique et les modules thermoélectriques. Cela entraîne un changement de la résistance interne des modules (qui dépend de la température coté chaud) et donc de la valeur de la résistance de charge conduisant à la puissance maximale générée.

Sur les points de fonctionnement moteur où les températures des gaz d'échappement sont relativement faibles (1, 2, 3 et 4), la puissance électrique générée par le module thermoélectrique est trop faible pour être correctement interprétée. La puissance générée pour  $\sigma_2=0.31$  MPa est parfois inférieure à  $\sigma_1=0.26$  MPa. Cela peut être dû aux sensibilités des capteurs qui sont supérieures aux valeurs mesurées. Ceci est clairement présenté dans la Figure III.17, où la puissance maximale du générateur thermoélectrique (sur 8 points de fonctionnement moteur) est mesurée pour les quatre valeurs de pression de serrage. Comme la puissance générée est mesurée pour six modules thermoélectriques connectés en série électriquement, ceci permet de résoudre le problème de sensibilité des capteurs.

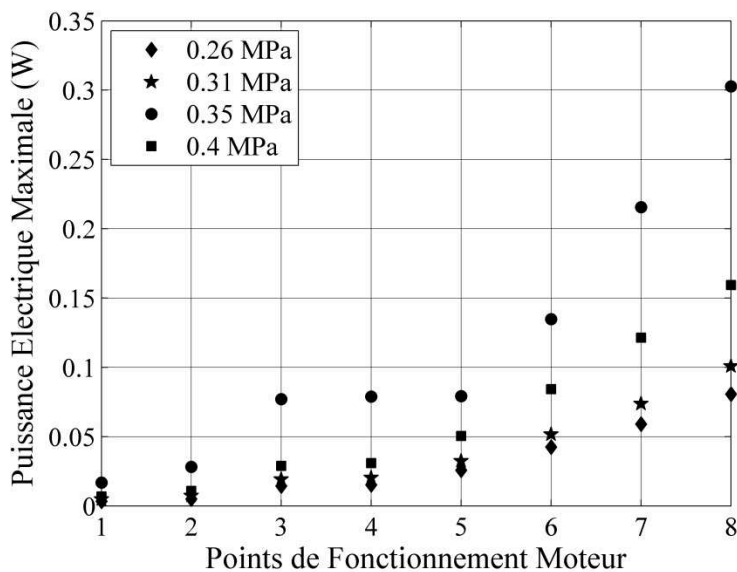


Figure III.17 Puissance électrique maximale sur 8 points de fonctionnement moteur

### III.3.2.2 Caractérisation des modules en fonction des points de fonctionnement moteur

Les deux types de modules thermoélectriques ( $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  de HotBlock OnBoard et  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de ThermoGen) ont été testés sur différents points de fonctionnement moteur (Tableau III-4). Une pression de serrage de 0.35 MPa a été utilisée pour le bridage des modules sur l'échangeur B. Cette pression est la pression optimale identifiée durant la première campagne de tests et correspond à une force de serrage de 141 N pour les modules  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  et de 90 N pour les modules ThermoGen (taille de module 16 x 16 mm<sup>2</sup>).

La caractérisation des modules TE en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  a été limitée à 7 points de fonctionnement moteur en raison de contraintes de sécurité (limite à 400°C pour ne pas avoir d'émissions toxiques dues à la sublimation du Tellure du matériau). Comme le montre la Figure III.18, les températures des gaz à l'entrée de l'échangeur (correspondant à la température sortie turbine pour un moteur Diesel) ont été mesurées et évoluent de 108 °C à un maximum d'environ 490 °C.

La température côté chaud (thermocouple placé sur la surface d'échange entre l'échangeur côté chaud et le module thermoélectrique) des modules M1, M3 et M5 (placés à l'entrée des gaz chauds dans chaque tube) a varié entre 90 ° C et 426 ° C pendant les essais. La température mesurée sur les modules en entrée d'échangeur est toujours plus élevée pour le tube central (correspondant à TM3) que pour les 2 tubes latéraux (correspondant à TM1 et TM5), avec une variation de température de 2 ° C entre le tube gauche et le tube central et 5 ° C entre le tube central et le tube droit. Cette température tend à augmenter avec l'augmentation de la température d'entrée air.

Cet écart de température du module côté chaud entre le tube central et les tubes latéraux peut s'expliquer par la répartition du débit d'air chaud, qui, malgré le design de l'échangeur, tend à privilégier le tube central. Le débit d'air chaud dans le tube central est donc certainement plus important que dans les tubes latéraux, générant un meilleur échange et donc des températures côté chaud du module plus élevées.

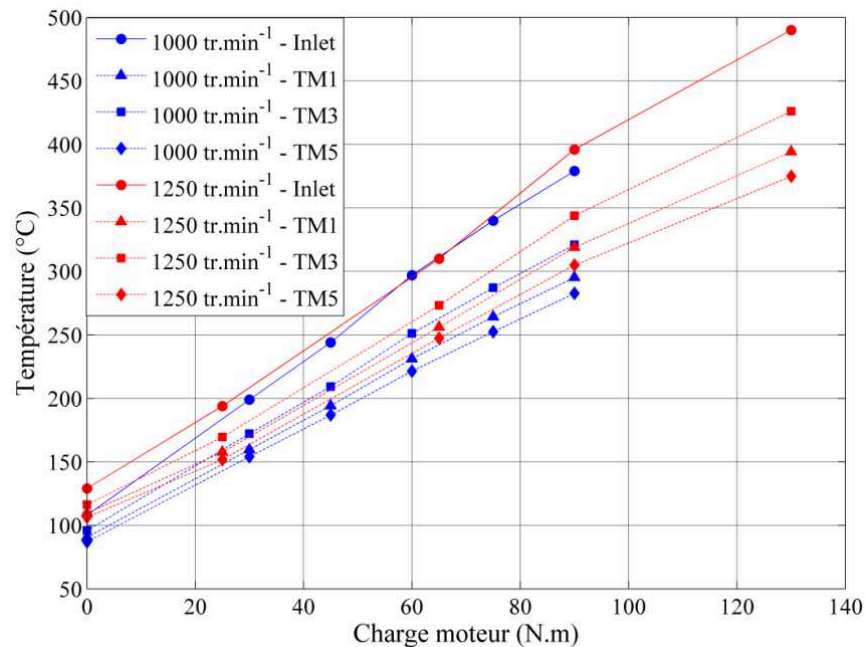


Figure III.18 Température entrée gaz et surface échangeur sur les points expérimentaux

Les Figure III.19 et Figure III.20 montrent le niveau de puissance surfacique obtenue en faisant varier la résistance de charge pour les deux types de module thermoélectrique utilisés durant les essais. La puissance surfacique est égale à la puissance des modules divisée par la surface des modules (soit  $P/400 \text{ mm}^2$  pour les module  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  de HBOB et  $P/256 \text{ mm}^2$  pour les modules  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de ThermoGen). Les résultats des deux figures sont résumés dans le Tableau III-5.

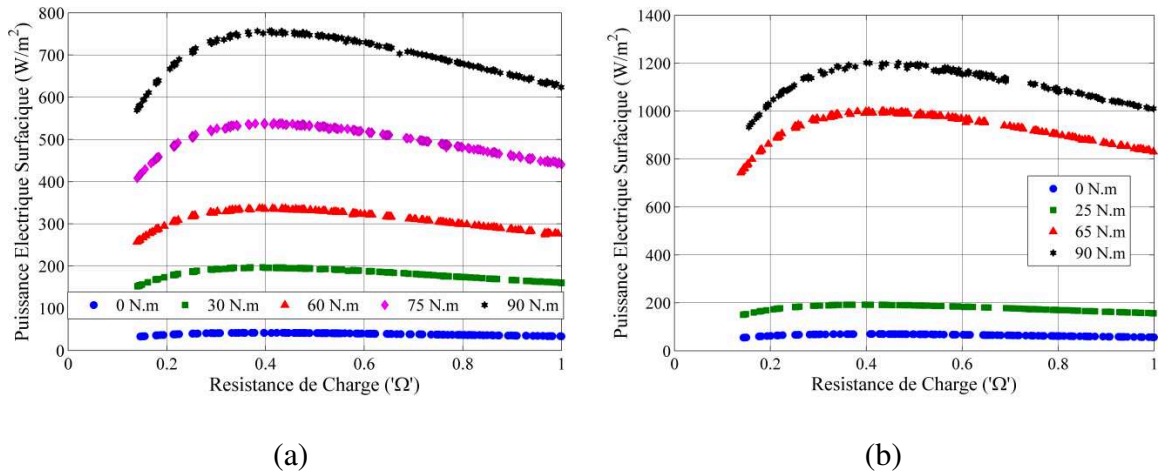


Figure III.19 Puissance générée par les modules Si<sub>80</sub>Ge<sub>20</sub> de HBOB en fonction de la résistance de charge sur l'échangeur B, pour les points de fonctionnements : (a) 1, 4, 6, 7 et 8 (b) 2, 3, 9, et 10

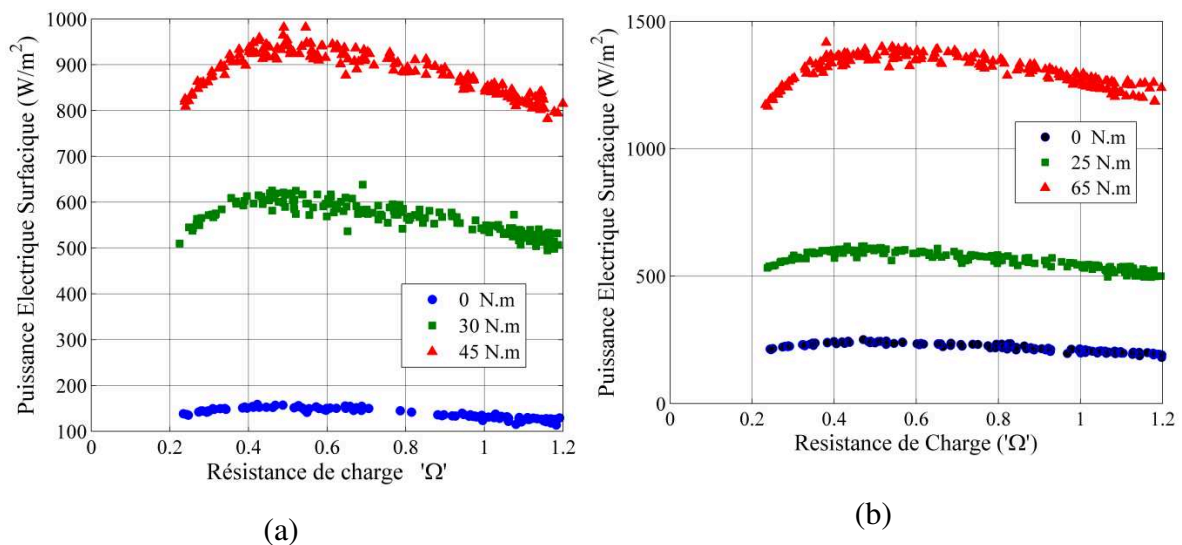


Figure III.20 Puissance générée par les modules Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> de ThermoGen en fonction de la résistance de charge sur l'échangeur B, pour les points de fonctionnements : (a) 1, 4 et 5 (b) 2, 3 et 9

Au cours des essais, le débit et la température de l'eau ont été maintenues constants, de sorte que la source froide n'a pratiquement aucun effet sur la différence de température entre le côté chaud et le côté froid des modules. L'augmentation de la charge du moteur sur une vitesse de rotation constante a entraîné une augmentation de la température des gaz d'échappement et, par conséquent, la différence de température entre la source chaude et la source froide a augmenté, ainsi que la puissance électrique. Ces caractéristiques sont obtenues lorsque l'électricité est générée par un gradient de température dans les plots thermoélectriques. La puissance produite par les modules en Si<sub>80</sub>Ge<sub>20</sub> est inférieure à celle produite par les modules en Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> comme indiqué dans le Tableau III-5. Ceci est logique

puisque les performances optimales des modules en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  sont atteintes pour une température côté chaud d'environ 800 °C, correspondant à une température entrée air supérieure à 1000 °C. Les modules en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  n'ont pas les meilleures performances sur les points de fonctionnement moteur mais ils permettent d'aller plus loin dans les essais en donnant la possibilité d'exploiter ces tests sur tous les points de fonctionnement moteur.

**Tableau III-5**  
**Résumé des résultats de la Figure III.19 et la Figure III.20**

$\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$				$\text{Bi}_2\text{Te}_3$			
1000 tr.min <sup>-1</sup>		1250 tr.min <sup>-1</sup>		1000 tr.min <sup>-1</sup>		1250 tr.min <sup>-1</sup>	
0 Nm	42 W.m <sup>-2</sup>	0 Nm	70 W.m <sup>-2</sup>	0 Nm	157 W.m <sup>-2</sup>	0 Nm	250 W.m <sup>-2</sup>
30 Nm	200 W.m <sup>-2</sup>	25 Nm	192 W.m <sup>-2</sup>	30 Nm	625 W.m <sup>-2</sup>	25 Nm	617 W.m <sup>-2</sup>
60 Nm	340 W.m <sup>-2</sup>	65 Nm	1000 W.m <sup>-2</sup>	45 Nm	982 W.m <sup>-2</sup>	65 Nm	1400 W.m <sup>-2</sup>
75 Nm	540 W.m <sup>-2</sup>						
90 Nm	756 W.m <sup>-2</sup>	90 Nm	1200 W.m <sup>-2</sup>				

Par ailleurs les graphiques se retrouvent conformes à la littérature. Pour les modules en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$ , les résultats ont été obtenus en analysant les données à partir d'un seul module. Les optimums de production d'énergie indiqués ont été mesurés lorsque la résistance de charge a été réglée à 0,4 Ω pour toutes les charges du moteur. Pour les modules ThermoGen en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ , la puissance mesurée concerne six modules connectés en série électriquement. Les optimums indiqués ont été mesurés lorsque la résistance de charge vaut 0,5 Ω (pour toutes les charges du moteur). Ceci provient du fait que les modules étaient disposés en série pour avoir la même résistance électrique qu'un module unique avec une résistance de 0,5 Ω. Dans les deux cas, plus la résistance externe de la charge était déviée de la résistance électrique du système, plus la puissance était faible.

La Figure III.21 montre les courbes tension-courant sur les points expérimentaux pour les deux types de modules ( $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de ThermoGen et  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  de HBOB). Une relation linéaire existe entre la tension et le courant. Pour une condition de vitesse de rotation moteur donnée, les pentes des courbes U-I augmentent avec la charge du moteur, ce qui implique que l'impédance du système augmente avec la température de la source chaude. Les deux types de modules partagent la même tendance mais avec des pentes différentes en raison de la différence de résistance interne qui varie en fonction des matériaux TE utilisés.

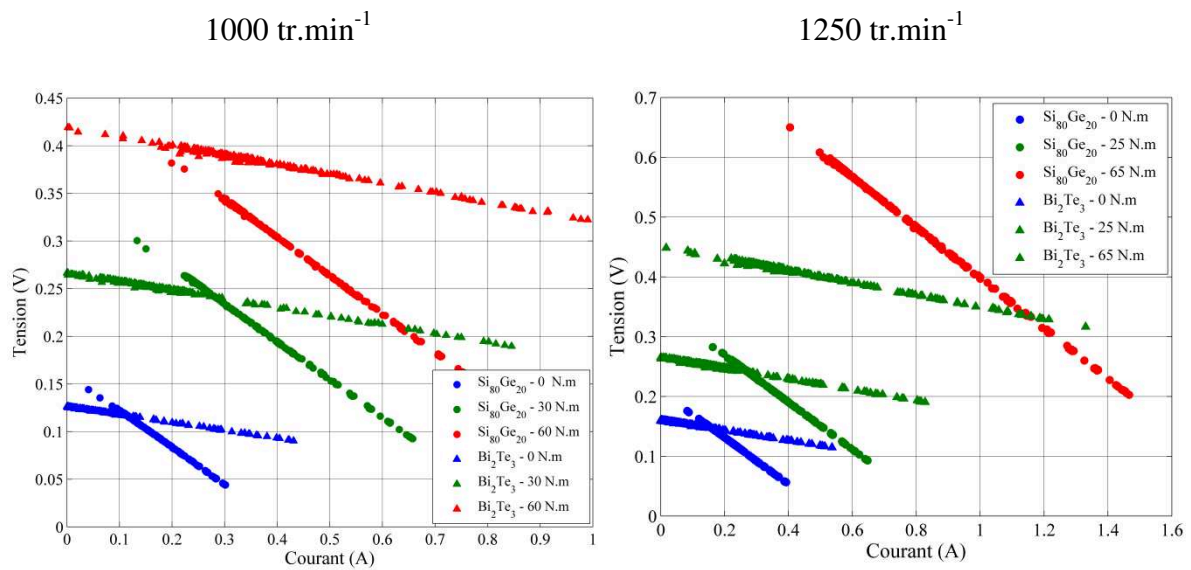


Figure III.21 Courbe U-I sur des différentes vitesses de rotation

### III.3.3 Rendement de conversion

Même si la chaleur perdue dans l'échappement est une source gratuite d'énergie, il est nécessaire de calculer le rendement de conversion du générateur thermoélectrique pour évaluer ces performances. En raison de l'instrumentation actuelle du banc d'essais, il n'est pas possible de mesurer la chaleur dissipée au bout de chaque module thermoélectrique. La variation d'enthalpie dans tout le système de générateur thermoélectrique a été alors utilisée comme la chaleur dissipée dans les modules. La puissance électrique mesurée pour les six modules thermoélectriques en série est utilisée pour déterminer le rendement de conversion.

La Figure III.22(a) montre le rendement de conversion du générateur thermoélectrique en utilisant les deux types de modules ( $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de ThermoGen et  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  de HBOB). Le rendement de conversion du générateur thermoélectrique a atteint un maximum d'environ 0,4%, en utilisant les modules en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  et de 0,35% en utilisant les modules en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$ . Les performances inférieures des modules en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  par rapport aux modules en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  pour les mêmes conditions de fonctionnement du moteur sont directement liées à la figure de mérite du matériau: la plage de fonctionnement optimale des modules  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  est de 400 à 800 ° C alors que la plage de température pendant nos essais n'était que de 108 à 489 ° C. De plus, le rendement de conversion du système est relativement faible pour les deux types de modules car il est calculé en supposant que toute la chaleur est évacuée à travers les modules thermoélectriques, sachant que les modules ne remplissent que 3% de la surface d'échange de chaleur disponible. Ainsi, couvrir la surface disponible de l'échangeur de chaleur avec plus de modules thermoélectriques peut donner un rendement de conversion plus élevé. La Figure III.22(b) montre le rendement relatif des modules thermoélectriques qui représentent le rendement du générateur thermoélectrique, en

tenant compte des pertes de chaleur convectives naturelles à travers la surface inoccupée de 97% de l'échangeur de chaleur. L'équation III-4 présente la méthode du calcul du rendement relatif où l'expression  $P_{th}-P_{conv}$  représente la chaleur évacuée à travers les éléments thermoélectriques :

$$\eta_{rel} = \frac{P_{elec}}{P_{th} - P_{conv}} \quad \text{III-4}$$

La puissance thermique convective est calculée en considérant une température ambiante de la chambre de 30 °C, soit l'équation III-5 :

$$P_{conv} = h_c \times S_{conv} \times (T_c - T_a)$$

III-5

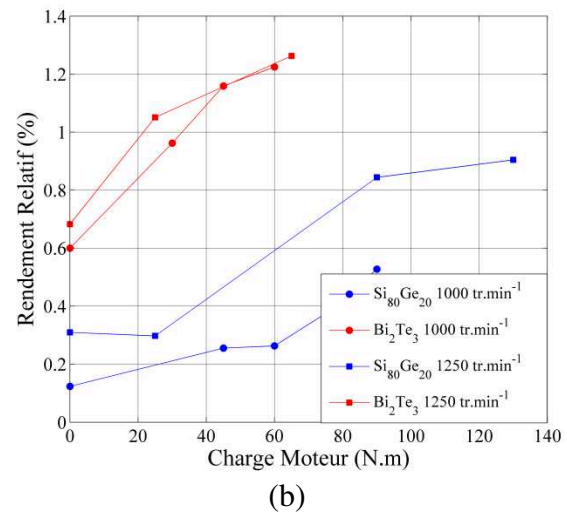
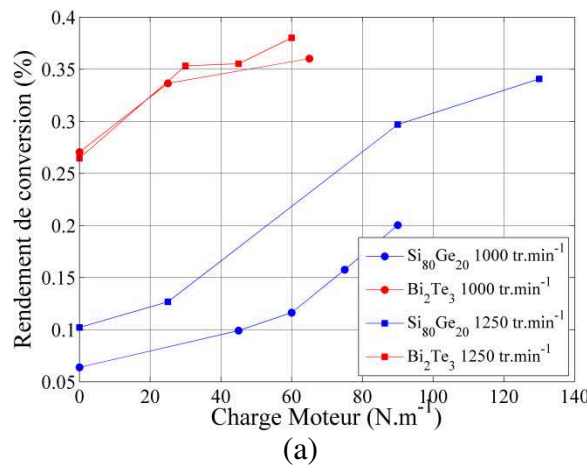


Figure III.22 Rendement de conversion pour les deux types de module TE (Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> de ThermoGen et Si<sub>80</sub>Ge<sub>20</sub> de HBOB): (a) calculé, et (b) relatif

Le rendement relatif maximal du générateur thermoélectrique atteint 0.9 % en utilisant les modules en Si<sub>80</sub>Ge<sub>20</sub> et 1.3% en utilisant les modules en Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>, ce qui montre le potentiel de cette technologie avec une meilleure optimisation du système. Le rendement du système a tendance à augmenter tout en augmentant la charge du moteur à une vitesse de rotation constante en raison de l'augmentation de la température des gaz d'échappement. Par conséquent, le rendement de conversion augmente avec la température d'entrée d'air et il est plus élevé lors de l'utilisation des modules en Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> qu'avec l'utilisation des modules en Si<sub>80</sub>Ge<sub>20</sub>, ce qui correspond à la littérature. Ces résultats ont tendance à montrer la perspective d'optimiser le nombre de modules thermoélectriques utilisés sur la surface de l'échangeur de chaleur, qui peut conduire à une amélioration importante du rendement ou de la puissance du système.

### III.4 Mise en équation et analyse

Un calcul analytique a été fait pour établir un lien direct entre la pression de serrage et les performances du générateur thermoélectrique. La pression de serrage affecte directement



la résistance de contact entre les modules thermoélectriques et la surface de l'échangeur. La résistance de contact dépend de plusieurs paramètres, le plus notable étant la pression de contact. Cela pourrait être dû au nombre croissant de points de contact entre deux surfaces plutôt que toute la surface. Bien que la pression de contact et la dureté du matériau puissent être utilisées pour déterminer le rapport entre la surface de l'échantillon et la zone de contact réelle, le rayon équivalent de point de contact doit être bien connu et une probabilité de répartition des points doit être calculée. Par conséquent, l'estimation de la résistance de contact à partir de modèles théoriques n'est pas une tâche facile.

### III.4.1 Pression de contact

De nombreux efforts ont été faits pour développer un modèle théorique fiable capable de prédire la résistance de contact en tenant compte de la pression de contact appliquée [130]. Le modèle utilisé dans notre étude analytique est le modèle de Mikic pour la résistance de contact entre deux corps A et B (Eq. III-6)

$$\frac{1}{h_c} = \frac{\sigma_s}{1.55k_s m_s} \left( \frac{p\sqrt{2}}{E' m_s} \right)^{-0.94} \quad \text{III-6}$$

Le module effectif, la rugosité équivalente, la conductivité thermique effective et la pente d'aspérité absolue moyenne sont décrites par les équations suivantes [131][132]:

$$E' = \left[ (1-\nu_A^2)/E_A + (1-\nu_B^2)/E_B \right]^{-1} \quad \text{III-7}$$

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_B^2} \quad \text{III-8}$$

$$k_s = \frac{2k_A k_B}{k_A + k_B} \quad \text{III-9}$$

$$m_s = \sqrt{m_A^2 + m_B^2} \quad \text{III-10}$$

Le coefficient de transfert conducteur est en relation directe avec la température côté chaud du module à travers l'équation de flux de chaleur :

$$\Phi_{\text{cond}} = h_c \times S_c \times (T_{\text{gi}} - T_c) \quad \text{III-11}$$

En remplaçant  $h_c$  dans l'équation III-11, la température côté chaud du module se calcule en utilisant l'équation III-12 :

$$T_h = T_{\text{hei}} - \frac{\Phi_{\text{cond}}}{S_c} \frac{\sigma_s}{1.55k_s m_s} \left( \frac{p\sqrt{2}}{E' m_s} \right)^{-0.94} \quad \text{III-12}$$

L'équation III-12 donne une relation entre la pression appliquée sur le module thermoélectrique et la température côté chaud du module. Par conséquent, il relie la pression appliquée au rendement et à la puissance générée par le générateur thermoélectrique.

En remplaçant la valeur du côté chaud module de l'équation III-12 dans l'équation de puissance maximale générée par le module présentée dans le chapitre I, il est possible d'écrire :

$$P_{\max} = \frac{[\alpha(T_h - T_c)]^2}{4R_1} = \frac{\alpha^2}{4R_1} \times (T_h - T_c)^2 = \frac{\alpha^2}{4R_1} \times \left( (T_{\text{hei}} - T_c) - \frac{\Phi_{\text{cond}}}{S_c} \frac{\sigma_s}{1.55k_s m_s} \left( \frac{p\sqrt{2}}{E' m_s} \right)^{-0.94} \right)^2$$

$$P_{\max} = \frac{[\alpha(T_h - T_{\text{hei}})]^2}{4R_1} - \frac{\alpha^2(T_{\text{hei}} - T_c)\Phi_{\text{cond}}\sigma_s}{8.5877R_1 S_c k_s m_s (E' m_s)^{-0.94}} p^{-0.94} + \left( \frac{\Phi_{\text{cond}}}{S_c} \frac{\sigma_s}{1.55k_s m_s} \right)^2 \times \left( \frac{\sqrt{2}}{E' m_s} \right)^{-1.88} p^{-1.88} \quad \text{III-13}$$

Un lien direct entre la pression de contact et la puissance maximale générée par le module est établi à travers une fonction ayant un maximum sous la forme :

$$P_{\max} = a + b \times p^{-0.94} + c \times p^{-1.88} \quad \text{III-14}$$

### III.4.2 Analyse

Avant de résoudre l'équation III-14, une étude comparative a été faite entre la forme des solutions de l'équation III-14 et les résultats expérimentaux sur les 8 points de fonctionnements. Les résultats étaient conformes sur tous les points de fonctionnement moteur (Figure III.23). La puissance générée a tendance à augmenter avec l'augmentation de la pression appliquée de (0.26 à 0.35 MPa) puis diminuer. Ceci confirme bien les tendances observées expérimentalement quant à l'existence d'un optimum. La théorie est basée sur la déformation élastique des matériaux thermoélectriques donc aucune contrainte de compression supérieure à 0.4 MPa n'a été testée pour ne pas déformer le module.

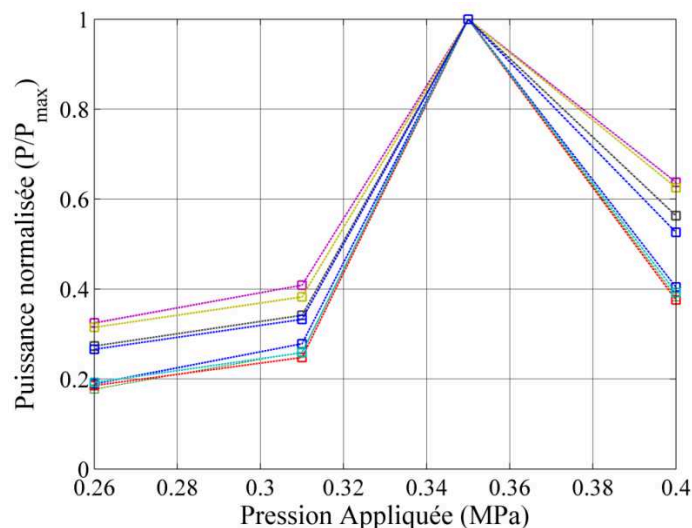


Figure III.23 Puissance normalisée en fonction de la pression de contact

Afin de déterminer les paramètres inconnus dans l'équation III-14, les résultats expérimentaux de puissance maximale générée par les modules sur 8 points de fonctionnement moteur (Figure III.17) ont été utilisés. Pour chaque point de

fonctionnement du moteur, la puissance générée maximale est différente en raison de la relation directe entre la température des gaz d'échappement et la puissance électrique du générateur thermoélectrique. Ainsi, toutes les valeurs de puissance maximale ont été normalisées par rapport à la puissance générée maximale (correspondant à une pression appliquée de 0,35 MPa). Les résultats ont montré que pour une contrainte de compression inférieure à 0,31 MPa, la courbe de puissance n'est pas cohérente avec l'ajustement de la courbe de l'équation III-14. Cela pourrait être dû au manque de nombre de points de contact nécessaire pour augmenter le taux de transfert de chaleur entre les deux surfaces. Par conséquent, l'effet de la pression de serrage sur le transfert de chaleur entre le module thermoélectrique et l'échangeur de chaleur côté chaud commence à partir d'une pression minimale appliquée de 0,31 MPa. La puissance maximale identifiée dans ce test est pour un stress compressif de  $\sigma_3 = 0,35$  MPa, mais pourrait être plus précise en testant plus de 3 valeurs comprises entre 0,31 et 0,4 MPa.

Pour la même abscisse, les résultats expérimentaux ont montré une différence de puissance de sortie de 0 à 0,2 W sur certains points de fonctionnement du moteur, ce qui pourrait être dû aux incertitudes de mesures. Une valeur moyenne de puissance de sortie est ensuite calculée pour chaque valeur de pression appliquée, ce qui conduit à quatre équations à 3 inconnues :

$$\frac{P_1}{P_3} = \frac{a}{P_3} + \frac{b}{P_3} \sigma_1^{-0.94} + \frac{c}{P_3} \sigma_1^{-1.88} \quad \text{III-15}$$

$$\frac{P_2}{P_3} = \frac{a}{P_3} + \frac{b}{P_3} \sigma_2^{-0.94} + \frac{c}{P_3} \sigma_2^{-1.88} \quad \text{III-16}$$

$$1 = \frac{a}{P_3} + \frac{b}{P_3} \sigma_3^{-0.94} + \frac{c}{P_3} \sigma_3^{-1.88} \quad \text{III-17}$$

$$\frac{P_4}{P_3} = \frac{a}{P_3} + \frac{b}{P_3} \sigma_4^{-0.94} + \frac{c}{P_3} \sigma_4^{-1.88} \quad \text{III-18}$$

Par hypothèse, le phénomène de croissance de point de contact a commencé à partir de  $\sigma_2=0.31$  MPa, l'équation III-15 n'est donc pas prise en compte dans la solution, et le système est devenu :

$$\begin{pmatrix} 0.3319 \\ 1 \\ 0.5283 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0.31^{-0.94} & 0.31^{-1.88} \\ 1 & 0.35^{-0.94} & 0.4^{-1.88} \\ 1 & 0.4^{-0.94} & 0.4^{-1.88} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} a \\ b \\ c \end{pmatrix} \quad \text{III-19}$$

Le système est ensuite résolu en utilisant l'algorithme d'élimination de Gauss pour résoudre les systèmes d'équations linéaires. La relation directe entre la puissance maximale générée par le générateur thermoélectrique et la pression appliquée sur le module est ensuite interpolée par la relation suivante:

$$P_{\max} = -4.4623 + 3.4442\sigma^{-0.94} - 0.6476\sigma^{-1.88} \quad \text{III-20}$$

L'équation III-20 de l'étude analytique justifie la présence d'une pression optimale appliquée sur les modules et observée à partir des résultats expérimentaux. Ces résultats ont montré l'importance de l'optimisation de la pression de serrage dans l'amélioration du rendement du système. Dans cette étude, il entraîne une variation de puissance générée d'un minimum de 350 % à un maximum de 770%.

*L'objectif de ce chapitre était de pouvoir optimiser les performances du générateur thermoélectrique d'un point de vue système. C'est pour cette raison qu'une étude expérimentale complétée par une étude analytique ont été faites afin de déterminer les modules et échangeurs les plus adaptables à l'application moteur comme, par exemple, l'identification de la pression de serrage optimale à utiliser lors de l'assemblage. Trois types de modules thermoélectriques commerciaux ont été caractérisés sur les points de fonctionnement moteur. Les essais visent à comparer les performances des modules thermoélectriques sur les points de fonctionnement moteur et étudier la possibilité de leurs applications sur un moteur Diesel réel.*

Les résultats montrent une pression de serrage optimale correspondant à une contrainte de compression de 0,35 MPa. Les résultats sont cohérents avec les modèles développés dans la littérature et les résultats obtenus à partir de l'étude analytique. L'étude comparative des trois types de modules thermoélectriques montre un niveau de performance supérieure (puissance et rendement de conversion) des modules en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  par rapport aux modules en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$ , sur les mêmes points de fonctionnement. Les rendements de conversion de l'ordre 0,05 à 0,35% pour les modules en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  et 0,26-0,4% pour le  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  sont obtenus en utilisant le rapport de la puissance générée par le générateur thermoélectrique et la chaleur dissipée dans l'échappement. L'estimation de rendement relatif est ensuite proposée pour montrer le rendement de conversion potentielle du générateur thermoélectrique *en utilisant ces modules (de l'ordre de 0,2 à 0,9% pour le  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  et de 0,6 à 1,3% pour le  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ ) dans une utilisation optimisée de la surface d'échange de chaleur.*

La possibilité d'intégrer ces modules en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  ou  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  dans un moteur Diesel marin dépend de la cartographie motrice typique du navire concerné. Alors que les modules en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  affichent des performances plus élevées sur les conditions de charge minimales, elles présentent une durabilité insuffisante pour des températures supérieures à 250 ° C, ce qui est relativement faible pour la température des gaz d'échappement. En revanche, les modules en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  présentent une stabilité remarquable sur tous les points de fonctionnement du moteur. Cependant, la plupart des points de fonctionnement sont en dehors de leur gamme de fonctionnement optimale, offrant un faible rendement de conversion et ancrant la nécessité de matériaux thermoélectriques plus efficaces, peu coûteux et fiables dans la gamme de température de 200 à 300 ° C.



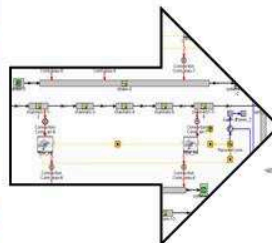
# Chapitre IV

## Modélisation

*Les dimensions importantes d'un moteur de propulsion maritime ne permettent pas de faire facilement des essais. Une première étape consiste à débiter les études par une approche numérique*

*Afin d'atteindre cet objectif, le logiciel de simulation GT-Suite de Gamma Technologies a été choisi afin d'intégrer le modèle développé dans cette thèse car il offre la possibilité d'effectuer par la suite un couplage avec le fonctionnement d'un moteur à combustion interne.*

Dans ce chapitre, les différentes étapes de développement du modèle, les problèmes et solutions retenues, et les résultats du modèle sont présentés.



## IV.1 Présentation du logiciel GT Suite

GT-Suite est un code de simulation 0D/1D basée sur une approche système utilisée par tous les principaux constructeurs moteurs et véhicule. Au-delà de la détermination des performances de base, GT-Suite inclut différents modèles physiques permettant de déterminer par simulation la consommation (et donc les émissions de CO<sub>2</sub>) du moteur, les caractéristiques acoustiques du système d'admission et d'échappement, les différentes températures au niveau du moteur et la modélisation du système de contrôle. Les modèles de moteurs standard peuvent être convertis en modèles temps réel pour les simulations SiL (Software in the Loop) ou HiL (Hardware in the Loop). La fonctionnalité la plus importante de ce logiciel dans le cadre de cette thèse est d'avoir la possibilité d'inclure ces modèles dans une simulation de niveau système complet (générateur thermoélectrique + moteur à combustion interne).

## IV.2 Modèle 0D/1D échangeur

Les échanges thermiques entre les gaz chauds et les modules thermoélectriques constituent un élément essentiel pour toute conception d'un générateur thermoélectrique, comme présenté dans les chapitres précédents. Pour cette raison, les tubes des échangeurs ont toujours une structure interne complexe qui est variable d'un tube à l'autre afin de maintenir un bon compromis entre les échanges thermiques et les pertes de charge dans l'échangeur.

Un modèle 0D d'un échangeur thermique similaire à un radiateur d'automobile existe déjà dans le logiciel GT-Suite (Figure IV.1). Ce modèle fournit la possibilité de modéliser les échanges thermiques et les pertes de charge dans le tube en respectant les géométries internes et externes de l'échangeur. Une cartographie d'efficacité de l'échangeur doit tout de même être fournie. Cependant, ce modèle ne permet pas de décrire un générateur thermoélectrique et ne peut également pas représenter correctement les échanges thermiques entre les modules thermoélectriques et la source chaude.

Un modèle 0D/1D doit être conçu pour modéliser les échanges thermiques à travers l'échangeur et entre les gaz chauds et les modules thermoélectriques. L'objectif est de pouvoir déterminer les performances réelles du générateur thermoélectrique et son effet sur le rendement du moteur.

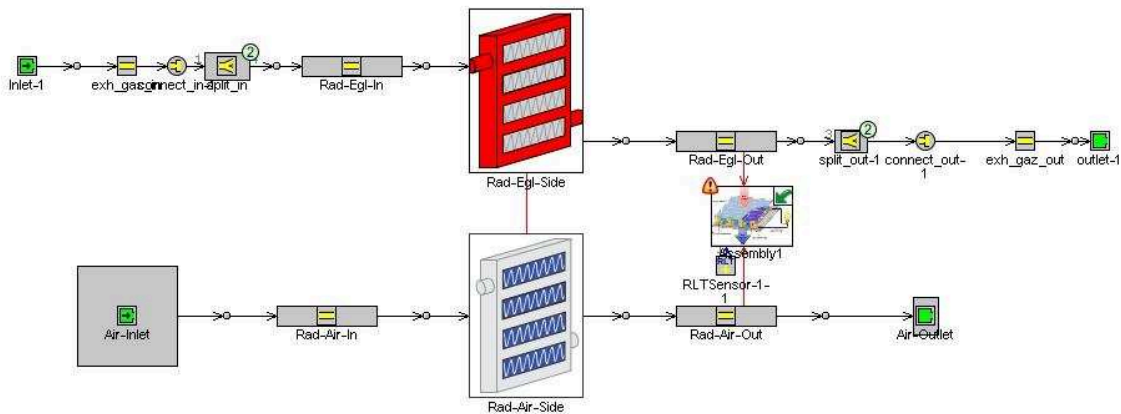


Figure IV.1 Modèle initial dans l'environnement GT-Suite

### IV.3 Résultats expérimentaux – mesure des flux

Suivant le type d'échangeur conçus, c'est-à-dire suivant la configuration des ailettes retenue, les transferts thermiques seront plus ou moins importants. Par conséquent, il convient de caractériser ces flux afin de pouvoir adapter la modélisation.

#### IV.3.1 Fluxmètres

Le flux thermique  $\Phi$  est défini par la puissance qui traverse une section dans un transfert thermique. Il s'exprime donc en watts. Les fluxmètres destinés à mesurer les flux thermiques mesurent en fait une densité de flux, car ils sont le plus souvent de dimensions définies. La densité de flux thermique en découle et s'exprime en watts par mètre carré ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ ).

Les fluxmètres utilisés dans le dispositif expérimental sont des capteurs de flux thermique à gradient de Captec [133] de dimensions 20x20 mm avec une zone sensible de 10x10 mm pour réduire les effets du bord. Ils exploitent le gradient de température engendré dans un milieu conducteur par la propagation d'un flux thermique. La température maximale de fonctionnement est de 120 °C.

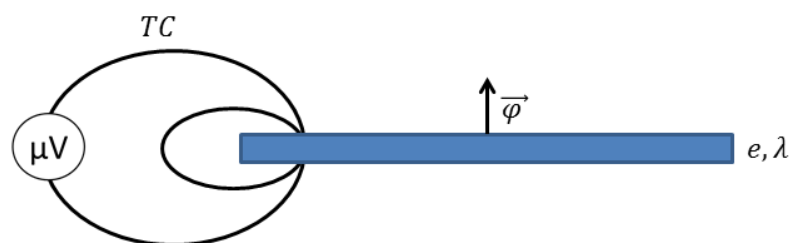


Figure IV.2 Principe des fluxmètres à gradient

Le gradient se ramène à  $\Delta\theta/e$ , d'où la densité de flux :



$$\bar{\varphi} = -\frac{\lambda}{e} \Delta\theta$$

IV-1

Pour une paroi donnée, la lecture du signal des couples thermoélectriques s'étalonne directement en ( $\text{W.m}^{-2}$ ), multiplié par la surface du module testé. Le flux passant à travers le module thermoélectrique peut ainsi être déterminé. La zone sensible du fluxmètre n'est que de  $10 \times 10 \text{ mm}$  pour éviter les effets de bord (les pertes transversales des modules sont considérés négligeables).

Huit fluxmètres ont été installés sur l'échangeur, trois sur chacune des branches gauche et droite et deux sur la branche centrale (Figure IV.3). Afin de limiter le contact entre les fils électriques et les parois de l'échangeur, mais aussi parce que ces capteurs sont très fragiles, il a été décidé de ne pas installer un fluxmètre sur la partie centrale de la branche du milieu.

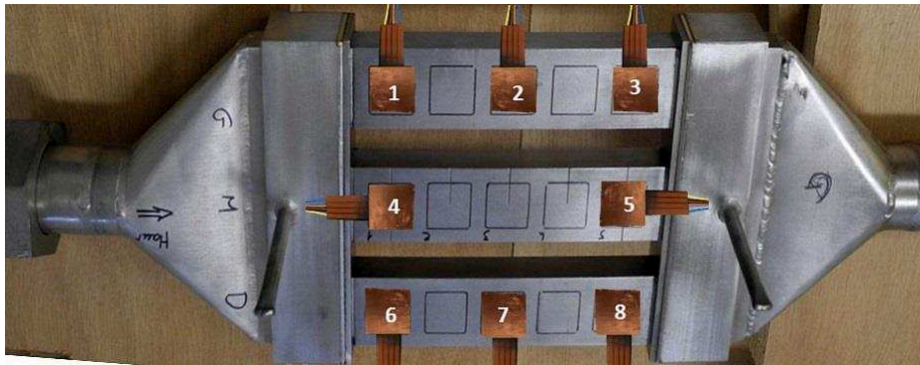


Figure IV.3 Distribution des fluxmètres sur l'échangeur

### IV.3.2 Analyse

Deux campagnes d'essais ont été réalisées avec les fluxmètres. Une première campagne a permis d'adapter les dispositifs expérimentaux et comprendre le comportement de ces capteurs. Dans cette campagne 3 fluxmètres en position 1, 2 et 3 sont utilisés. Les essais ont été réalisés à partir du banc d'organe présenté dans le chapitre II (paragraphe II.2). Durant ces essais, l'eau est maintenue à une température constante de  $25 \text{ °C}$  et à un débit constant de  $20 \text{ g.s}^{-1}$ . Les essais ont permis de faire varier le débit d'air avec 5 valeurs différentes ( $50, 68, 81, 110$  et  $130 \text{ kg.h}^{-1}$ ). La température d'entrée a également varié :  $50, 70, 90$  et  $110 \text{ °C}$ . Finalement, 20 points de mesures ont été effectués. La Figure IV.4 présente les résultats obtenus pour un débit de  $50 \text{ kg.h}^{-1}$  et  $68 \text{ kg.h}^{-1}$ . La variation de flux est quasiment linéaire avec la température d'entrée de l'air pour un débit constant, ce qui semble normal étant donné que le rapport flux sur variation de température (équation IV-2), est presque constant (faible dépendance de  $C_p$  à la température). Les résultats ont montré des flux plus élevés sur la position 2 que ceux sur la position 3, sachant que la position 2 est la plus proche de l'entrée des gaz chauds. La température de

la source chaude à la position 1 est plus élevée que celle en 2. Cependant l'eau circule en contre-courant impliquant une évolution de la température d'eau inverse à celle de la température de l'air chaud, ce qui a un effet sur la différence de température et sur le flux de chaleur.

$$\frac{\Phi}{\Delta T} = \dot{m} \times C_p$$

IV-2

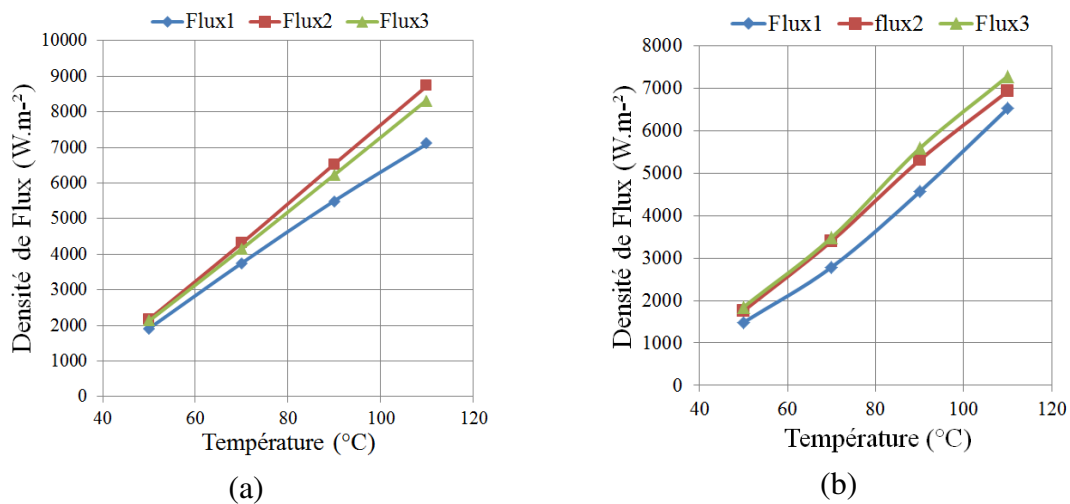


Figure IV.4 Résultats obtenus avec les fluxmètres : (a) débit = 50 kg.h<sup>-1</sup>, (b) débit = 68 kg.h<sup>-1</sup>

La deuxième campagne d'essais a été réalisée en utilisant des fluxmètres installés sur les huit positions précisés dans la Figure IV.3. Lors de ces essais, le débit a pris deux valeurs différentes (47 et 93 kg.h<sup>-1</sup>) et la température a pris 12 valeurs différentes (50, 60, 70, 80, 100, 125, 150, 175, 200, 225, 250 et 300 °C).

La Figure IV.5 montre les résultats de flux mesurés pour les trois branches lorsque l'air est maintenu à un débit de 47 kg.h<sup>-1</sup> et à une température d'entrée de 50°C. Le terme mFx représente la courbe moyenne des résultats. La température moyenne de paroi de l'échangeur froid (correspondant à la température froide module) est de 35 °C. Les résultats des flux sur les trois branches dévoilent 3 points essentiels sur l'échangeur :

- 1- Les flux mesurés sur les trois branches et sur la même position d'une branche différente ne sont pas identiques (comparaison entre F1, F4, F6) ce qui laisse penser que la répartition de débit d'air n'est pas parfaitement identique entre les trois branches.
- 2- Il n'y a pas de tendance à généraliser sur les trois branches pour la variation du flux en fonction de la position de l'entrée de l'air chaud (flux maximal au milieu du tube pour la branche gauche, et au milieu/entrée du tube pour la branche droite).

- 3- La non uniformité de la variation de flux en fonction de la position sur le tube peut être dû à la variation de la température froide du module sur chaque position. L'eau et l'air étant en contre-courant, la variation de différence de température entre la source chaude et la source froide dans chaque position est différente.

La valeur moyenne de flux sur 1 seconde est utilisée pour l'intégration dans GT-Suite sur chaque point d'essai. Les variations dynamiques viennent de l'interférence des ondes électromagnétiques émises par le boîtier électrique du banc. La sensibilité des capteurs de mesure de flux utilisés et les fils électriques très fins qui les connectent au boîtier d'acquisition, les rendent vulnérables à ce type d'interférence.

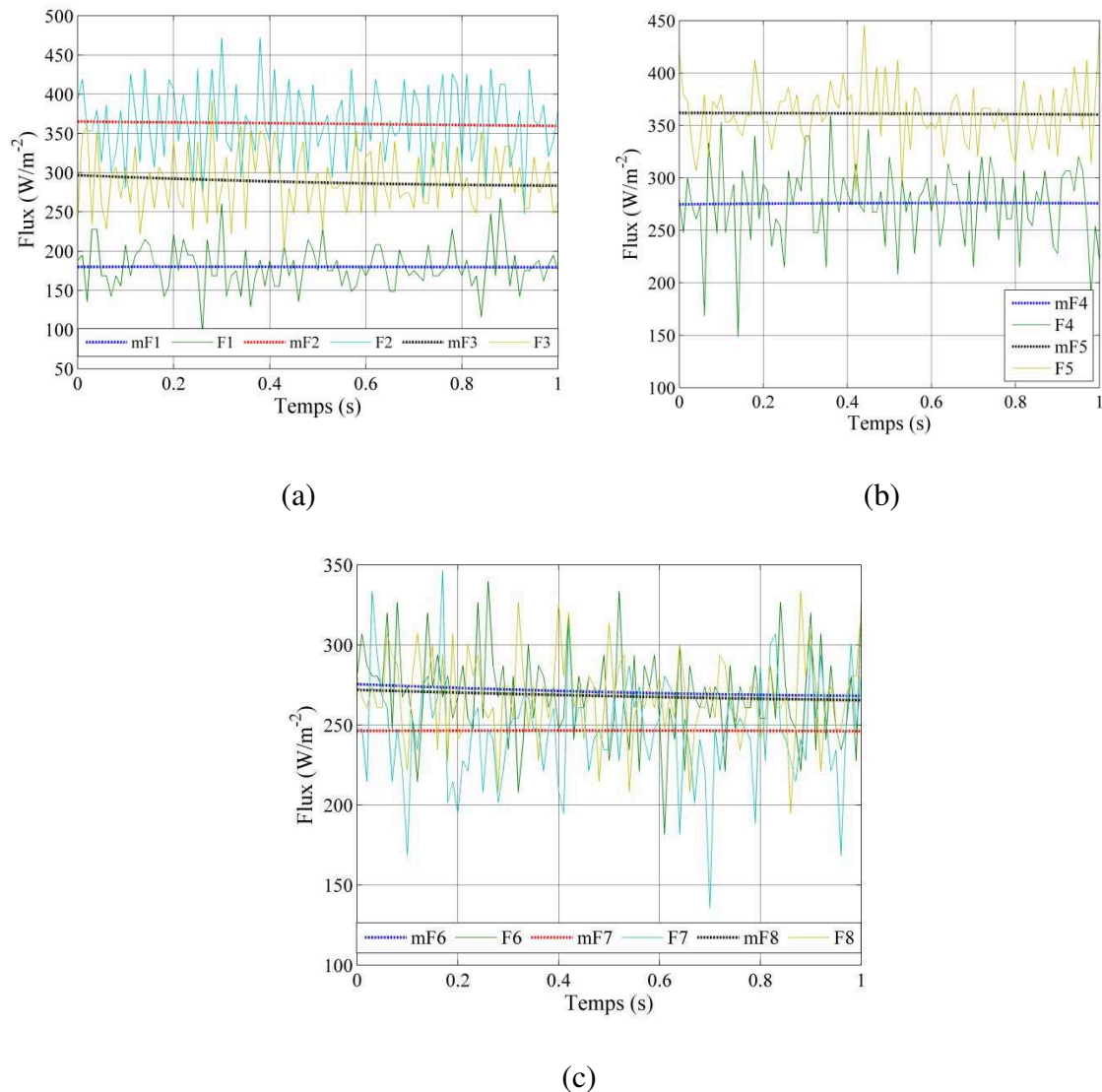


Figure IV.5 Résultats obtenus pour un débit de 47 kg.h<sup>-1</sup> et une température d'entrée de 50 °C : (a) Branche gauche, (b) branche centre, (c) branche droite

A partir de ces résultats expérimentaux, il est possible de calibrer le modèle, décrit dans la partie suivante.

## IV.4 Modélisation

La modélisation d'un générateur thermoélectrique est réalisée en distinguant : le circuit chaud, le circuit froid et le module thermoélectrique. Ces trois éléments, leurs composants et la méthodologie de l'assemblage et la calibration sont présentés dans ce paragraphe.

### IV.4.1 Circuit chaud

Le circuit chaud du générateur thermoélectrique est composé de la source de chaleur (air chaud, échappement moteur, ...) et de l'échangeur. Après avoir développé et calibré le modèle, celui-ci pourra être intégré dans un code de simulation complet du fonctionnement d'un moteur à combustion interne.

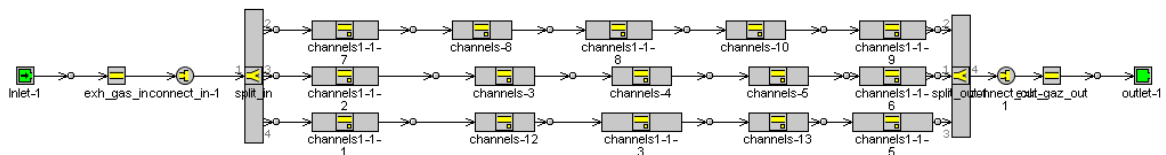


Figure IV.6 Circuit chaud

La Figure IV.6 représente le modèle du circuit chaud. L'entrée de l'échangeur chaud est effectuée par un tube de connexion correspondant à celui existant sur le banc expérimental et un générateur d'air chaud recevant le débit et la température de l'air comme condition d'entrée. La sortie de l'échangeur consiste à évacuer l'air à l'extérieur à travers un tube encore identique à celui existant sur le banc expérimental. Le modèle permet d'obtenir les températures, pressions et débit de l'air à l'entrée et à la sortie de générateur thermoélectrique.

L'échangeur est composé d'un convergent, un divergent et trois éléments tubulaire (identique à l'échangeur B présenté précédemment). Les géométries du convergent/divergent et du volume sont décrites précisément dans le modèle. Pour les tubes de l'échangeur, le modèle donne la possibilité d'utiliser un seul tube discrétisé, mais cela ne permet pas de préciser la position du module thermoélectrique sur le tube. Ainsi, la solution retenue consiste à utiliser 3 tubes (chaque tube est conçu pour recevoir un module) connectés en série.

Comme indiqué précédemment, la géométrie interne du tube n'étant finalement pas intégrée dans le modèle, les résultats des flux sont utilisés pour calibrer les échanges convectifs internes entre les gaz chauds et les modules thermoélectriques. Les essais expérimentaux présentés précédemment sont utilisés pour les deux débits ( $47 \text{ kg.h}^{-1}$  et  $93 \text{ kg.h}^{-1}$ ) et les 12 niveaux de températures variantes entre  $50$  et  $300 \text{ }^\circ\text{C}$  sur chaque point de débits. Il est ainsi possible de définir la loi de variation de flux en fonction de la

température pour les débits et les positions testés, permettant d'établir l'échange thermique entre la source chaude et les modules pour n'importe quelle température d'entrée variant de 50 à 300 °C.

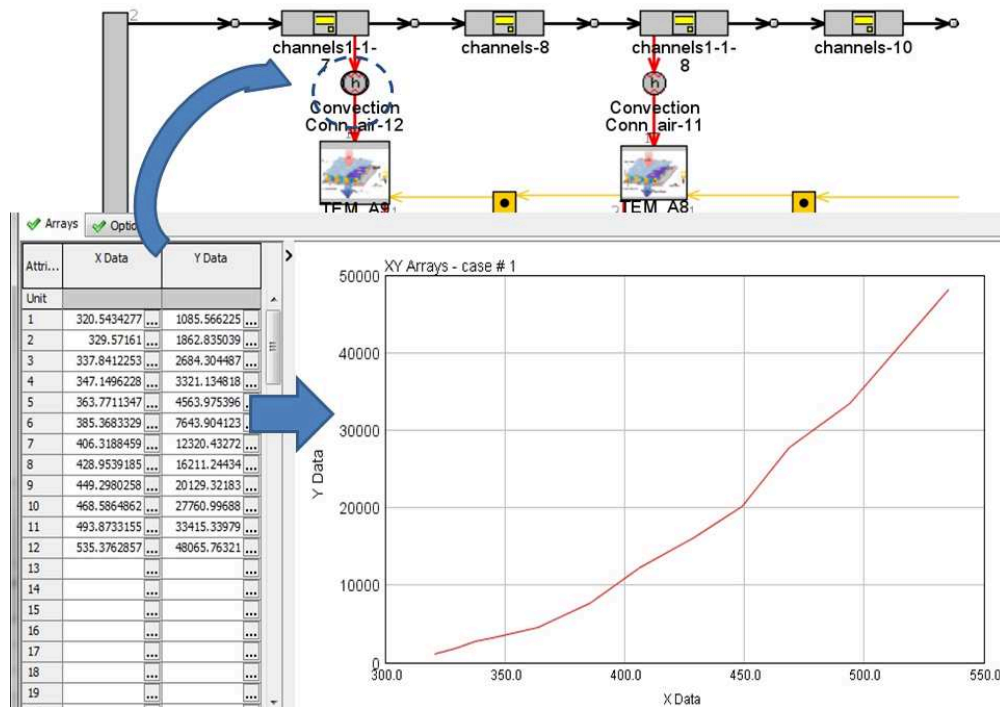


Figure IV.7 Calibrage des échanges de chaleur

La Figure IV.7 montre la méthode de calcul de la température chaude du module : les valeurs de flux mesurés en fonction de la température d'air (tableau X/Y à gauche de la courbe) sont utilisés pour établir une loi de variation de flux en fonction de la température (la courbe en rouge) dans l'échangeur. Cette température est intégrée dans le bloc d'échange convectif entre l'air chaud et le module thermoélectrique (bloc encadré en bleu), et utilisée ensuite pour calculer la température chaude du module en fonction de la température de l'air dans l'échangeur. Le modèle utilise la méthode de l'égalité des flux pour calculer le coefficient de transfert convectif (équations: IV-3, IV-4, IV-5, IV-6, et IV-7)

$$\Phi_{th} = \Phi_{cond} = \Phi_{conv} \quad \text{IV-3}$$

Avec :

$$\Phi_{th} = C_p \cdot \dot{m} \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad \text{IV-4}$$

$$\Phi_{conv} = h_c \cdot A_{conv} \cdot (T_{gi} - T_{wil}) \quad \text{IV-5}$$

$$\Phi_{cond} = \lambda_{inox/e} \cdot A_{cond} \cdot (T_{wil} - T_{wol}) \quad \text{IV-6}$$

En combinant les équations V-12, V-13, V-14 et V-15, l'équation suivante est obtenue:

$$h_c = \frac{C_p \cdot \dot{m} \cdot (T_{in} - T_{out})}{A_{conv} \cdot \left[ T_{gi} - \left( \frac{C_p \cdot \dot{m} \cdot (T_{in} - T_{out}) \cdot e}{A_{cond} \cdot \lambda_{inox}} + T_{wol} \right) \right]} \quad \text{IV-7}$$

#### IV.4.2 Circuit froid

Le circuit froid est l'élément le plus simple du modèle parce qu'il s'agit d'un circuit d'eau ouvert. Le choix s'est porté sur ce type de circuit parce que la thèse est plutôt centrée sur l'étude des effets des propriétés des gaz d'échappement sur le comportement du générateur thermoélectrique et l'utilisation d'un circuit ouvert de l'eau (maintenir une température froide module constante) permet d'éviter d'influencer les résultats de l'étude visée.

La Figure IV.8 montre le modèle de circuit froid. Le débit et la température de l'eau à l'entrée de l'échangeur sont précisés par l'utilisateur du modèle. Les échanges thermiques entre l'eau et la température froide du module sont calculés à travers la corrélation de Colburn (équation IV-8) appropriées à la géométrie de l'échangeur utilisé.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \quad \text{IV-8}$$

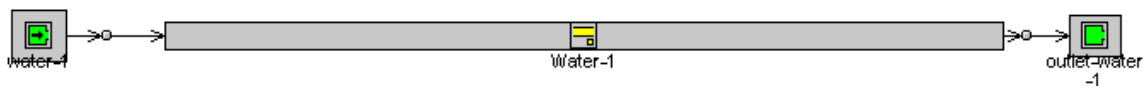


Figure IV.8 Modélisation échangeur froid

#### IV.4.3 Module thermoélectrique

Le modèle dépend des données relatives au constructeur des modules thermoélectriques concernant les différents paramètres. La précision du modèle dépend de celle de ces données. Les valeurs du coefficient de Seebeck, la conductivité thermique et la résistance électrique en fonction de la température chaude du module sont introduits dans le modèle. La variation de la résistivité électrique des modules est donnée par les constructeurs des modules. La résistance interne des modules est calculée en utilisant la résistivité électrique suivant l'équation IV-9, puis introduite dans le modèle :

$$R_t = N_{plot} \cdot \sigma \cdot \frac{h_{plot}}{A_{plot}} + R_{fils} + R_{pistes} \quad \text{IV-9}$$

La diffusivité thermique des matériaux est donnée par le constructeur en fonction de la température, la chaleur spécifique est ensuite calculée, puis la loi de variation de conductivité thermique en fonction de la température est introduite dans GT-Suite à partir de l'équation suivante :

$$\lambda = a \cdot \rho \cdot c_p \quad \text{IV-10}$$

La variation du coefficient de Seebeck en fonction de la température est donnée par le constructeur. Une équation de tendance avec un coefficient de détermination supérieur à 0.9 est ainsi établie. Les lois de variation de ces paramètres en fonction de la température en utilisant les valeurs de conditions initiales saisies entrées en plus des équations d'échanges thermiques présentés dans le Chapitre I sont ensuite établies, ce qui permet de réaliser la simulation sur les températures intermédiaires de deux valeurs entrées dans le modèle.

L'intégration de cet ensemble dans un modèle d'un générateur thermoélectrique complet demande une compréhension de tous les échanges de chaleurs (convection, conduction, radiation) existantes. La conductance globale d'un module thermoélectrique est calculée à travers les caractérisations des modules et échangeurs présentés dans le Chapitre III. La Figure IV.9 présente le bloc module thermoélectrique développé durant la thèse où la partie pointillée représente les propriétés physiques des matériaux utilisés (données constructeur) et les autres parties représentent les échanges thermiques du module avec l'extérieur (échangeur chaud, échangeur froid et air ambiant).

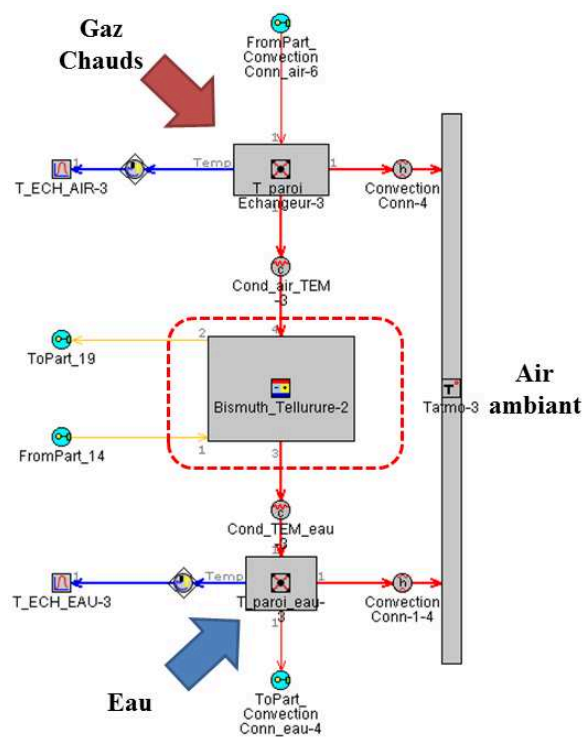


Figure IV.9 Modèle du module thermoélectrique

La Figure IV.10 donne un exemple de la variation des températures dans les circuits, sachant que c'est un modèle 1D avec un temps de calcul égal au temps réel.

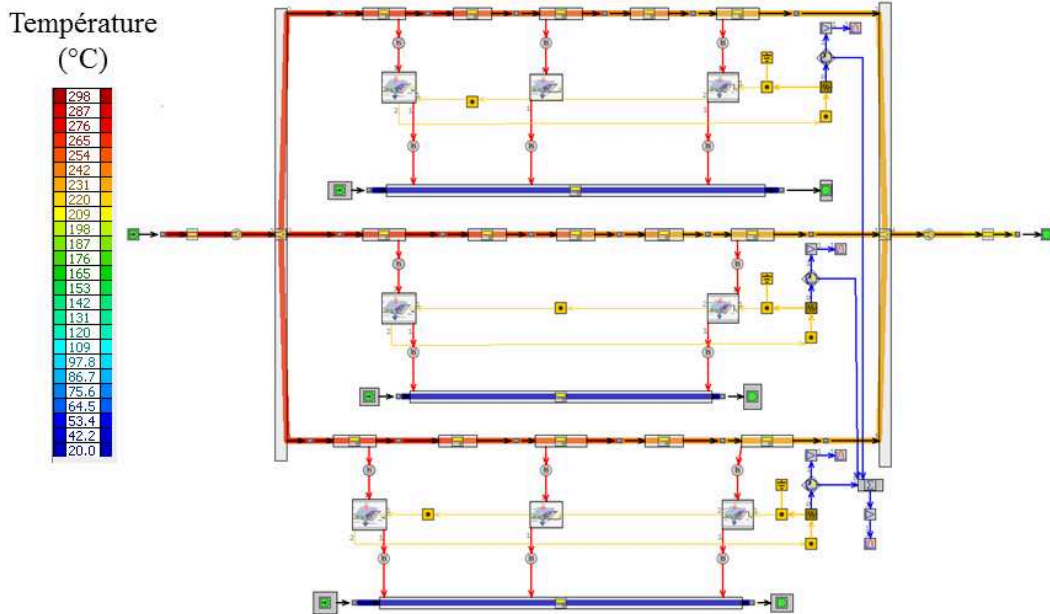


Figure IV.10 Répartition de températures dans les circuits

### IV.5 Etude des différentes configurations

Il est relativement important de pouvoir paramétrer correctement le module thermoélectrique en fonction du matériau utilisé. Cela permettra ensuite de pouvoir envisager d'utiliser différents type de modules sur le générateur thermoélectrique et de voir l'influence de cet assemblage sur le fonctionnement global.

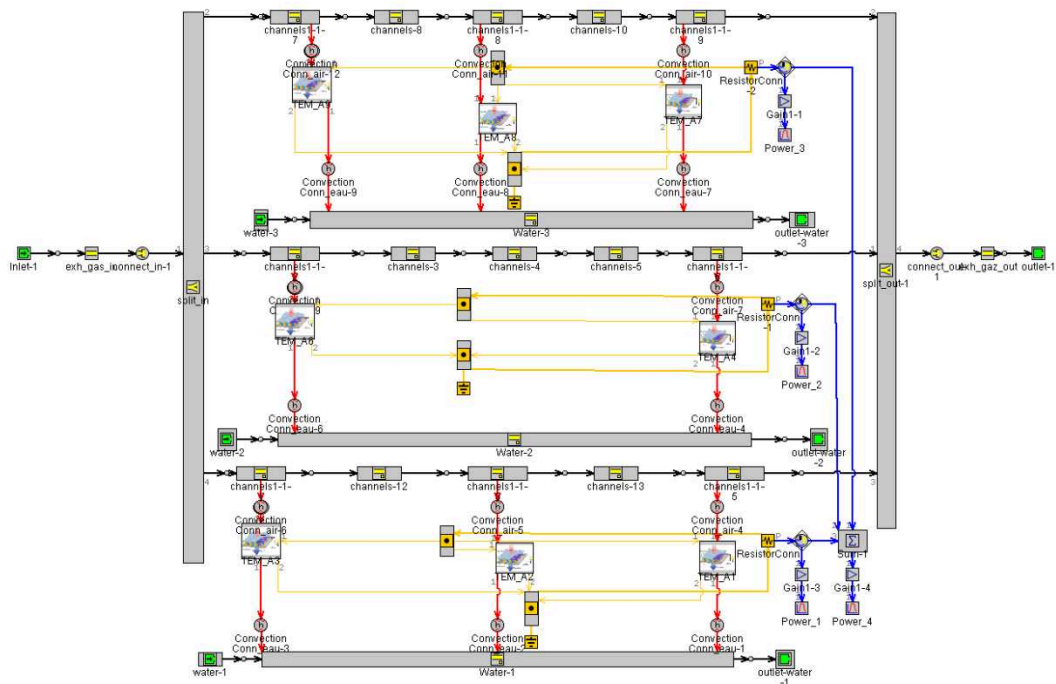


Figure IV.11 Modèle TEG en configuration électrique en parallèle



Une première étude réalisée à partir du modèle est de tester l'effet du changement de connexion électrique entre les modules sur les performances du générateur thermoélectrique. Huit modules thermoélectriques ont été testés sur un point de fonctionnement moteur, connectés en série électriquement puis en parallèle électriquement. Les deux modèles sont présentés dans les Figure IV.11 et Figure IV.12.

Les deux simulations partagent les mêmes conditions d'entrées (température/débit de l'air et de l'eau), mêmes type, nombre et positions des modules thermoélectriques. La seule différence est la valeur de la résistance de charge qui comme montré auparavant (littérature et essais expérimentaux) doit être toujours égale à la résistance interne des modules, soit à la résistance équivalente présentée par les Equations IV-11et IV-12 en fonction du montage série ou parallèle.

$$R_{\text{éq\_série}} = \sum_{i=1}^{i=8} R_i \tag{IV-11}$$

$$R_{\text{éq\_parallèle}} = \frac{\prod_{i=1}^{i=8} R_i}{\sum_{j=1}^{j=8} \frac{1}{R_j} \prod_{i=1}^{i=8} R_i} \tag{IV-12}$$

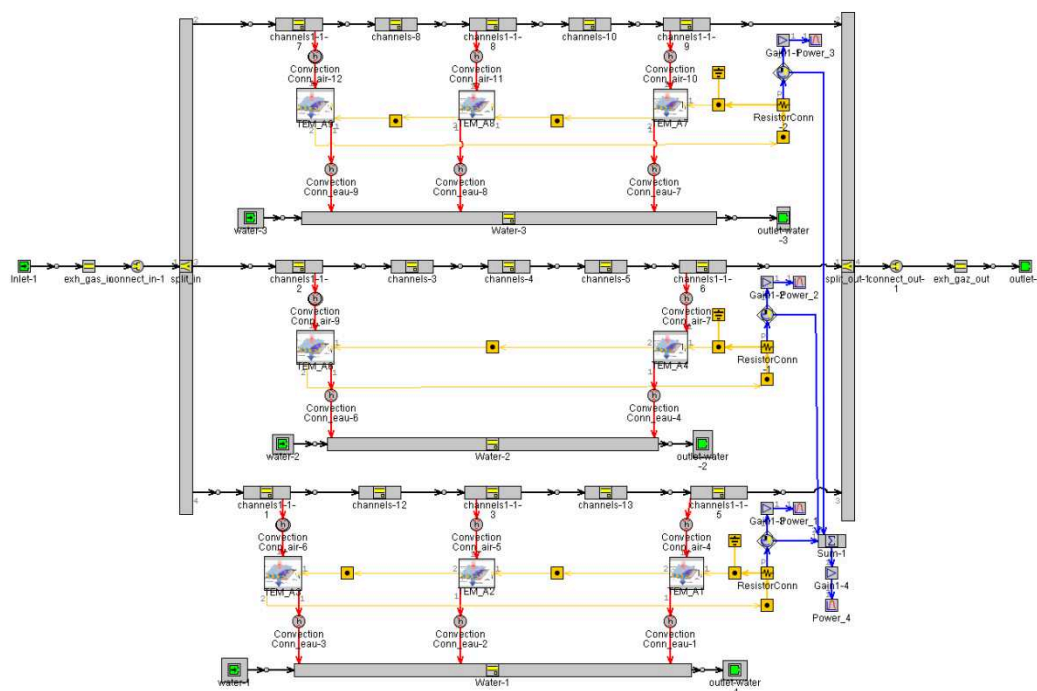


Figure IV.12 Modèle TEG en configuration électrique en série

Il n'y a pas de réponses évidentes sur la présence d'une configuration électrique optimale des connexions électriques des modules. La Figure IV.13 montre les résultats de

puissances générées par le générateur thermoélectrique disposant de 3 modules thermoélectriques sur chacune des branches droite et gauche et 2 modules thermoélectriques sur la branche centrale (identique à la configuration du générateur thermoélectrique lors des essais expérimentaux). La simulation a été faite pour une température d'entrée d'air de 300 °C et un débit de 47 kg.h<sup>-1</sup> et une température d'entrée d'eau de 25 °C et un débit de 20 g.s<sup>-1</sup> pour une durée de 15 min. Les résultats ont montré une cohérence entre les résultats expérimentaux et la simulation (comparaison entre Figure IV.13 et Figure IV.14) avec quelques notations :

- 1- Seule la configuration série a été testée expérimentalement.
- 2- Dans la simulation, le modèle calcule la résistance interne du module en fonction de la température d'entrée souhaitée et impose une résistance de charge égale à cette résistance durant toute la durée de la simulation. Les courbes obtenues sont celles de la puissance générée en fonction du temps (temps pour atteindre la température entrée air souhaitée). Tandis que lors des essais expérimentaux, il est nécessaire d'attendre la stabilisation de la température d'entrée de l'air chaud et ensuite le banc de charge est utilisé pour faire varier la résistance de charge du circuit jusqu'à atteindre la puissance maximale (lorsque la résistance de charge est égale à la résistance interne du module). Les courbes obtenues sont celles de la puissance générée en fonction de la résistance interne du module. Par conséquent, il ne faut comparer que les deux optimums de la puissance électrique générée pour la température testée.
- 3- Les résultats ont montré une précision de simulation de l'ordre de 95,7 % pour la puissance totale, 74 % pour celle de la branche centrale, 98 % pour celle de la branche droite et 93 % pour celle de la branche gauche.
- 4- La simulation a montré une puissance générée identique pour la branche gauche et la branche droite car le débit d'air dans l'échangeur est considéré comme parfaitement réparti entre les trois branches, ce qui n'est pas totalement vrai, d'où les résultats expérimentaux différents.

Les résultats ont montré des performances identiques pour les deux configurations testées. Ceci réduit la perspective de l'optimisation des performances du générateur thermoélectrique en modifiant la configuration électrique des modules, par contre cela donne plus de liberté pour considérer la gamme de résistance de charge à utiliser vu la grande différence de gamme entre la résistance équivalente de circuit lorsque les modules sont connectés en parallèle ou en séries électriquement. Donc les contraintes de la résistance de charge à utiliser vont déterminer la configuration électrique convenable sans que cela ait un effet sur les performances du générateur thermoélectrique.

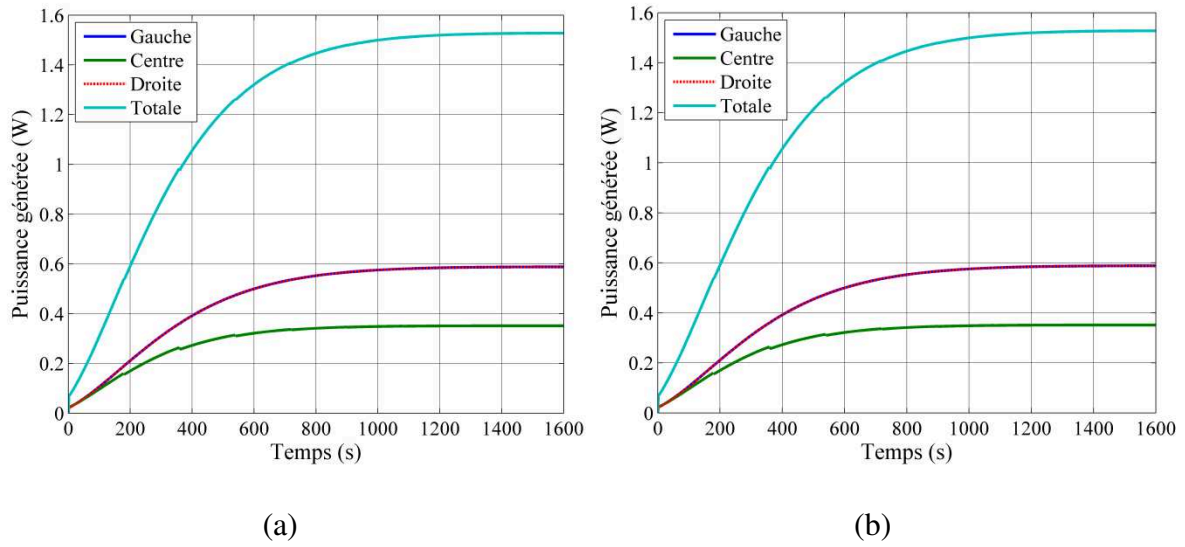


Figure IV.13 Puissance générée par le TEG dans deux configurations électriques des modules: (a) Parallèle, (b) Série

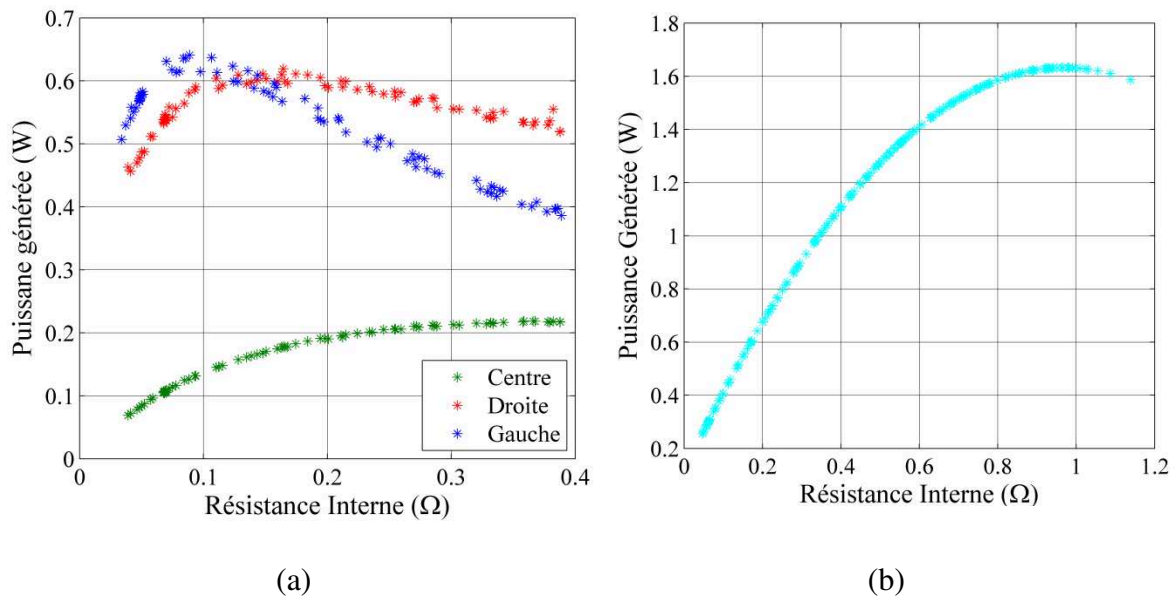


Figure IV.14 Puissance expérimentale mesurée pour  $T_{\text{entrée}} = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$  et débit =  $47 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$  pour : (a) les branches gauche, droite et centrale (b) tous les modules en série

Ce chapitre présente la modélisation du générateur thermoélectrique qui a été établi afin de pouvoir déterminer les performances du générateur thermoélectrique 3 tubes instrumenté de trois modules thermoélectriques.

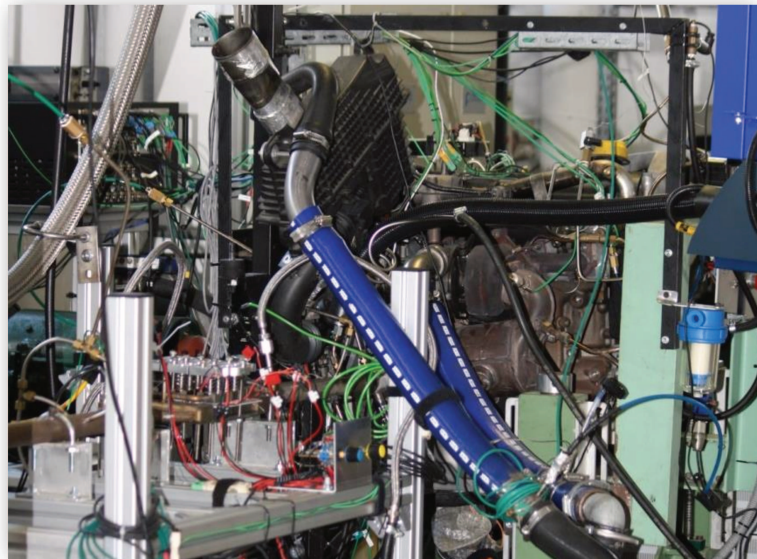
Le modèle dans sa complexité (systèmes électriques, thermiques et moteur) a un temps de calcul inférieur ou égal au temps réel. Il permet de fournir plusieurs informations comme les évolutions des températures, débits, pertes de charge et les performances électriques. *Il permet dans son état actuel d'analyser les performances du générateur thermoélectrique et d'analyser son comportement lors de l'utilisation de différents modules thermoélectriques et de différentes configurations de connexion électrique entre ces dernières. Il restera cependant à intégrer ce modèle dans un code de simulation complet du fonctionnement d'un moteur à combustion interne.*



## Chapitre V

# Caractérisation expérimentale des écoulements pulsés

*La récupération de l'énergie à l'échappement d'un moteur à combustion interne en utilisant la thermoélectricité est intéressante car environ 35 % (suivant les points de fonctionnement) de l'énergie du carburant est perdue sous forme de chaleur. C'est pourquoi une analyse complète de l'effet de la nature et les propriétés des gaz d'échappement est nécessaire afin d'optimiser l'application du générateur thermoélectrique sur un vrai moteur. Dans ce chapitre, l'effet de la nature des écoulements dans les gaz d'échappement ainsi que la composition des gaz sur les performances du générateur thermoélectrique sont étudiés. Plusieurs campagnes d'essais en utilisant plusieurs dispositifs expérimentaux (banc à air chaud avec ou sans culasse, banc moteur) ont été utilisés, et une étude analytique permet d'expliquer les effets observés.*



## V.1 Essais Moteur

Une campagne d'essais a été réalisée sur le banc moteur en utilisant les modules thermoélectriques en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  de HotBlock OnBoard et l'échangeur triple-tubes (échangeur B). L'objectif de ces essais était de déterminer les performances du générateur thermoélectrique placé à l'échappement du moteur.

Les points de fonctionnement moteur ont été limités à une perte de charge maximale de 100 mbar à l'échappement. Cette valeur a été choisie afin de ne pas détériorer le moteur à combustion interne, et explique pourquoi il n'a pas été possible d'atteindre une température d'entrée air supérieure à 372 °C. Le circuit d'eau dans la maquette triple tubes (échangeur B) est un circuit ouvert : l'échangeur reçoit l'eau à une température entre 12 à 14 °C puis la rejette vers l'extérieur. Le débit d'eau est contrôlé manuellement à travers une vanne à guillotine et le débit d'eau est fixé à  $20 \text{ g.s}^{-1} \pm 2 \text{ g.s}^{-1}$ . La contrainte de bridage sur le module était  $\sigma = 0.705 \text{ MPa}$  correspondant à deux tours de vis après contact, soit  $282 \text{ N.module}^{-1}$ .

Durant les essais, la charge a pu être modifiée (manuellement) par l'intermédiaire de 3 résistances ( $R_0 = \infty$ ,  $R_1 = 0.1 \Omega$ ,  $R_2 = 0.53 \Omega$ ). Les résistances  $R_1$  et  $R_2$  étant choisies comme valeurs proches des bornes inférieure et supérieure de la résistance interne des modules thermoélectriques (sachant que le rendement maximal est atteint lorsque la résistance de charge est égale à la résistance interne de modules thermoélectriques).

Les résultats sont ensuite comparés avec les performances du générateur thermoélectrique sur les mêmes points de fonctionnement moteur en utilisant l'air chaud comme source chaude (banc d'organes). Suite à l'analyse des résultats, une autre campagne d'essais a été réalisée sur le banc culasse et l'effet de la composition des gaz et des écoulements pulsés sur les performances du générateur thermoélectrique ont été déterminés. Les trois campagnes d'essais partagent le même échangeur de chaleur.

### V.1.1 Influence de la composition de gaz

Les essais ont d'abord été effectués sur le banc d'essais moteur, et les performances du générateur thermoélectrique ont été caractérisées sur quatre points de fonctionnement moteur (Tableau V-1).

**Tableau V-1**  
**Données expérimentales des points de fonctionnement moteur**

OP	Données						Air chaud			Echappement moteur			
	$\dot{m}$ (g.s <sup>-1</sup> )	T <sub>in</sub> (°C)	T <sub>gi</sub> (°C)	A <sub>conv</sub> m <sup>2</sup>	A <sub>cond</sub> m <sup>2</sup>	e m	$\lambda_{\text{inox}}$ W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	C <sub>p</sub> J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	T <sub>out</sub> (°C)	T <sub>wol</sub> (°C)	C <sub>p</sub> J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	T <sub>out</sub> (°C)	T <sub>wol</sub> (°C)
1	14.2	105	103	0.045	0.031	0.0012	25.1	1079	94	96	1313	99	101
2	13.2	302	290	0.045	0.031	0.0012	25.1	1125	255	251	1394	267	275
3	17.3	125	123	0.045	0.031	0.0012	25.1	1084	115	112	1321	121	120
4	21	278	270	0.045	0.031	0.0012	25.1	1120	251	245	1384	243	250

### V.1.1.1 Comparaison des performances des modules en Si<sub>80</sub>Ge<sub>20</sub> de HotBlock OnBoard sur banc d'essais air chaud et banc d'essais moteur

Les puissances électriques obtenues du générateur thermoélectrique sur le banc moteur ainsi qu'à partir du banc d'organes sont présentées dans la Figure V.1. Le coefficient de détermination des courbes de tendance par rapport aux mesures expérimentales est de l'ordre de R<sup>2</sup>= 0.99936 pour l'air chaud et R<sup>2</sup>= 0.98287 pour les gaz d'échappement. Les résultats montrent que la puissance électrique obtenue est plus importante avec application sur banc moteur que sur banc d'organes. La différence entre les deux courbes moyennes varie de 5 à 30 % suivant les points de fonctionnement.

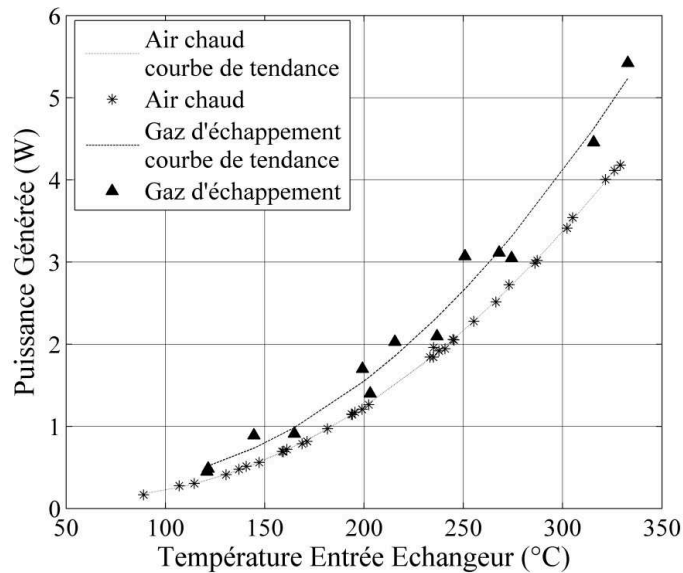


Figure V.1 Puissances électriques générées par les six modules (somme arithmétique) en Si<sub>80</sub>Ge<sub>20</sub> mesurées pour la résistance de charge R<sub>1</sub> (0,1 Ω) et pour les différents points du plan d'expérience en fonction de la température à l'entrée de l'échangeur



### V.1.1.2 Analyse du transfert de chaleur

Une étude analytique est alors menée afin d'étudier les paramètres pouvant expliquer l'augmentation de la puissance électrique mesurée lors des essais sur le banc moteur. L'effet Seebeck correspond à la conversion directe d'un flux de chaleur en électricité. Ainsi, si les transferts de chaleur sont améliorés au travers des échangeurs chaud et froid, la différence de température ( $\Delta T$ ) aux bornes du module thermoélectrique augmente, donc la tension produite. En découle une augmentation de la puissance produite. La source froide étant maintenue constante et identique lors des deux campagnes d'essais (banc d'air chaud et banc moteur), la comparaison des températures côté chaud du module M1 montre une température supérieure (5 à 23 °C) lors des essais sur le banc moteur, en présence des gaz d'échappement, et ceci bien sûr pour la même température à l'entrée de l'échangeur (Figure V.2).

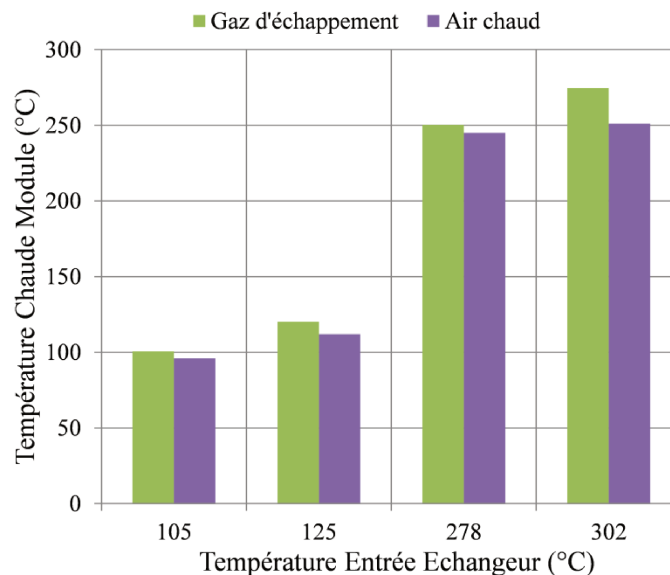


Figure V.2 Température côté chaud du module en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  en fonction de la température des gaz à l'entrée de l'échangeur (air chaud ou gaz brûlés)

Plusieurs causes sont alors possibles afin d'expliquer ce phénomène :

- La pression de serrage appliquée sur les modules n'est pas la même, ce qui (comme décrit dans le chapitre 3) peut engendrer une différence de comportement des modules thermoélectriques. Cependant un soin particulier a été apporté afin de reproduire fidèlement le même montage entre les deux campagnes d'essais
- Le transfert de chaleur peut également être affecté par une modification du coefficient de convection entre les gaz et l'échangeur. Or celui-ci peut dépendre aussi bien de la nature des gaz (composition des gaz) que de la nature de l'écoulement (stationnaire ou pulsé)

Une étude analytique est alors réalisée afin de calculer et comparer le coefficient de transfert convectif dans les deux cas (composition des gaz et nature de l'écoulement).

### V.1.1.3 Coefficient de transfert convectif

Un modèle analytique est construit afin de comparer les coefficients de transfert convectif suivant la composition des gaz présents dans l'échangeur. La composition des gaz d'échappement est obtenue durant les essais à travers l'analyseur des gaz. Le régime d'écoulement est considéré permanent pour les deux cas.

Le coefficient de transfert convectif  $h$ , entre le fluide et les parois de l'échangeur dépend de plusieurs paramètres (Vitesse de l'écoulement de fluide  $v$ , masse volumique  $\rho$ , chaleur spécifique  $C_p$ , conductivité thermique  $\lambda$ , viscosité dynamique  $\mu$  et dimension caractéristique  $d$ ). En considérant une convection forcée entre deux plaques de longueur  $L$  et de dimension caractéristique  $D_h$ , le coefficient de transfert s'exprime en :

$$h_c = h(\lambda, \mu, C_p, \rho, v, \Delta T, D_h, L) \quad \text{V-1}$$

La théorie de l'analyse dimensionnelle [134] est ensuite utilisée pour calculer le coefficient de transfert convectif. Les variables adimensionnelles sont identifiés en utilisant le théorème  $\Pi$  de Buckingham [135] en fonction du produit de plusieurs nombres dimensionnels :

$$\Pi = h^a \lambda^b \mu^c C_p^d \rho^e v^f (\Delta T)^g D_h^h L^i \quad \text{V-2}$$

La substitution des unités des nombres dimensionnels dans l'équation V-2 donne :

$$\Pi = \left( \frac{Q}{L^2 \cdot T} \right)^a \left( \frac{Q}{L \cdot T} \right)^b \left( \frac{M}{Lt} \right)^c \left( \frac{Qt}{MT} \right)^d \left( \frac{M}{L^3} \right)^e \left( \frac{L}{t} \right)^f T^g L^h L^i \quad \text{V-3}$$

L'identification des paramètres fait apparaître les nombres adimensionnels suivants :

Le nombre de Reynolds [136], il caractérise le passage d'un régime d'écoulement à un autre

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu} \quad \text{V-4}$$

Le nombre de Prandtl, il caractérise la distribution des vitesses par rapport à la distribution de la température [137]

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} \quad \text{V-5}$$

Le nombre de Nusselt, il caractérise l'importance de la convection par rapport à la conduction [138] :

$$Nu = h_c \cdot L / \lambda$$

V-6

Les équations thermochimique de JANAF [139] correspondant à la composition chimique des gaz d'échappement du moteur Diesel ainsi que celle de l'air chaud, sont utilisés pour calculer les nombres adimensionnels. Les coefficients des équations sont déterminés en fonction de la composition des gaz d'échappement du moteur testé et sont présentés dans le Tableau V-2.

**Tableau V-2**  
**Paramètres des propriétés de fluide (équations de JANAF)[139]**

Paramètres	Equation de JANAF	Air	Gaz d'échappement
<b>C<sub>p</sub> (J.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>)</b>	$C_p = C_{pc} + C_{pt}\Delta T + C_{pt2}\Delta T^2 + C_{pt3}\Delta T^3 + C_{pt4}\Delta T^4$	$C_{pc} = 3,474$ $C_{pt} = -0,000727006$ $C_{pt2} = 1,67057E-06$ $C_{pt3} = -1,09207E-10$ $C_{pt4} = -4,31764E-13$	$C_{pc} = 3,474$ $C_{pt} = 0,000768858$ $C_{pt2} = -3,77464E-07$ $C_{pt3} = 1,3492E-09$ $C_{pt4} = -8,11081E-13$
<b>μ (kg.m<sup>-1</sup>.s<sup>-1</sup>)</b>	$\mu = \mu_c + \mu_t\Delta T + \mu_{t2}\Delta T^2$	$\mu_c = 42,335$ $\mu_t = 0,4980166$ $\mu_{t2} = -0,00008649005$	$\mu_c = 23,947$ $\mu_t = 0,4910832$ $\mu_{t2} = -0,00008275215$
<b>λ (W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>)</b>	$\lambda = \lambda_c + \lambda_t\Delta T + \lambda_{t2}\Delta T^2$	$\lambda_c = 0,002684611$ $\lambda_t = 7,82007E-05$ $\lambda_{t2} = -1,15301E-08$	$\lambda_c = -0,001567517$ $\lambda_t = 0,000083786$ $\lambda_{t2} = -1,17578E-08$
<b>r (J.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>)</b>		288.2979	290.155

La dimension caractéristique est égale à :

$$D_h = \frac{\text{Section de passage}}{\text{Périmètre}} = 0.0202\text{m}$$

V-7

Le nombre de Reynolds calculé montre une valeur supérieure à 10000, ce qui correspond à un écoulement turbulent [140]. Le nombre de Nusselt peut ainsi être calculé en utilisant la corrélation de Colburn :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33}$$

V-8

Le coefficient de transfert convectif théorique est alors obtenu en utilisant l'équation V-6 :

$$h_c = \frac{\lambda Nu}{D_h}$$

V-9

Les résultats obtenus sont présentés sur la Figure V.3. Ceux-ci montrent une augmentation de 5 à 12 % du coefficient de transfert convectif du fait de la simple composition des gaz d'échappement par rapport à l'air chaud. Cependant, cette analyse ne suffit pas pour justifier la différence de performances entre les deux bancs d'essais. Une

autre possibilité peut provenir des pulsations dûment présentes dans l'échappement du moteur et qui ne sont pas prises en compte dans le modèle.

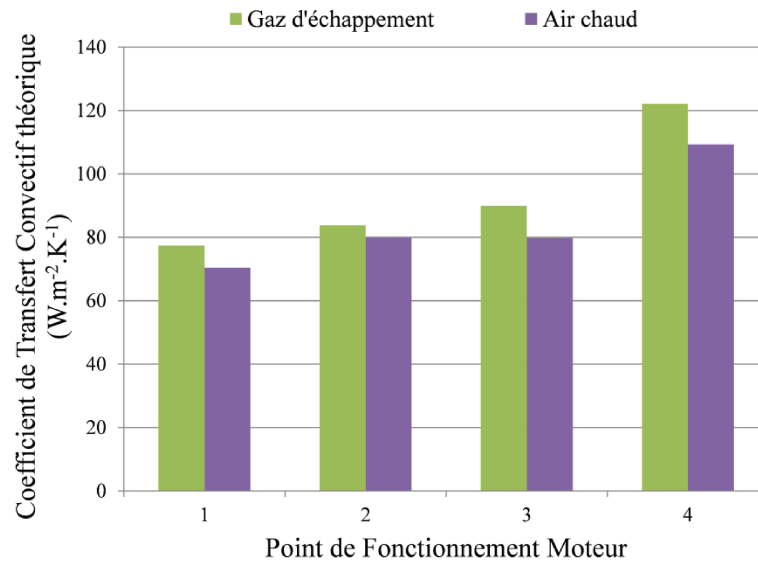


Figure V.3 Coefficient de transfert convectif théorique dans l'échangeur B sur quatre points de fonctionnement moteur

### V.1.2 Influence des pulsations

Le but de cette partie est de déterminer les effets des propriétés des gaz d'échappement sur les performances du générateur thermoélectrique. Après avoir étudié l'influence de la composition des gaz d'échappement sur le coefficient de transfert convectif, il est important de s'intéresser à la nature de l'écoulement. Le mouvement périodique des pistons et des soupapes d'échappement crée des pulsations qui peuvent avoir une influence sur le transfert de chaleur, phénomène d'ailleurs documenté dans la littérature (paragraphe I.9). Cependant, intégrer les pulsations dans les équations de calcul de coefficient de transfert est relativement compliqué. C'est pour cette raison que le coefficient de transfert convectif a été déterminé expérimentalement.

Le coefficient de transfert convectif est calculé à partir de la loi de refroidissement de Newton [141] présenté dans l'équation

$$q_s'' = h \cdot (T_s - T_\infty) \quad \text{V-10}$$

La formulation de flux chaleur dépend du type d'échange entre le fluide et l'échangeur. Dans notre cas c'est un transfert de chaleur entre la surface de l'échangeur de chaleur et un fluide adjacent en mouvement de sorte qu'il consiste en deux mécanismes de transfert de chaleur : près de la surface par conduction, et loin de la surface par le mouvement de fluide.

$$dQ = h_c \cdot (T_s - T_f) \cdot dA \cdot dt \quad \text{V-11}$$

Avec  $dA$  et  $dt$  qui représente respectivement les variantes de temps et de surface.

Le coefficient de transfert convectif expérimental est calculé en utilisant les données expérimentales mesurées de l'écoulement et de propriétés physiques de l'échangeur ayant les mêmes conditions initiales que pour le calcul de coefficient de transfert théorique. La configuration et l'instrumentation du banc ne permettent pas de mesurer la température de la paroi interne de l'échangeur. Par conséquent, la méthode d'égalité des flux (V-12) est utilisée pour calculer le coefficient de transfert expérimental avec les paramètres mesurés :

$$\Phi_{th} = \Phi_{cond} = \Phi_{conv} \quad V-12$$

Avec :

$$\Phi_{th} = C_p \cdot \dot{m} \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad V-13$$

$$\Phi_{conv} = h_c \cdot A_{conv} \cdot (T_{gi} - T_{wil}) \quad V-14$$

$$\Phi_{cond} = \frac{\lambda_{inox}}{e} \cdot A_{cond} \cdot (T_{wil} - T_{wol}) \quad V-15$$

En combinant les équations V-12, V-13, V-14 et V-15, l'équation suivante est obtenue:

$$h_c = \frac{C_p \cdot \dot{m} \cdot (T_{in} - T_{out})}{A_{conv} \cdot \left[ T_{gi} - \left( \frac{C_p \cdot \dot{m} \cdot (T_{in} - T_{out}) \cdot e}{A_{cond} \cdot \lambda_{inox}} + T_{wol} \right) \right]} \quad V-16$$

Les paramètres  $T_{in}$ ,  $T_{out}$ ,  $T_{wol}$ ,  $C_p$  et  $\dot{m}$  sont mesurés durant les essais. Les paramètres  $A_{conv}$ ,  $A_{cond}$ ,  $e$  et  $\lambda_{inox}$  sont calculés suivant la géométrie interne et externe de l'échangeur. La température des gaz à l'intérieur de l'échangeur pour une abscisse  $x$  ( $T_{gi}$ ) est calculée en faisant une approximation d'une loi de variation linéaire de températures des gaz chauds en fonction de l'abscisse dans l'échangeur. Ceci est décrit à partir des équations suivantes :

$$T_{gix} = ax + b \quad V-17$$

$$a = \frac{T_{in} - T_{out}}{\text{Longeurdutube}}, b = T_{in} \quad V-18$$

Les coefficients de transfert convectif expérimentaux et théoriques sont comparés pour le cas de l'air chaud et des gaz d'échappement moteur. Le coefficient de transfert expérimental mesuré des gaz d'échappement était entre 18 et 100 % supérieur à celui de l'air chaud. Par contre, il était juste supérieur de 5 à 12 % dans le modèle théorique. La Figure V.4 montre les résultats des coefficients de transfert convectif théoriques et expérimentaux pour les deux fluides. Quatre observations sont identifiées sur la courbe :

- 1- Les coefficients de transfert expérimentaux et théoriques dans le cas de l'air chaud sont quasiment identiques avec une erreur maximale d'environ 2% (barres mauve et mauve claire), ce qui valide le choix des équations de JANAF et l'équation de Colburn dans le calcul analytique.
- 2- La composition des gaz d'échappement a entraîné entre 5 et 10 % d'amélioration de coefficient transfert convectif (barres mauve et verte).

- 3- Les coefficients de transfert convectif mesurés sur les deux bancs ont montré jusqu'à 100 % d'augmentation de ce coefficient lors de l'utilisation des gaz d'échappement (barres mauve claire et verte claire).
- 4- Il semble cohérent de conclure que la différence entre les valeurs des coefficients de transfert théoriques et expérimentaux dans le cas des gaz d'échappement est dû à la non considération des écoulements pulsés entraîné par le mouvement périodique des pistons et des soupapes d'échappements. Ainsi, pour les points de fonctionnement moteur testés, une amélioration du coefficient de transfert convectif est observée.

Ces écoulements pulsés sont présents sous forme d'ondes de pression qui modifient l'harmonie des écoulements à l'entrée de l'échangeur. Ces ondes de pression sont mesurées à travers des capteurs de pressions instantanées installés en amont et aval de l'échangeur. La Figure V.5 présente les mesures de pressions instantanées pour le 1<sup>er</sup> point de fonctionnement moteur testé. Il apparaît ainsi que la variation d'amplitude est assez importante, ce qui modifie donc localement la vitesse de l'écoulement.

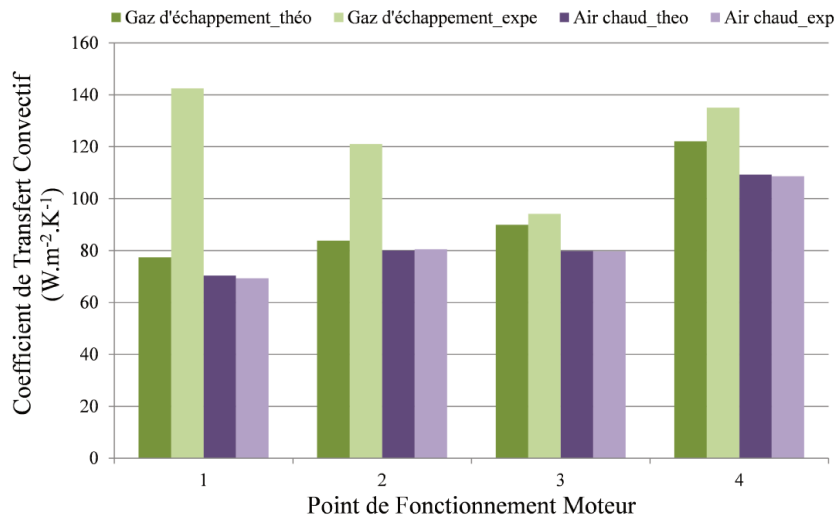


Figure V.4 coefficients de transfert expérimental et théorique dans l'échangeur B sur quatre points de fonctionnement moteur

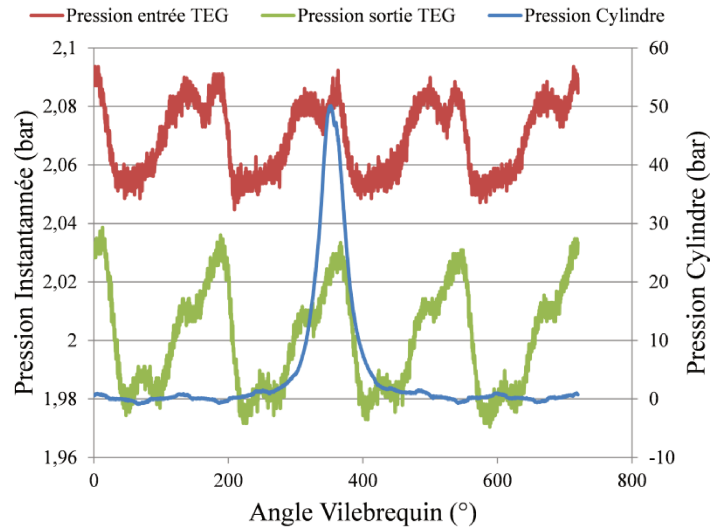


Figure V.5 Pressions instantanées à l'entrée et la sortie de l'échangeur B en fonction de l'angle vilebrequin sur le 1<sup>er</sup> point de fonctionnement moteur

## V.2 Essais avec le banc culasse

L'effet des écoulements pulsés sur le coefficient de transfert convectif, et donc sur les performances du générateur thermoélectrique (rendement et puissance) était omniprésent durant l'étude comparative (analytique et expérimentale) des résultats du banc moteur et du banc d'organe (paragraphe V.1.2). Ces études ont montré la présence d'un effet de pulsation sur le transfert thermique, mais les résultats n'étaient pas suffisants pour faire un lien quantitatif direct entre les pulsations et les performances du générateur thermoélectrique, au vu du nombre important de paramètres à contrôler durant un test sur un banc moteur.

Dans le but d'étudier davantage ce phénomène, des essais ont été réalisés sur le banc à air chaud équipé d'une culasse. Instrumenté par une culasse identique à celle du moteur, il permet de stimuler et amplifier les écoulements pulsés du moteur en faisant varier la vitesse de rotation de la culasse, dans des conditions de débit et de température d'air constantes. Le fait d'utiliser un débit d'air chaud stabilisé permet d'étudier exclusivement l'effet des pulsations présentes dans l'échappement du moteur sur les performances du générateur thermoélectrique.

### V.2.1 Performance modules

Les performances du générateur thermoélectrique ont été testées sur 5 points de fonctionnement moteur, en variant à chaque fois les vitesses de rotation de la culasse entre 0, 500, 1000, 1500 et 2000 tours.min<sup>-1</sup>. Deux types de modules thermoélectriques ont été caractérisés durant ces essais. Dans un premier temps les modules en Si<sub>80</sub>Ge<sub>20</sub> de HotBlock OnBoard ont été utilisés (les mêmes que pour les essais sur banc moteur au paragraphe V.1.1.1). Les résultats étaient cohérents avec les analyses précédentes. Par

contre, ces modules ne sont pas dans la zone de fonctionnement optimal dans la plage de température testée, ce qui donne une puissance générée relativement basse. Pour cette raison, six modules en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de ThermoGen ont également été utilisés, afin de mieux voir l'effet des pulsations. Leurs plages de fonctionnement optimale ainsi que leurs possibilités de résister jusqu'à  $250\text{ }^\circ\text{C}$  les rend plus adaptés à cette étude (avec une variation automatisée de la résistance de charge pour identifier la puissance maximale du module thermoélectrique sur chaque point d'essai).

Afin d'étudier le comportement du générateur thermoélectrique, les résultats seront présentés en fonction de la fréquence des pulsations plutôt que le régime de rotation de la culasse. La fréquence est obtenue par la relation suivante :

$$f = \frac{N_{\text{culasse}}}{60} \cdot \text{Nb\_cylindres} \quad \text{V-19}$$

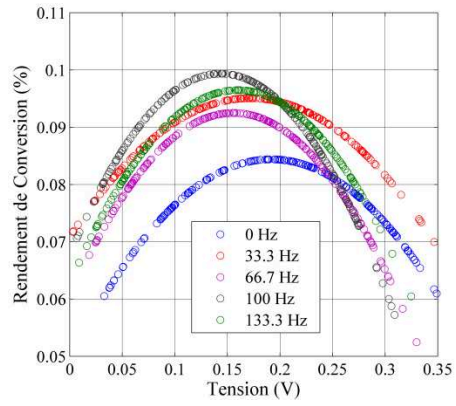
La puissance générée par les six modules connectés en série a été mesurée pour les 4 valeurs de vitesses de rotation, et sur les 5 points de fonctionnement moteur. Le rendement de conversion est ensuite utilisé pour caractériser le comportement du générateur en présence des écoulements pulsés. Comme cité précédemment, l'instrumentation du banc ne permet pas de mesurer la température des gaz à l'intérieur de l'échangeur en amont et aval de chaque module. Ainsi, la puissance thermique dissipée dans tous le système (échangeur froid, pertes de chaleur par radiation, ...) est considérée comme étant celle des modules thermoélectriques (équation V-20) et utilisée dans le calcul de rendement de conversion. Pourtant cette hypothèse n'est pas équitable pour le générateur thermoélectrique puisqu'elle va diminuer son rendement de conversion, mais elle est suffisante pour montrer l'effet des écoulements pulsés sur le niveau de performance du générateur thermoélectrique.

$$P_{\text{th}} = C_{p_{\text{air}}} \cdot \dot{m}_{\text{air}} \cdot (T_{\text{in}} - T_{\text{out}}) \quad \text{V-20}$$

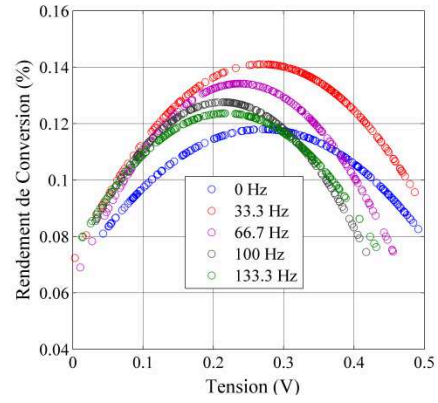
Le rendement de conversion est égal à la puissance générée par le module thermoélectrique, divisé par la puissance thermique dissipée dans tous le système.

La Figure V.6 montre l'évolution du rendement de conversion du générateur thermoélectrique. Sur tous les points de fonctionnements testés, le rendement de conversion était supérieur lorsque la vitesse de rotation n'est pas nulle, c'est-à-dire en présence de pulsations. Par contre, il n'apparaît pas simple d'établir une règle pour laquelle une amélioration du niveau de performance pourrait apparaître.

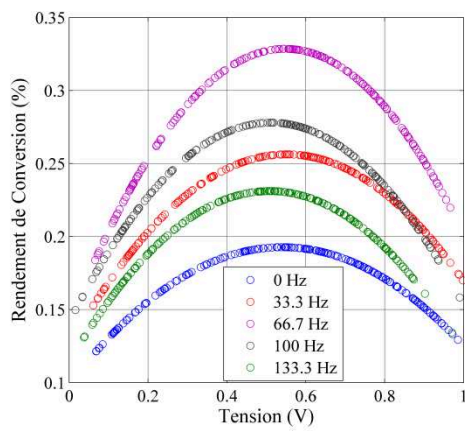




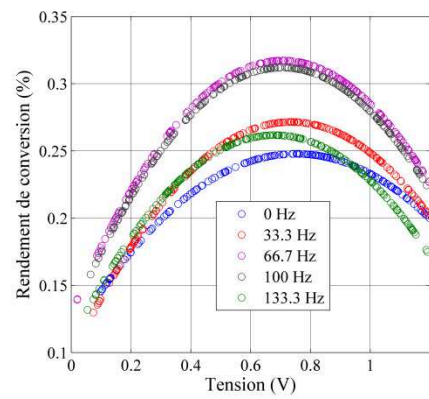
(a)



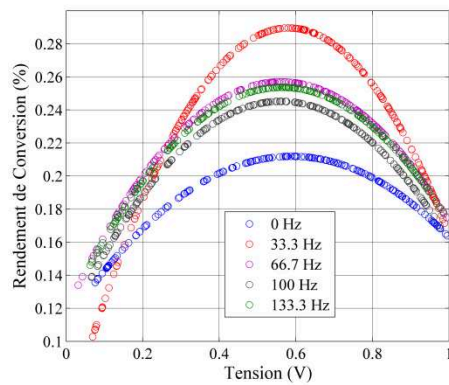
(b)



(c)



(d)



(e)

Figure V.6 Rendement de conversion sur 6 différentes conditions d'entrée : (a)  $\dot{m} = 13.05 \text{ g.s}^{-1}$ ,  $T_{in} = 99 \text{ °C}$  ; (b)  $\dot{m} = 15.27 \text{ g.s}^{-1}$ ,  $T_{in} = 137 \text{ °C}$ ; (c)  $\dot{m} = 32.5 \text{ g.s}^{-1}$ ,  $T_{in} = 230 \text{ °C}$ ; (d)  $\dot{m} = 32.5 \text{ g.s}^{-1}$ ,  $T_{in} = 300 \text{ °C}$ ; (e)  $\dot{m} = 32.5 \text{ g.s}^{-1}$ ,  $T_{in} = 256 \text{ °C}$

La Figure V.7 montre la puissance générée normalisée par rapport à la puissance lorsque la vitesse de rotation est nulle. Les résultats n'ont pas montré la présence d'un optimum local en fonction des conditions d'entrées.

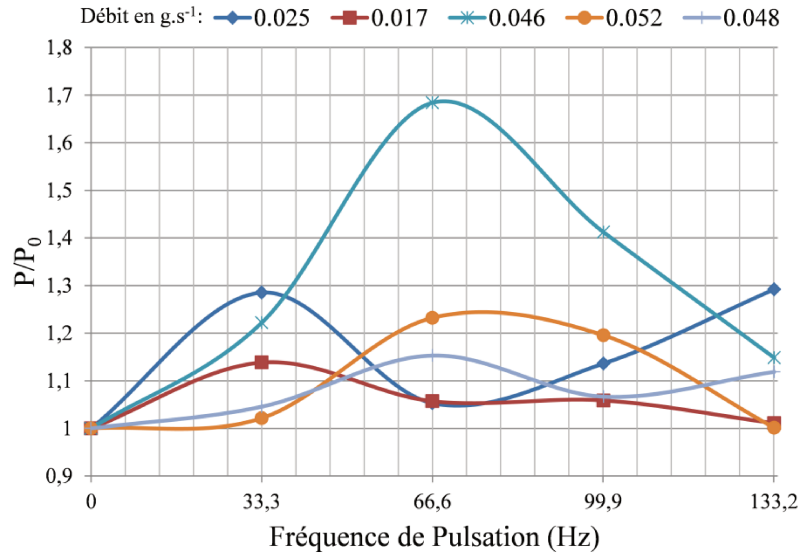


Figure V.7 Puissance générée par le générateur thermoélectrique normalisé

Ce chapitre a permis *d'étudier l'effet de plusieurs paramètres* moteur sur les performances du générateur thermoélectrique. Il a été démontré expérimentalement et *analytiquement l'effet non négligeable de plusieurs paramètres dans* le moteur sur les performances du générateur thermoélectrique. *L'étude a bien montré qu'une manipulation d'un* générateur thermoélectrique *en utilisant de l'air chaud sans tenir compte des différentes propriétés des gaz d'échappement* peut entraîner un écart de puissance très important. Par la suite, une quantification de ces effets a été réalisée et ceci dans le but de pouvoir les manipuler pour améliorer les performances sur les différents points de fonctionnement du moteur. *La composition des gaz d'échappement a montré jusqu'à 12 % d'amélioration du rendement du générateur thermoélectrique.* Par conséquent, suivant les points de fonctionnement moteur, le rendement sera différent en fonction de *la composition des gaz d'échappement et* du niveau de pulsations. Cependant, *d'autres études plus approfondies* sont nécessaires *pour quantifier l'effet de ce paramètre.* Il apparaît nécessaire de mettre en place un dispositif expérimental spécifique *pour l'étude de ces phénomènes physiques, relativement complexe.* La conception des ailettes internes *de l'échangeur en fonction de l'amplification ou de la réduction des ondes de pression dans la ligne d'échappement est une méthode potentielle* pour utiliser les pulsations pour améliorer le rendement du générateur thermoélectrique.

## Conclusion et perspectives

L'utilisation de la thermoélectricité pour récupérer et valoriser l'énergie contenue dans les gaz d'échappement d'un moteur à combustion interne est une solution relativement intéressante, car simple, mais présente un niveau de rendement assez faible. La thèse a permis de caractériser et d'optimiser un générateur thermoélectrique en vue d'une application marine. Trois bancs d'essais (banc air chaud, banc moteur et banc culasse) ont ainsi été conçus dans cet objectif. Tout d'abord les différents sous-systèmes du générateur thermoélectrique ont été caractérisés sur le banc à air chaud. Pour ce qui concerne l'échangeur côté chaud, un compromis entre l'amélioration du transfert de chaleur et les pertes de charges générées sur la ligne d'échappement est obligatoire, ceci afin d'éviter de trop pénaliser le fonctionnement du moteur. Un objectif de 30 mbar maximum a été sélectionné en se basant sur les résultats des projets de recherche issus de la littérature. Trois types d'échangeurs à ailettes internes (wavy, offset, et ailettes droites) ont été les plus utilisés par les travaux de recherches concernant les applications à moteur à combustion internes, cependant, les échangeurs avec la configuration « wavy » sont les seuls à assurer le niveau d'échange thermique nécessaire au bon fonctionnement des modules tout en respectant la limite de pertes de charge de 30 mbar visée.

Les modules thermoélectriques testés pendant la thèse ( $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de CIDETE,  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de ThermoGen et  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  de HotBlock OnBoard) sont des modules commerciaux. Les modules en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  ont montré une bonne tenue mécanique et une continuité de performances sur tous les points d'essais pendant les différentes campagnes. Cependant, leur plage de fonctionnement optimale ne coïncide pas avec les températures typiques d'une ligne d'échappement sur un moteur Diesel marin. Les modules en  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  ont présenté de meilleures performances (jusqu'à deux fois plus de puissance électrique générée avec la même différence de température  $\Delta T$ ) du fait qu'ils sont mieux adaptés aux gammes de températures. Néanmoins, les modules  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de CIDETE ont présenté des soucis de tenue mécanique pendant les essais, et les tests sur banc ont été adaptés afin d'éviter de dépasser 220 °C côté chaud du module. Des essais complémentaires avec les modules  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  de ThermoGen ont cependant permis d'élargir fortement le champ des essais.

Il ressort des essais réalisés, que deux solutions sont intéressantes pour obtenir des performances maximales :

- une combinaison de modules thermoélectriques comme  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  sur la partie la plus chaude de l'échangeur et  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  sur la partie la plus froide

- l'utilisation de matériaux thermoélectriques fonctionnant à températures intermédiaires (200 à 400 °C du côté chaud du module) comme MnSi-MgSiSn ou bien les alliages de la famille des Half-Heusler.

Le système de bridage de l'échangeur triple tubes (échangeur B) s'est montré essentiel avec les modules en  $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$  de HotBlock OnBoard, non seulement pour assurer l'assemblage entre les modules thermoélectriques et les deux échangeurs chaud et froid, mais aussi pour améliorer la résistance de contact entre les modules thermoélectriques et l'échangeur chaud. Les résultats expérimentaux complétés par une étude analytique, ont montré qu'une pression de contact (contrainte de bridage) optimale de  $\sigma = 0,35$  MPa était obtenue parmi les valeurs testées.

Un modèle de simulation a été créé, adaptable à tout type d'échangeurs, de modules ou de sources de chaleur. La comparaison des résultats du modèle avec les résultats expérimentaux sur un point de fonctionnement ont montré une cohérence entre les résultats sur les différentes branches de l'échangeur à hauteur de 95 %. Cependant, le modèle considère une distribution homogène du débit d'air entre les trois branches de l'échangeur B, sachant que les essais ont montrés que ce n'était pas tout à fait exact (jusqu'à 6 % d'écart de la température du côté chaud du module pour la même température à l'entrée de l'échangeur). Les ailettes internes ne peuvent pas être modélisées dans le modèle. Des essais en utilisant des fluxmètres sur la surface d'échanges entre les modules thermoélectriques et les parois de l'échangeur sont utilisés afin de mesurer les flux thermiques passant à travers l'échangeur et donc de modéliser indirectement les ailettes internes. Des données expérimentales sont donc nécessaires pour toutes les conditions d'entrée de gaz chauds testées.

La caractérisation des effets des propriétés des gaz d'échappement sur les performances du générateur thermoélectrique triple-tube (échangeur B) a été réalisée en testant ce dernier sur un banc d'essais moteur. Les mêmes conditions d'essais ont ensuite été effectuées sur le banc d'air chaud et les résultats ont été comparés entre eux afin d'identifier les paramètres les plus influents. Deux paramètres sont identifiés : la composition chimique des gaz d'échappement et les écoulements pulsés. Une étude analytique en utilisant les équations thermo-chimique de Janaf a montré l'effet de changement de la composition des gaz d'échappement sur le coefficient de transfert thermique (jusqu'à 12 % d'amélioration sur certains points de fonctionnement moteur) et donc sur le niveau de performance du générateur thermoélectrique. Une comparaison entre le coefficient de transfert thermique analytique et celui calculé en fonction de données expérimentales a montré la présence de l'effet des écoulements pulsés sur l'amélioration du coefficient de transfert thermique. Cependant, l'étude analytique seule n'est pas suffisante, un banc d'essais composé d'un générateur d'air chaud en série avec un bloc moteur (banc d'air chaud avec culasse) a été utilisé pour tester l'effet des pulsations. Les résultats ont confirmé une amélioration dans la détermination du

coefficient de transfert thermique en présence de pulsations. Néanmoins, la configuration actuelle du banc n'a pas permis de quantifier cet effet ou d'élaborer une tendance.

Les niveaux de performances obtenus durant les études réalisées ont montré que la thermoélectricité pouvant être potentiellement intégrée en après-vente (retrofit), le segment des bateaux de pêche d'une puissance de 100 kW à 1 MW est le plus adapté : les opérateurs sont propriétaires de leur bateau et le conservent de nombreuses années (il est courant de voir des bateaux de plus de 20 ans). Cependant, réaliser de gros générateurs thermoélectriques (adaptable à la ligne d'échappement d'un moteur marin) avec des systèmes de bridages efficaces représente une difficulté considérable.

Il reste néanmoins plusieurs points à clarifier et qui peuvent être étudiés dans de prochaines études. D'un point de vue expérimental :

- Une étude supplémentaire avec d'autres valeurs intermédiaires des contraintes de bridages testées durant la thèse permettrait d'affiner l'identification de la valeur exacte de l'optimum, et notamment pour d'autres types de modules, qui peuvent avoir des architectures différentes.
- Une étude supplémentaire de l'effet de l'amplitude et fréquence de pulsations sur le coefficient de transfert permettrait d'identifier le lien physique entre ces deux paramètres afin de les utiliser dans l'optimisation du générateur thermoélectrique.
- Ajouter un bypass au circuit chaud du banc moteur afin de tester le générateur thermoélectrique sur tous les points de fonctionnement moteur et quantifier, dans ce cas la puissance électrique générée avec un tel débit limité des gaz chauds.
- Développer le banc de charge pour pouvoir tester à la fois plusieurs types de modules thermoélectriques ayant des gammes de résistances internes différentes.

D'un point de vue simulation :

- Utiliser le code de simulation pour tester les différents types de modules commercialisés et ceux qui sont en cours de développement mais avec des caractéristiques publiés dans des travaux de recherche.
- Utiliser le code de simulation pour tester les performances du générateur thermoélectrique en utilisant des échangeurs thermiques de grandes dimensions (adaptable à l'échappement d'un moteur marin) en intégrant soit une plus grande quantité de modules ou bien en agrandissant les tailles des modules (en augmentant le nombre de plots thermoélectriques).
- Utiliser le code de simulation pour tester des températures d'eau au-dessous de 25 °C afin de représenter le niveau de température d'eau de mer dans les zones froides de la planète. Puis étudier l'effet de ce changement sur les performances du générateur thermoélectrique.
- Etude de l'influence des paramètres (dimensions des modules, dimension de l'échangeur, fréquence de pulsation, ...) sur le rendement énergétique globale du système (moteur à combustion interne + générateur thermoélectrique) afin de déterminer les paramètres les plus influents.

- Intégrer le modèle dans un code de simulation moteur et une étude complète des performances du générateur thermoélectrique sur des phases de fonctionnement complète d'un moteur automobile (NEDC, EUDC, Artemis, WLTC, ...) et quantifier l'effet de l'énergie récupérée sur la consommation globale en carburant.

Globalement, malgré des perspectives prometteuses de l'utilisation de cette technologie pour améliorer le rendement énergétique d'un moteur marin, des travaux supplémentaires sont nécessaires afin d'optimiser au mieux les échangeurs thermoélectriques, et augmenter les rendements de conversion afin de les rendre matures pour cette application. Cependant, les compétences acquises et les modèles développés sont tout à fait utiles pour d'autres applications comme par exemple l'automobile, le bâtiment....

# Publications

## **Publications dans des revues internationales à comité de lecture**

- A. NOUR EDDINE, D. CHALET, L. AIXALA, P. CHESSE, X. FAURE, N. HATAT, “Experimental Analyses of Thermoelectric Generator Behavior Using Two Types of Thermoelectric Modules for Marine Application”. International Journal of Electrical, Computer, Energetic, Electronic and Communication Engineering, Volume 10, n°12, pp. 1276–1284, ISSN 2010-376X, DOI scholar.waset.org/1999.5/10005798, 2016
- A. NOUR EDDINE, D. CHALET, X. FAURE, L. AIXALA, P. CHESSE, “Optimization and characterization of a thermoelectric generator prototype for marine engine application”, Energy 2018;143:682–95. doi:10.1016/J.ENERGY.2017.11.018

## **Communications (avec actes) à des congrès internationaux**

- A. NOUR EDDINE, D. CHALET, L. AIXALA, P. CHESSE, X. FAURE, N. HATAT, “Experimental Analyses of Thermoelectric Generator Behavior Using Two Types of Thermoelectric Modules for Marine Application”, ICER 2016: 18th International Conference on Energy Recovery, pp. 482-490, Penang, Malaysia, December 1-2, 2016. **Best Paper Award**
- A. NOUR EDDINE, D. CHALET, X. FAURE, L. AIXALA, P. CHESSE, “Characterization of a thermoelectric generator prototype using silicon-germanium TE modules in real internal combustion engine environment”, ECT 2017, 15th European conference on thermoelectrics, Padova 25-27 September 2017, soumis.

## **Communications (sans acte) à un congrès national**

- D. CHALET, A. NOUR EDDINE, L. AIXALA, X. FAURE, “Récupération d'énergie par thermo-électricité”, Rencontre Utilisateurs GT, Simulation système 0D/1D - Saclay, France, May 17, 2017.

## **Poster**

- A. NOUR EDDINE, D. CHALET, L. AIXALA, P. CHESSE, X. FAURE, “Étude des performances de modules thermoélectriques pour application maritime”, 22ème Colloque de Recherche Inter-Ecoles Centrales – Paris-Saclay, France, June 14-17, 2016.





# Annexe A

## Détails des équipements utilisés durant les essais

### A.1 Dimensions des échangeurs

Dimensions d'un tube	Monotube (Echangeur A)	Triple Tubes (Echangeur B)	Cinq Tubes (Echangeur C)
Longueur (mm)	210	150	210
Largeur (mm)	31.9	31.9	31.9
Hauteur (mm)	6.5	14.4	3.2
Epaisseur de paroi d'échangeur thermique (mm)	1	1.2	1
Types d'ailettes	Wavy	Droites	Offset
Epaisseur ailettes (mm)	0.15	0.5	0.15
Espace entre ailettes (mm)	1	2	0.5
Section de passage 1 seul tube (mm <sup>2</sup> )	131.85	348.5	33.18
Section de passage totale (mm <sup>2</sup> )	131.85	1045.5	165.9

## A.2 Banc TEG et Banc culasse

### A.2.1 Liste des appareils

Intitulé	Fonction	Marque	Modèle	Remarques
<b>Séchoir</b>	Sécher l'air	FRIULAIR	ACT210/AC	T° max d'entrée air : 70°C
<b>Compresseur d'air</b>		MAUGUIERE	MAVD1000 75 kW	Débit max : 1200 Nm <sup>3</sup> /hr
<b>Réchauffeur</b>	Chauffer l'air	Osram Sylvania	144 kW	T° Sortie d'air max 900 °C
<b>Variateur de charge et de module</b>	Constituer une résistance de charge adaptée pour les modules	Fait par l'équipe TSM		La variation de charge se fait à main par un sélecteur
<b>Vanne de régulation débit air</b>	Contrôler le débit d'air	SCHUBERT & SALZER	PSL204AMS	Vitesse : 0.90 mm/s
<b>Vanne de réglage débit eau d'eau</b>	Contrôler le débit d'eau		Régulateur de pression et débit	
<b>Boitiers d'acquisitions</b>	Réception des signaux des appareils de mesures, et envoyer les commande aux appareils de régulation		Boitier NI MAX	Logiciel de Commande et réception : Labview

## A.2.2 Liste du matériel d'instrumentation/acquisition

Voie d'acquisition	Intitulé	Fonction	Marque	Modèle / Précision	Boitier
V26	Débitmètre (Kg/h)	Mesure et indication locale du débit d'air	W.E. ANDERSON		Boitier 1
V27	Débitmètre d'Eau (g/s)	Mesure du débit d'eau	BAMOMATIC	775301 1000 imp/litre	Boitier 1
V24	Pression entrée (mbar)	Mesure de la pression à l'entrée de l'échangeur	SENORTECHNICS	0 -> 1 bar / +/- 2mbar	Boitier 1
V25	Pression sortie chaud (mbar)	Mesure de la pression à la sortie de l'échangeur	SENORTECHNICS	0 -> 250 mbar / +/- 2mbar	Boitier 1
V23	Température sortie	Mesure de la température à la sortie de l'échangeur		TC Type K $\phi$ 1.5 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 1
V20	Température entrée eau	Mesure de la température à l'entrée de l'échangeur froid		TC Type K $\phi$ 2 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 1
V21	Température sortie eau	Mesure de la température à la sortie de l'échangeur froid		TC Type K $\phi$ 2 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 1
V0	T_eau_eh	Mesure de la température de surface de contact entre la module est l'échangeur eh		TC Type K $\phi$ 1 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 2
V1	T_eau_eb	Mesure de la température de surface de contact entre la module est l'échangeur eb		TC Type K $\phi$ 1 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 2
V2	T_eau_sh	Mesure de la température de surface de contact entre la module est l'échangeur sh		TC Type K $\phi$ 1 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 2
V3	T_eau_sb	Mesure de la température de surface de contact entre la module est l'échangeur sb		TC Type K $\phi$ 1 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 2
V4	T_air_eh	Mesure de la température de surface de contact entre la module est l'échangeur chaud		TC Type K $\phi$ 0.25 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 2
V5	T_air_sh	Mesure de la température de surface de contact entre la module est l'échangeur chaud		TC Type K $\phi$ 0.25 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 2

### A.2.3 Liste des instruments de contrôle/commande

Intitulé	Fonction	Emplacement
Température Entrée	Contrôle de la température d'entrée air (T° consigne pour le réchauffeur)	Boitier de Commande réchauffeur
Sécurité allumage réchauffeur	Eviter l'allumage de réchauffeur en absence de l'air comprimé	Après le débitmètre d'air

## A.3 Banc moteur

### A.3.1 Liste des appareils

Intitulé	Fonction	Marque	Modèle	Remarques
Moteur	Fournir les gaz chauds	Renault	K9K 1.5 Turbo Diesel	Euro 3
Balance de carburant	Mesurer la consommation du carburant	PIERBURG-GRUPPE	PLU 116H	Intervalle de mesur : 1-120 l/h Incertitude de mesure : 0.5%
Fluimètre	Mesurer la concentration de fumée	AVL	415 S	Resolution de mesure (0.001 FSN et 10µg/m <sup>3</sup> )
Frein dynamique		HORIBA	TITAN	250 kw/500 N.m
Variateur de charge et de module	Constituer une résistance de charge adaptée pour les modules	Fait par l'équipe TSM		La variation de charge se fait à main par un sélecteur
Vanne de régulation débit air	Contrôler le débit d'air	SCHUBERT & SALZER	PSL204AMS	Vitesse : 0.90 mm/s
Vanne de réglage manuelle d'eau	Contrôler le débit d'eau		une vanne à guillotine	
Boitiers d'acquisitions	Réception des signaux des appareils de mesures, et envoyer les commande aux appareils de régulation		Boitier NI MAX	Logiciel de Commande et réception : Labview

### A.3.2 Liste du matériel d'instrumentation/acquisition de la maquette TE

Voie d'acqui.	Intitulé	Fonction	Marque	Modèle / Précision	Boitier
V27	Débitmètre d'Eau (g/s)	Mesure du débit d'eau	BAMOMATIC	775301 1000 imp/litre	Boitier 1
V24	Pression entrée (mbar)	Mesure de la pression à l'entrée de l'échangeur	SENSORTECH NICS	0 -> 1 bar / +/- 2mbar	Boitier 1
V25	Pression sortie chaud (mbar)	Mesure de la pression à la sortie de l'échangeur	SENSORTECH NICS	0 -> 250 mbar / +/- 2mbar	Boitier 1
V23	Température sortie	Mesure de la température à la sortie de l'échangeur		TC Type K $\phi$ 1.5 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 1
V22	Température Entrée	Mesure de la température à l'entrée de l'échangeur		TC Type K $\phi$ 1.5 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 1
V20	Température entrée eau	Mesure de la température à l'entrée de l'échangeur froid		TC Type K $\phi$ 2 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 1
V21	Température sortie eau	Mesure de la température à la sortie de l'échangeur froid		TC Type K $\phi$ 2 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 1
V0	T_eau_M1	Mesure de la température de surface de contact entre la module est l'échangeur froid dans la position respective		TC Type K $\phi$ 1 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 2
V2	T_eau_M5			TC Type K $\phi$ 1 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 2
V4	T_air_G1	Mesure de la température de surface de contact entre la module est l'échangeur chaud dans la position respective		TC Type K $\phi$ 1 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 2
V5	T_air_G5			TC Type K $\phi$ 1 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 2
V6	T_air_M1			TC Type K $\phi$ 0.25 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 2
V7	T_air_M5			TC Type K $\phi$ 0.25 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 2
V7	T_air_D1			TC Type K $\phi$ 0.25 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 2
V7	T_air_D5			TC Type K $\phi$ 0.25 mm / $\pm 1.5$ °C	Boitier 2

### A.3.3 Liste du matériel d'instrumentation/acquisition du moteur

Basse Fréquence				
Logiciel	Appareil de mesure	Paramètre mesuré	Capteur utilisé	Unité de mesure
LabVIEW W	Baie HORIBA MEXA 9400 HEGR	CO		ppm
		CO2		%
		HC		ppm
		O2		%
		Nox		ppm
	AVL 415S	fumées		FSN
	AVL 733	Consommation carburant		kg/h
	Boitier NI MAX	Température ambiante	Thermocouple type K	°C
		Température carter d'huile	Thermocouple type K	°C
		Température sortie cylindre n°1	Thermocouple type K	°C
		Température sortie cylindre n°2	Thermocouple type K	°C
		Température sortie cylindre n°3	Thermocouple type K	°C
		Température sortie cylindre n°4	Thermocouple type K	°C
		Température entrée turbine	Thermocouple type K	°C
		Température sortie turbine	Thermocouple type K	°C
		Température entrée huile moteur	Thermocouple type K	°C
		Température entrée eau réchauffeur	Thermocouple type K	°C
		Température sortie eau réchauffeur	Thermocouple type K	°C
		Température entrée eau moteur	Thermocouple type K	°C
		Température sortie eau moteur	Thermocouple type K	°C
		Température entrée compresseur	Thermocouple type K	°C
		Température Sortie compresseur	Thermocouple type K	°C
	Pression répartiteur admission	SENORTECHNICS HMAB2X5UU7H5	mbar	
	Pression collecteur	SENORTECHNICS HMAB2X5UU7H6	mbar	
	Pression atmosphérique	SENORTECHNICS HMAB2X5UU7H7	mbar	
	Pression sortie turbine	SENORTECHNICS HMAB2X5UU7H8	mbar	

<b>Basse Fréquence</b>				
<b>Logiciel</b>	<b>Appareil de mesure</b>	<b>Paramètre mesuré</b>	<b>Capteur utilisé</b>	<b>Unité de mesure</b>
<b>LabVIEW W</b>	Boîtier NI MAX	Pression de la GV	SENORTECHNICS HMAB2X5UU7H9	mbar
		Pression d'huile	SENORTECHNICS CTE8010GY7	mbar
		Régime moteur	IVO 370.01.10003	tr/min
<b>Haute Fréquence</b>				
<b>LabVIEW W</b>	Boîtier NI MAX	Pression cylindre	KISTLER 6056A	bar

### A.3.4 Incertitude des appareils de mesure du moteur

<b>Grandeur mesurée</b>	<b>Fabricant</b>	<b>Modèle</b>	<b>Gamme</b>	<b>Précision</b>
<b>Température</b>	TC	Thermocouple type K diamètre 1,5 mm	0 ... 1100 °C	+/-1,5°C
<b>Pression cylindre</b>	KISTLER	6056A42	0...250 bars	+/- 0,75 bar
<b>Pression "lente"</b>	SENORTECHNICS	HMAB2X5UU7H5	0 ... 2,5 bars	+/-1,5% PE
<b>Pression "lente"</b>	SENORTECHNICS	CTE8010GY7	0 ... 10 bars	+/-1,5% PE
<b>consommation de carburant</b>	AVL	733S	0 ... 160 kg.h-	+/-0,16 kg.h-1
<b>Régime moteur</b>	BAUMER IVO	T GI355.070R031	0 ... 10000 tr.min-1	3600 ppt (0,1° vilebrequin)
<b>CO</b>	HORIBA		0... 5000ppm	+/- 50ppm
<b>CO2</b>	HORIBA		0... 20%	+/- 0.2%
<b>HC</b>	HORIBA		0... 2000ppm	+/- 20ppm
<b>O2</b>	HORIBA		0... 25%	+/- 0.25%
<b>Nox</b>	HORIBA		0... 5000ppm	+/- 50 ppm



**A.3.5 Liste des instruments de contrôle/commande**

<b>Intitulé</b>	<b>Fonction</b>	<b>Emplacement</b>
<b>Commande Frein et Pédale du K9K</b>	Contrôle du régime et du couple moteur	A côté du poste de contrôle
<b>Sécurité allumage moteur</b>	Eviter l'allumage du moteur autant qu'il n'y pas d'eau dans le circuit du frein	Circuit d'eau du frein

# **Annexe B**

## **Points de fonctionnement moteur**

Point	Ts_turbine souhaitée (°C)	Qm_air souhaité (kg/h)	Module TE Testé	Point	Ts_turbine souhaitée (°C)	Qm_air souhaité (kg/h)	Module TE Testé
1	108	50,83	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	30	362	182,99	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
2	129	59,06	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	31	222	190,69	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
3	194	56,75	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	32	265	189,27	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
4	199	49,18	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	33	219	177,85	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
5	244	49,97	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	34	188	170,8	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
6	297	50,23	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	35	185	174,18	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
7	340	50,45	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	36	161	168,36	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
8	379	52,26	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	37	396	67,51	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
9	310	63,33	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	38	408	83,49	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
10	132	74,41	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	39	428	88,21	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
11	168	65,19	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	40	454	92,47	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
12	235	61,97	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	41	451	144,3	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
13	284	69,75	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	42	485	108,46	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
14	319	81,18	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	43	490	74,26	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
15	359	83,27	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	44	388	193,11	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
16	375	115,58	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	45	439	214,3	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
17	326	110,17	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	46	503	174,76	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
18	280	103,7	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	47	520	150,64	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
19	276	76,29	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	48	528	177,74	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
20	236	93,77	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	49	552	111,41	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
21	182	94,3	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	50	265	227,21	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
22	136	89,84	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	51	309	241,64	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
23	135	80,75	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	52	319	225,14	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
24	144	137,92	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	53	359	245,1	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
25	177	142	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	54	376	249,96	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
26	216	150,99	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	55	405	282,66	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
27	274	148,18	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	56	424	254,81	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
28	321	156,19	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	57	452	228,71	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>
29	358	162,68	Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub> + Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>	58	471	283,2	Si <sub>80</sub> Ge <sub>20</sub>

## Bibliographie

- [1] 2010 Peak Oil Conference – Washington DC : Peak Oil TV n.d. <http://tv.peak-oil.org/2010-washingtondc/> (accessed August 27, 2017).
- [2] Stopford M. Maritime economics. Routledge; 2009.
- [3] Wijnołst N, Wergeland T. Shipping Innovation. 1st ed. Amsterdam: IOS Press BV under the imprint Delft University Press; 2009. doi:10.1007/s11408-013-0209-6.
- [4] United Nations Conference on Trade And Development. Review of Maritime Transport 2015. United Nations Conf Trade Dev 2015:204. doi:10.1017/CBO9781107415324.004.
- [5] Notteboom T, Cariou P. Fuel Surcharge Practices of Container Shipping Liners: Is it About Cost Recovery or Revenue-Making. Proc 2009 Int Assoc Marit Econ Conf 2009:1–30.
- [6] Bialystocki N, Konovessis D. On the estimation of ship's fuel consumption and speed curve: A statistical approach. J Ocean Eng Sci 2016;1:157–66. doi:10.1016/j.joes.2016.02.001.
- [7] Liang LH. The economics of slow steaming n.d. <http://www.seatrade-maritime.com/news/americas/the-economics-of-slow-steaming.html> (accessed July 23, 2015).
- [8] MAN Diesel & Turbo. Waste Heat Recovery System ( WHRS ) 2012.
- [9] Bari S, Hossain SN. Waste heat recovery from a diesel engine using shell and tube heat exchanger. Appl Therm Eng 2013;61:355–63. doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.08.020.
- [10] Shu G, Liang Y, Wei H, Tian H, Zhao J, Liu L. A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships. Renew Sustain Energy Rev 2013;19:385–401. doi:10.1016/j.rser.2012.11.034.
- [11] Sendyka B, Soczwka J. Recovery Of Exhaust Gases Energy By Means Of Turbocompound. 6th Int. Symp. Diagnostics Model. Combust. Intern. Combust. Engines, Japan: 2004, p. 99–103.
- [12] Bumby J, Crossland S, Carter J. Electrically Assisted Turbochargers: Their Potential For Energy Recovery. Hybrid Veh. Conf. 2006 12-13 December 2006, Coventry, UK: Institution of Engineering and Technology; 2006, p. 223.
- [13] Wei W, Zhuge W, Zhang Y, He Y. Comparative Study on Electric Turbo-Compounding Systems for Gasoline Engine Exhaust Energy Recovery. Vol. 5 Ind. Cogener. Microturbines Small Turbomachinery; Oil Gas Appl. Wind Turbine Technol., ASME; 2010, p. 531–9. doi:10.1115/GT2010-23204.
- [14] Ichiki Y, Shiraishi K, Kanaboshi T, Ono Y, Ohta Y. Development of Super Waste-Heat Recovery System for Marine Diesel Engines. Mitsubishi Heavy Ind Tech Rev 2011;48:17–21.

- [15] Al-Rabghi OM, Beirutty M, Akyurt M, Najjar Y, Alp T. Recovery and utilization of waste heat. *Heat Recover Syst CHP* 1993;13:463–70. doi:10.1016/0890-4332(93)90047-Y.
- [16] Singh DV, Pedersen E. A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Convers Manag* 2016;111:315–28. doi:10.1016/j.enconman.2015.12.073.
- [17] Theotokatos G, Livanos G. Techno-economical analysis of single pressure exhaust gas waste heat recovery systems in marine propulsion plants. *Proc Inst Mech Eng Part M J Eng Marit Environ* 2013;227:83–97. doi:10.1177/1475090212457894.
- [18] Nguyen TQ, Slawnwhite JD, Boulama KG. Power generation from residual industrial heat. *Energy Convers Manag* 2010;51:2220–9. doi:10.1016/j.enconman.2010.03.016.
- [19] Karellas S, Leontaritis A-D, Panousis G, Bellos E, Kakaras E. Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery systems in the cement industry. *Energy* 2013;58:147–56. doi:10.1016/j.energy.2013.03.097.
- [20] Larsen U, Sigthorsson O, Haglund F. A comparison of advanced heat recovery power cycles in a combined cycle for large ships. *Energy* 2014;74:260–8. doi:10.1016/j.energy.2014.06.096.
- [21] Lecompte S, Huisseune H, van den Broek M, Vanslambrouck B, De Paepe M. Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;47:448–61. doi:10.1016/j.rser.2015.03.089.
- [22] Sprouse C, Depcik C. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. *Appl Therm Eng* 2013;51:711–22. doi:10.1016/j.applthermaleng.2012.10.017.
- [23] Hung TC, Shai TY, Wang SK. A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy* 1997;22:661–7. doi:10.1016/S0360-5442(96)00165-X.
- [24] Siemens. Waste Heat Recovery with Organic Rankine Cycle Technology 2014. <http://www.siemens.com/press/pool/de/feature/2014/energy/2014-04-orc/brochure-siemens-orc-module-e.pdf> (accessed February 6, 2015).
- [25] Chen M, Sasaki Y, Suzuki RO. Computational Simulation of Thermoelectric Generators in Marine Power Plants. *Mater Trans* 2011;52:1549–52. doi:10.2320/matertrans.E-M2011813.
- [26] Georgopoulou CA, Dimopoulos GG, Kakalis NMP. A modular dynamic mathematical model of thermoelectric elements for marine applications. *Energy* 2016;94:13–28. doi:10.1016/j.energy.2015.10.130.
- [27] Anderson RB, Dawson PT. *Experimental methods in catalytic research*. Volume 15. Michigan: 1968.
- [28] Pollock DD. *Thermoelectricity : theory, thermometry, tool*. ASTM; 1985.
- [29] Goupil C. *Continuum theory and modeling of thermoelectric elements*. n.d.
- [30] Blundell SJ, Blundell KM. *Concepts in Thermal Physics*. Oxford University Press; 2009. doi:10.1093/acprof:oso/9780199562091.001.0001.
- [31] A F I. *Semiconductor Thermoelements and Thermoelectric Cooling*. 1st edition. Infosearch Limited; 1957. doi:0-85086-039-3.
- [32] Kelvin WTB. *Popular Lectures and Addresses*. Macmillan and Company; 1891.
- [33] Lachish U. Thermoelectric Effect Peltier Seebeck and Thomson. *Guma Sci* 2014;1–11. doi:10.13140/EG.2.1.2722.3443.
- [34] Caneva KL. *The form and function of scientific discoveries*. Dibner Libr Lect Ser 2001:32.

- [35] Besançon RM, editor. *The Encyclopedia of Physics*. Boston, MA: Springer US; 1990. doi:10.1007/978-1-4615-6902-2.
- [36] Rowe DM. *Thermoelectrics handbook: macro to nano*. CRC/Taylor & Francis; 2006.
- [37] Chaiken P. An introduction to thermopower for those who might want to use it to study organic conductors and superconductors. In: Little WA, Kresin VZ, Little WA, editors. *Org. Supercond*. 1st ed., New York: Springer US; 1990.
- [38] Tritt TM. Thermoelectric Materials: Principles, Structure, Properties, and Applications. *Encycl Mater Sci Technol* 2002;1–11. doi:http://dx.doi.org/10.1016/B0-08-043152-6/01822-2.
- [39] Suter C, Jovanovic ZR, Steinfeld A. A 1kWe thermoelectric stack for geothermal power generation – Modeling and geometrical optimization. *Appl Energy* 2012;99:379–85. doi:10.1016/j.apenergy.2012.05.033.
- [40] Liang G, Zhou J, Huang X. Analytical model of parallel thermoelectric generator. *Appl Energy* 2011;88:5193–9. doi:10.1016/j.apenergy.2011.07.041.
- [41] Siddique ARM, Mahmud S, Heyst B Van. A review of the state of the science on wearable thermoelectric power generators (TEGs) and their existing challenges. *Renew Sustain Energy Rev* 2017;73:730–44. doi:10.1016/j.rser.2017.01.177.
- [42] Tritt TM, Min G, Kuznestsov L, Arai H, Lowhorn ND, Korzenski MB. Thermoelectric Materials: Holey and Unholey Semiconductors. *Science* (80-) 1999;283:804–5. doi:10.1126/science.283.5403.804.
- [43] Altenkirch E. Elektrothermische Kälteezeugung und reversible elektrische Heizung. *Phys Zeitschrift* 1911;10:560–580.
- [44] Vedernikov M V., Iordanishvili EK. A. F. Ioffe and origin of modern semiconductor thermoelectric energy conversion. 17th Int. Conf. Thermoelectr., 1998, p. 37–42.
- [45] Alam H, Ramakrishna S. A review on the enhancement of figure of merit from bulk to nano-thermoelectric materials. *Nano Energy* 2013;2:190–212. doi:10.1016/j.nanoen.2012.10.005.
- [46] Marlène Prével. Synthèse et caractérisations de céramiques thermoélectriques Ca<sub>3</sub>Co<sub>4</sub>O<sub>9</sub> élaborées par frittage forgeage. Université de Caen, 2007.
- [47] Wood C. Materials for thermoelectric energy conversion. *Reports Prog Phys* 1988;51:459–539. doi:10.1088/0034-4885/51/4/001.
- [48] Goldsmid HJ. The Electrical Conductivity and Thermoelectric Power of Bismuth Telluride. *Proc Phys Soc* 1958;71:633–46. doi:10.1088/0370-1328/71/4/312.
- [49] Shakouri A. Recent Developments in Semiconductor Thermoelectric Physics and Materials. *Annu Rev Mater Res* 2011;41:399–431. doi:10.1146/annurev-matsci-062910-100445.
- [50] Snyder GJ, Toberer ES. Complex thermoelectric materials. *Nat Mater* 2008;7:105–14. doi:10.1038/nmat2090.
- [51] Stobart RK, Wijewardane A, Allen C. The Potential for Thermo-Electric Devices in Passenger Vehicle Applications, 2010. doi:10.4271/2010-01-0833.
- [52] Fitriani, Ovik R, Long BD, Barma MC, Riaz M, Sabri MFM, et al. A review on nanostructures of high-temperature thermoelectric materials for waste heat recovery. *Renew Sustain Energy Rev* 2016;64:635–59. doi:10.1016/j.rser.2016.06.035.
- [53] Summerer L, Pierre Roux J, Pustovalov A, Gusev V, Rybkin N. Technology-based design and scaling for RTGs for space exploration in the 100 W range. *Acta Astronaut* 2011;68:873–82. doi:10.1016/j.actaastro.2010.08.020.

- [54] Chen ZG, Hana G, Yanga L, Cheng L, Zou J. Nanostructured thermoelectric materials: Current research and future challenge. *Prog Nat Sci Mater Int* 2012;22:535–49. doi:10.1016/j.pnsc.2012.11.011.
- [55] Shi X, Kong H, Li C-P, Uher C, Yang J, Salvador JR, et al. Low thermal conductivity and high thermoelectric figure of merit in n-type  $Ba_xY_{1-x}Co_4Sb_{12}$  double-filled skutterudites. *Appl Phys Lett* 2008;92:182101. doi:10.1063/1.2920210.
- [56] Saramat A, Svensson G, Palmqvist AEC, Stiewe C, Mueller E, Platzek D, et al. Large thermoelectric figure of merit at high temperature in Czochralski-grown clathrate  $Ba_8Ga_{16}Ge_{30}$ . *J Appl Phys* 2006;99:23708. doi:10.1063/1.2163979.
- [57] Zhang X, Chau KT, Chan CC. Overview of Thermoelectric Generation for Hybrid Vehicles. *Asian Electr Veh* 2005;6:3–8. doi:10.4130/jaev.6.1119.
- [58] Huang L, Zhang Q, Yuan B, Lai X, Yan X, Ren Z. Recent progress in half-Heusler thermoelectric materials. *Mater Res Bull* 2016;76:107–12. doi:10.1016/j.materresbull.2015.11.032.
- [59] Rull-Bravo M, Moure A, Fernández JF, Martín-González M. Skutterudites as thermoelectric material: revisited. *Optoelectron Adv Mater Rapid Commun* 2010;4:1166–9. doi:10.1039/b000000x.
- [60] Smith GE, Wolfe R. Thermoelectric Properties of Bismuth-Antimony Alloys. *J Appl Phys* 1962;33:841–6. doi:10.1063/1.1777178.
- [61] Pei Y-L, Liu Y. Electrical and thermal transport properties of Pb-based chalcogenides: PbTe, PbSe, and PbS. *J Alloys Compd* 2012;514:40–4. doi:10.1016/j.jallcom.2011.10.036.
- [62] Tedenac J-C. Multicomponent Silicides for Thermoelectric Materials: Phase Stabilities, Synthesis, and Device Tailoring. n.d.
- [63] Gascoin F, Ottensmann S, Stark D, Haïle SM, Snyder GJ. Zintl phases as thermoelectric materials: Tuned transport properties of the compounds  $CaxYb_{1-x}Zn_2Sb_2$ . *Adv Funct Mater* 2005;15:1860–4. doi:10.1002/adfm.200500043.
- [64] Yaguchi H, Daisaku S. Waste heat recovery device. WO2005033497 A1, n.d.
- [65] Amow G. A Survey of Sub-10W Thermoelectric Generators for Military Applications. Canada: 2010.
- [66] Rowe DM. Applications of nuclear-powered thermoelectric generators in space. *Appl Energy* 1991;40:241–71. doi:10.1016/0306-2619(91)90020-X.
- [67] Masadi R. Commercial Thermoelectric Cooling Systems for Military Applications. Natick, Massachusetts: 1995.
- [68] Zhao D, Tan G. A review of thermoelectric cooling: Materials, modeling and applications. *Appl Therm Eng* 2014;66:15–24. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.01.074.
- [69] Champier D, Bedecarrats JP, Rivaletto M, Strub F. Thermoelectric power generation from biomass cook stoves. *Energy* 2010;35:935–42. doi:10.1016/j.energy.2009.07.015.
- [70] Champier D, Bédécarrats JP, Kousksou T, Rivaletto M, Strub F, Pignolet P. Study of a TE (thermoelectric) generator incorporated in a multifunction wood stove. *Energy* 2011;36:1518–26. doi:10.1016/j.energy.2011.01.012.
- [71] Zheng XF, Yan YY, Simpson K. A potential candidate for the sustainable and reliable domestic energy generation—Thermoelectric cogeneration system. *Appl Therm Eng* 2013;53:305–11. doi:10.1016/j.applthermaleng.2012.03.020.

- [72] Fraisse G, Ramousse J. Etude numérique et expérimentale de panneaux thermoélectriques dédiés au traitement thermique des ambiances dans les bâtiments. Polytech ' Savoie – Université de Savoie Campus scientifique de Savoie TECHNOLAC 73376 Le Bourget du Lac Cedex France, 2017.
- [73] Chávez-Urbiola EA, Vorobiev Y V., Bulat LP. Solar hybrid systems with thermoelectric generators. *Sol Energy* 2012;86:369–78. doi:10.1016/j.solener.2011.10.020.
- [74] Lossec M, Multon B, Ben Ahmed H. Sizing optimization of a thermoelectric generator set with heatsink for harvesting human body heat. *Energy Convers Manag* 2013;68:260–5. doi:10.1016/j.enconman.2013.01.021.
- [75] Samson D, Kluge M, Becker T, Schmid U. Wireless sensor node powered by aircraft specific thermoelectric energy harvesting. *Sensors Actuators, A Phys* 2011;172:240–4. doi:10.1016/j.sna.2010.12.020.
- [76] Astrain D, Vián JG, Martínez A, Rodríguez A. Study of the influence of heat exchangers' thermal resistances on a thermoelectric generation system. *Energy* 2010;35:602–10. doi:10.1016/j.energy.2009.10.031.
- [77] Podhorsky M, Krips H. Heat exchangers: a practical approach to mechanical construction, design, and calculations. Begell House; 1998.
- [78] THULUKKANAM K. Heat Exchanger Design Handbook. ROUTLEDGE; 2017.
- [79] Serksnis AW. Thermoelectric Generator for an Automotive Charging System. 11th Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf., Warrendale, PA USA: 1976, p. 1614–61.
- [80] Love ND, Szybist JP, Sluder CS. Effect of heat exchanger material and fouling on thermoelectric exhaust heat recovery. *Appl Energy* 2012;89:322–8. doi:10.1016/j.apenergy.2011.07.042.
- [81] Bass JC, Elsner NB, Leavitt FA. Performance of the 1 kW Thermoelectric Generator for Diesel Engines. Hi-Z Technol Inc 1994.
- [82] Thacher E. Testing of an automobile exhaust thermoelectric generator in a light truck Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers , Part D : Journal of Automobile Engineering 2007. doi:10.1243/09544070JAUTO51.
- [83] Crane DT, LaGrandeur JW. Progress Report on BSST-Led US Department of Energy Automotive Waste Heat Recovery Program. *J Electron Mater* 2010;39:2142–8. doi:10.1007/s11664-009-0991-0.
- [84] Bell LE, Crane DT, Lagrandeur J, Van HD. Thermoelectric-based power generation systems and methods. WO2011011795 A2, 2010.
- [85] Hsu C-T, Huang G-Y, Chu H-S, Yu B, Yao D-J. Experiments and simulations on low-temperature waste heat harvesting system by thermoelectric power generators. *Appl Energy* 2011;88:1291–7. doi:10.1016/j.apenergy.2010.10.005.
- [86] Liu X, Deng YD, Zhang K, Xu M, Xu Y, Su CQ. Experiments and simulations on heat exchangers in thermoelectric generator for automotive application. *Appl Therm Eng* 2014;71:364–70. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.07.022.
- [87] Meisner GP. Advanced Thermoelectric Materials and Generator Technology for Automotive Waste Heat at GM. Development 2011.
- [88] Magnetto D. HeatReCar : first light commercial vehicle equipped with a TEG. 3rd Int. Conf. Therm. Manag. EV/HEV, Darmstadt: 2013.
- [89] Limbeck S, BRÜCK R. Thermoelectric device. WO2010094533 A3, 2010.
- [90] Prior GP, Meisner GP, Glassford DB. Thermoelectric generator cooling system and method of control. US20110239635 A1, 2010.
- [91] Gilley MD. Hot Side Heat Exchanger Design And Materials. US20110271994 A1, 2011.



- [92] Goupil PC. Waste heat recovery by thermoelectricity on passenger car and heavy-duty truck diesel engine : The RENOTER project . Led by Renault-Trucks . n.d.:1–8.
- [93] Navone C, Baffie L, Aixala L, Leforestier V. Silicide Thermoelectric Materials Evaluation for Automotive Application Manufacturing and Test under Representative Conditions. Int Conf Thermoelectr 2017.
- [94] Cleary M, Zhang Y, Mazzotta A, Young H. Development of Thermoelectric Generators for Multiple Vehicle Exhaust Waste Heat Recovery Applications. 4th Thermoelectr. Conf. Util. Waste Heat Transp. Energy, Berlin, Germany: 2014.
- [95] Ikoma K, Munekiyo M, Furuya K, Kobayashi M, Izumi T, Shinohara K. Thermoelectric module and generator for gasoline engine vehicles. Seventeenth Int Conf Thermoelectr Proc ICT98 (Cat No98TH8365) 1998:5–8. doi:10.1109/ICT.1998.740419.
- [96] Höglblom O, Andersson R. Analysis of Thermoelectric Generator Performance by Use of Simulations and Experiments. J Electron Mater 2014;43:2247–54. doi:10.1007/s11664-014-3020-x.
- [97] Höglblom O, Andersson R. A simulation framework for prediction of thermoelectric generator system performance. Appl Energy 2016;180:472–82. doi:10.1016/j.apenergy.2016.08.019.
- [98] Chen J, Zuo L, Wu Y, Klein J. Modeling, experiments and optimization of an on-pipe thermoelectric generator. Energy Convers Manag 2016;122:298–309. doi:10.1016/j.enconman.2016.05.087.
- [99] Jaworski M, Bednarczyk M, Czachor M. Experimental investigation of thermoelectric generator (TEG) with PCM module. Appl Therm Eng 2016;96:527–33. doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.12.005.
- [100] Jeng T-M, Tzeng S-C, Yang B-J, Li Y-C. Design, Manufacture and Performance Test of the Thermoelectric Generator System for Waste Heat Recovery of Engine Exhaust. Inventions 2016;1:2. doi:10.3390/inventions1010002.
- [101] Kim TY, Negash AA, Cho G. Waste heat recovery of a diesel engine using a thermoelectric generator equipped with customized thermoelectric modules. Energy Convers Manag 2016;124:280–6. doi:10.1016/j.enconman.2016.07.013.
- [102] Temizer İ, İlkılıç C. The performance and analysis of the thermoelectric generator system used in diesel engines. Renew Sustain Energy Rev 2016;63:141–51. doi:10.1016/j.rser.2016.04.068.
- [103] In BD, Lee KH. A study of a thermoelectric generator applied to a diesel engine. Proc Inst Mech Eng Part D J Automob Eng 2016;230:133–43. doi:10.1177/0954407015576440.
- [104] Hsiao YY, Chang WC, Chen SL. A mathematic model of thermoelectric module with applications on waste heat recovery from automobile engine. Energy 2010;35:1447–54. doi:10.1016/j.energy.2009.11.030.
- [105] Pramanick AK, Das PK. Constructal design of a thermoelectric device. Int J Heat Mass Transf 2006;49:1420–9. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.09.028.
- [106] Chen J, Yan Z, Wu L. The influence of Thomson effect on the maximum power output and maximum efficiency of a thermoelectric generator. [http://oasc12039247realmedia.com/RealMedia/ads/click\\_lx.ads/www.aip.org/pt/adcenter/pdfcover\\_test/L-37/949446391/x01/AIP-PT/JAP\\_ArticleDL\\_050317/PTBG\\_instrument\\_1640x440.jpg/434f71374e315a556e61414141774c75?x](http://oasc12039247realmedia.com/RealMedia/ads/click_lx.ads/www.aip.org/pt/adcenter/pdfcover_test/L-37/949446391/x01/AIP-PT/JAP_ArticleDL_050317/PTBG_instrument_1640x440.jpg/434f71374e315a556e61414141774c75?x) 1998. doi:10.1063/1.362507.

- [107] Fraisse G, Viardot C, Lafabrie O, Achard G. Development of a simplified and accurate building model based on electrical analogy. *Energy Build* 2002;34:1017–31. doi:10.1016/S0378-7788(02)00019-1.
- [108] Fraisse G, Lazard M, Goupil C, Serrat JY. Study of a thermoelement's behaviour through a modelling based on electrical analogy. *Int J Heat Mass Transf* 2010;53:3503–12. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.04.011.
- [109] Chakraborty A, Ng KC. Thermodynamic formulation of temperature–entropy diagram for the transient operation of a pulsed thermoelectric cooler. *Int J Heat Mass Transf* 2006;49:1845–50. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.10.038.
- [110] Chen M, Rosendahl LA, Bach I, Condra T, Pedersen JK. Transient Behavior Study of Thermoelectric Generators through an Electro-thermal Model Using SPICE. 2006 25th Int. Conf. Thermoelectr., IEEE; 2006, p. 214–9. doi:10.1109/ICT.2006.331335.
- [111] Ziolkowski P, Poinas P, Leszczynski J, Karpinski G, Müller E. Estimation of thermoelectric generator performance by finite element modeling. *J Electron Mater* 2010;39:1934–43. doi:10.1007/s11664-009-1048-0.
- [112] Fraisse G, Ramousse J, Sgorlon D, Goupil C. Comparison of different modeling approaches for thermoelectric elements. *Energy Convers Manag* 2013;65:351–6. doi:10.1016/j.enconman.2012.08.022.
- [113] Kempf N, Zhang Y. Design and optimization of automotive thermoelectric generators for maximum fuel efficiency improvement. *Energy Convers Manag* 2016;121:224–31. doi:10.1016/j.enconman.2016.05.035.
- [114] Chen L, Meng F, Sun F. Effect of heat transfer on the performance of thermoelectric generator-driven thermoelectric refrigerator system. *Cryogenics (Guildf)* 2012;52:58–65. doi:10.1016/j.cryogenics.2011.10.007.
- [115] Rabari R, Mahmud S, Dutta A, Biglarbegian M, Rabari R, Mahmud S, et al. Effect of Convection Heat Transfer on Performance of Waste Heat Thermoelectric Generator Effect of Convection Heat Transfer on Performance of Waste Heat 2015;7632. doi:10.1080/01457632.2015.1010925.
- [116] Tang ZB, Deng YD, Su CQ, Shuai WW, Xie CJ. Case Studies in Thermal Engineering A research on thermoelectric generator's electrical performance under temperature mismatch conditions for automotive waste heat recovery system 2015;5:143–50. doi:10.1016/j.csite.2015.03.006.
- [117] Young T, Negash A, Cho G. Direct contact thermoelectric generator ( DCTEG ): A concept for removing the contact resistance between thermoelectric modules and heat source. *Energy Convers Manag* 2017;142:20–7. doi:10.1016/j.enconman.2017.03.041.
- [118] Yuan H, Tan S, Wen J, Zhuang N. Heat transfer of pulsating laminar flow in pipes with wall thermal inertia. *Int J Therm Sci* 2016;99:152–60. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2015.08.014.
- [119] Cooper WL, Nee VW, Yang KT. An experimental investigation of convective heat transfer from the heated floor of a rectangular duct to a low frequency , large tidal displacement oscillatory flow 1994;37:581–92.
- [120] Li P, Yang KT. Mechanisms for the heat transfer enhancement in zero-mean oscillatory flows in short channels. *Int J Heat Mass Transf* 2000;43:3551–66. doi:10.1016/S0017-9310(99)00390-7.
- [121] Bouvier P, Stouffs P, Bardon J. Experimental study of heat transfer in oscillating flow 2005;48:2473–82. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.01.037.

- [122] Akdag U, Ozguc AF. International Journal of Heat and Mass Transfer Experimental investigation of heat transfer in oscillating annular flow. *Int J Heat Mass Transf* 2009;52:2667–72. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.01.006.
- [123] Cheng P, Zhao TS. Heat Transfer in Oscillatory Flows. *Annu Rev Heat Transf* 1998;9:359–420. doi:10.1615/AnnualRevHeatTransfer.v9.90.
- [124] Bell LE, Crane DT. Thermoelectric power generator for variable thermal power source. US9006556 B2, 2015.
- [125] Aixala L. RENOTER project. 3rd Thermoelectr. Appl. Work. Balt. MD US Dep. Energy, 2012.
- [126] Indication de pression de cylindre pour banc d'essai produits | Kistler n.d. [https://www.kistler.com/fr/fr/produits/produits-par-applications/indication-de-pression-de-cylindre-pour-banc-dessai-produits/#capteur\\_de\\_pression\\_absolue\\_\\_m14\\_refroidissement\\_par\\_eau\\_4049\\_b](https://www.kistler.com/fr/fr/produits/produits-par-applications/indication-de-pression-de-cylindre-pour-banc-dessai-produits/#capteur_de_pression_absolue__m14_refroidissement_par_eau_4049_b) (accessed May 3, 2017).
- [127] Wang C-C, Hung C-I, Chen W-H. Design of heat sink for improving the performance of thermoelectric generator using two-stage optimization. *Energy* 2012;39:236–45. doi:10.1016/j.energy.2012.01.025.
- [128] Gou X, Xiao H, Yang S. Modeling, experimental study and optimization on low-temperature waste heat thermoelectric generator system. *Appl Energy* 2010;87:3131–6. doi:10.1016/j.apenergy.2010.02.013.
- [129] Liu C, Deng YD, Wang XY, Liu X, Wang YP, Su CQ. Multi-objective optimization of heat exchanger in an automotive exhaust thermoelectric generator. *Appl Therm Eng* 2016;108:916–26. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.07.175.
- [130] Sridhar MR, Yovanovich MM. Review of elastic and plastic contact conductance models - Comparison with experiment. *J Thermophys Heat Transf* 1994;8:633–40. doi:10.2514/3.592.
- [131] Bahrami M, Culham JR, Yovanovich MM, Schneider GE. Review of Thermal Joint Resistance Models for Nonconforming Rough Surfaces. *Appl Mech Rev* 2006;59:1. doi:10.1115/1.2110231.
- [132] Mikic B, Rohsenow W. Thermal contact resistance. Tech Rep DSR 74542-41 1966. doi:10.1007/BF01487469 M4 - Citavi.
- [133] Captec - Capteurs de flux thermique, éléments chauffants, réalisations sur mesures n.d. <http://www.captec.fr/> (accessed July 10, 2017).
- [134] Sargent RWH. DIMENSIONAL ANALYSIS. A-to-Z Guid. to Thermodyn. Heat Mass Transf. Fluids Eng., Begellhouse; n.d. doi:10.1615/AtoZ.d.dimensional\_analysis.
- [135] Macagno EO. Historico-critical review of dimensional analysis. *J Franklin Inst* 1971;292:391–402. doi:10.1016/0016-0032(71)90160-8.
- [136] Reynolds O. An Experimental Investigation of the Circumstances Which Determine Whether the Motion of Water Shall Be Direct or Sinuous, and of the Law of Resistance in Parallel Channels. *Philos Trans R Soc London* 1883;174:935–82. doi:10.1098/rstl.1883.0029.
- [137] Coulson JM, Richardson JF, Backhurst JR, Harker JH, Coulson JM. Chemical engineering. Vol. 1, Fluid flow, heat transfer and mass transfer. 6th ed. Butterworth-Heinemann; 1999.
- [138] Çengel YA. Heat transfer : a practical approach. 2nd ed. Boston: McGraw-Hill; 2003.
- [139] Stull DR, Prophet H. JANAF Thermochemical Tables. Second Edi. Washington D.C.: Office of Standard Reference Data; 1971.

- [140] Hirata M, Tanaka H, Kasagi N, Kawamura H. Heat transfer in turbulent flows. Proc. Seventh Int. Conf. Sept. 6-10, vol. 1, Munich, West Germany: ashington, DC, Hemisphere Publishing Corp.; 1982, p. 31–57.
- [141] Jiji LM. Heat convection. New York, United States of America: Springer Berlin Heidelberg; 2006. doi:10.1007/978-3-540-30694-8.



# Thèse de Doctorat

**Ali Nour Eddine**

**Modélisation et optimisation d'un système de récupération d'énergie à l'échappement des moteurs de navires en utilisant la thermoélectricité (effet Seebeck)**

**Modeling and optimization of waste heat recovery system using the thermoelectricity (Seebeck effect) for marine application**

## Résumé

Les gaz contenus dans les lignes d'échappement des moteurs Diesel pour la propulsion maritime peuvent atteindre des températures de l'ordre de 400 – 450 °C à la sortie du turbocompresseur. Une des voies possibles pour récupérer une partie de l'énergie contenue dans les gaz d'échappement est la thermoélectricité (effet Seebeck) avec des matériaux thermoélectriques côté chaud entre 200 et 300 °C. Ce niveau de température correspond à des matériaux ayant de bonnes performances de conversion chaleur / électricité. De plus, l'eau de mer présente en abondance est une excellente source froide pour un générateur thermoélectrique (TEG). Par ailleurs, la consommation en carburant du moteur thermique est un poste de dépense majeure pour l'opérateur du bateau, et une réduction de cette consommation, même minime, peut générer des économies financières importantes.

L'objectif de la thèse est de comprendre et analyser le fonctionnement d'un échangeur thermoélectrique, notamment en présence d'écoulement pulsés afin d'optimiser le fonctionnement du générateur thermoélectrique. A ce titre, plusieurs campagnes d'essais sur des maquettes de TEG ont été mises en place sur trois bancs d'essais (conçus particulièrement pour les travaux de thèse) où des mesures thermiques et électriques ont été réalisées. Le but de ces essais a été de tester les performances des modules thermoélectriques et les différents types d'échangeurs sur les points de fonctionnement d'un moteur Diesel pour déterminer (dans un premier temps) lesquels étaient les plus adaptés au fonctionnement moteur. Dans un second temps, les effets de la composition des gaz d'échappement et des écoulements pulsés sur le fonctionnement du TEG ont été étudiés. Un modèle de simulation a également été développé afin de modéliser le fonctionnement d'un générateur thermoélectrique. Des essais ont été réalisés afin de calibrer le modèle de simulation.

## Mots clés

**Thermoélectricité, Récupération de l'énergie, Moteur à combustion interne, Energie maritime.**

## Abstract

Thermoelectric energy (TE) harvesting (Seebeck effect) is a promising solution for waste heat recovery onboard ocean-going ships. On one hand, the marine Diesel engines reach around 400-450°C temperature at the turbocharger exhaust, corresponding to around 200-300°C on the hot side thermoelectric module (TEM) temperature, which is interesting according to recent studies on intermediate temperatures TE materials. In addition, seawater is available in abundance at low temperature, and represents an excellent heat sink. On the other hand, engine fuel consumption accounts today almost 50 % of ship operational costs; hence, a slight reduction of fuel consumption generates significant financial savings over the year.

The objective of the Thesis is to understand and analyze the operation of a thermoelectric heat exchanger, especially in the presence of pulsations and to optimize the thermoelectric generator (TEG). Several test campaigns leading to different thermal and electrical measurement have been conducted. The campaigns were set up on three different test benches designed and fabricated during the thesis. The aim of these tests was to optimize the type of TEM's and heat exchangers for Diesel engine application by investigating it's the performances on engine operating points. In a second step, the effects of exhaust gas composition and pulsation flow on the TEG performances were investigated. A simulation model was developed to model the operation of a TEG. Tests were conducted to calibrate the simulation model.

## Key Words

**Thermoelectricity, Waste Heat Recovery, Internal Combustion Engine, Marine Energy**