

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Mémoire

Présenté en vue de l'obtention du diplôme

d'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

Thème :

Etude technique d'un dispositif de réfrigération
magnétique opérant près de la température ambiante

Présenté par

BOUDJELAL Hicham

Proposé et encadré par :

M. Arezki SMAILI

Maitre de conférences, ENP

M. Mohamed BOUBAKEUR

Chargé de cours, ENP

Promotion 2010

Dédicaces

A la mémoire de mon père,

A ma mère, qu'Allah la protège,

A ceux qui n'ont jamais cessé de m'encourager et de me soutenir,

A ceux dont l'amour m'a donné la volonté d'aller toujours de l'avant,

A mes frères et sœurs,

A toute ma famille et tous mes amis,

Je dédie ce travail.

Remerciements

Je remercie avant tout Allah le tout puissant pour m'avoir donné la foi, la volonté et le courage de mener à bien ce modeste travail.

Mes sincères remerciements à mes promoteurs Messieurs SMAILI Arezki et BOUBAKEUR Mohamed pour m'avoir conseillé et dirigé pendant la réalisation de ce travail.

Mes remerciements vont aussi à monsieur le Pr. AIT ALI A. Mohand pour avoir accepté de présider le jury.

Je remercie également monsieur BENNOUR Hocine d'avoir accepté d'examiner et de critiquer ce modeste travail.

Merci à tous les enseignants et à tous ceux qui ont contribué à ma formation. Je tiens enfin à remercier tous mes amis et mes camarades de promotion et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la bonne réalisation de ce travail.

ملخص :

إن الهدف الرئيسي من عملنا هذا هو إعداد دراسة تقنية لجهاز يعمل على التبريد المغناطيسي مستخدماً معدن له تأثير حراري هو الغادولينيوم. ولذلك إستعملنا النموذج الرياضي المنجز في الأعمال السابقة. قبل تحديد أبعاد الجهاز كاملة أجرينا دراسة عواملاتية للمجدد المغناطيسي بمحاكاته بواسطة برنامج معلوماتي.

الكلمات المفتاحية : تبريد المغناطيسي، تأثير حراري، مجدد المغناطيسي، محاكاة عددية.

Résumé :

L'objectif principal de notre travail est de faire une étude technique d'un dispositif de réfrigération magnétique utilisant le matériau gadolinium comme réfrigérant. Pour cela on a utilisé le modèle mathématique développé dans les travaux précédents. Avant de faire le dimensionnement des différents composants du réfrigérateur magnétique, une étude paramétrique a été faite à travers des simulations en utilisant un code du calcul.

Mots clés : Réfrigération magnétique, Effet magnétocalorique, Régénérateur magnétique actif, Simulation numérique.

Abstract :

The main object of this work is to do a technical study of magnetic refrigerator using the gadolinium as a refrigerant. Hence, we have posed the mathematical model developed in the previous works. Before doing the design of the various shapes of the magnetic refrigerator, a parametrical study has been done through a simulation using a computer code.

Keywords : Magnetic refrigeration, Magnetocaloric effect, Active Magnetic regenerator, Numerical simulation.

TABLE DES MATIERES

Dédicaces

Remerciements

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

INTRODUCTION GENERALE..... 01

CHAPITRE 1 : GENERALITES

1.1	La réfrigération	03
1.1.1	Définition.....	03
1.1.2	Les systèmes de réfrigération.....	03
1.1.2.1	Système à compression.....	03
1.1.2.2	Système à absorption.....	04
1.1.3	La réfrigération magnétique.....	04
1.1.3.1	Principe.....	04
1.1.3.2	Historique.....	06
1.1.4	Effet magnétocalorique.....	08
1.1.4.1	Analyse thermodynamique de l'EMC.....	10
1.1.4.2	Modélisation de l'effet magnétocalorique EMC.....	11
1.1.4.3	Caractérisation de l'EMC.....	13
1.1.5	Les matériaux à effet magnétocalorique.....	16
1.1.6	Température de Curie.....	19
1.1.7	Application de l'EMC à la production du froid.....	20
1.1.8	Développements récents.....	21
1.1.8.1	Démonstrateurs à aimants supraconducteurs.....	21
1.1.8.2	Démonstrateurs à aimants permanents.....	23
	Conclusion	30

CHAPITRE 2 : MODELISATION ET CONCEPTION

2.1	Cycles de réfrigération magnétique.....	30
2.1.1	Le cycle de Brayton.....	31
2.1.2	Cycle magnétique d'Ericsson.....	32
2.1.3	Cycle magnétique de Stirling.....	33
2.2	Cycle à régénération active (AMRR : Active MagneticRegenerativerefrigeration)...	36
2.2.1	Critères de choix.....	34

2.3	Modélisation du cycle AMRR.....	36
2.3.1	Équations régissant le transfert de chaleur dans le cycle AMRR.....	37
2.3.2	Mise en équation et hypothèses simplificatrices.....	39
2.3.3	Calcul du coefficient d'échange h et des pertes de charge.....	41
2.4	Etude de l'influence des divers paramètres du cycle AMRR.....	42
2.5	Conception de système de réfrigération à régénération magnétique active.....	44
2.5.1	Présentations de quelques régénérateurs.....	44
2.5.2	Description du dispositif propose.....	47
2.5.3	Approche inverse à la conception des systèmes AMRR.....	49
2.5.4	Identification des paramètres optimaux pour une stratégie traditionnelle.....	50
	Conclusion.....	58

CHAPITRE 3 : DIMENSIONNEMENT DU DISPOSITIF

3.1	3.1 Dimensionnement du dispositif de réfrigération magnétique.....	60
3.1.1	Dimensionnement du régénérateur.....	60
3.1.2	Dimensionnement des échangeurs de chaleur.....	63
3.1.3	Calcul des pertes de charges dans le réseau.....	72
3.1.4	Calcul de perte de charge dans le régénérateur	75
3.1.5	Calcul des pertes de charge dans les échangeurs de chaleur.....	76
3.1.6	Calcul de la puissance de la pompe.....	79
3.1.7	Calcul de la puissance de la fan utilisée pour circuler l'air.....	80
3.1.8	Dimensionnement du vérin pneumatique.....	81
3.2	Contrôle de cycle AMRR.....	82

CONCLUSION GENERALE.....	84
---------------------------------	-----------

Bibliographie.....	86
--------------------	----

Annexes.....	90
--------------	----

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1: Principe de fonctionnement d'un réfrigérateur à compression.

Figure 1.2: Schéma de principe d'un système de réfrigération à absorption.

Figure 1.3 : Principe de l'effet magnéto-calorique.

Figure 1.4 : Schématisation du couplage entre l'entropie magnétique (désordre des spins) et l'entropie du réseau (agitation des atomes : phonos représenté par les noyaux).

Figure 1.5 : Évolution en fonction de la température de l'aimantation et de la variation d'entropie magnétique du gadolinium autour de sa température de Curie T_c (M_s aimantation à 0 K ou aimantation à saturation $\mu_0 H$ induction appliquée (Tesla), M aimantation et ΔT_{plage} de température d'utilisation potentielle du matériau).

Figure 1.6 : Capacité thermique massique mesurée et EMC (ΔT_{ad}) déduit pour l'alliage de gadolinium $Gd_5Si_2Ge_2$ [16].

Figure 1.7 : Aimantation isotherme $M(B)$ mesurée pour différentes températures T et entropie magnétique ΔS_m déduite pour le gadolinium.

Figure 1.8 : Analogie entre un cycle thermomagnétique et un cycle thermodynamique classique.

Figure 1.9 : Démonstrateur de réfrigération magnétique développé aux États-Unis

Figure 1.10 : Liquéfacteur à EMC.

Figure 1.11 : Dispositif de réfrigération magnétique à aimants permanents.

Figure 1.12 : Système de réfrigération magnétique rotatif et sa source de champ.

Figure 1.13 : Dispositif ACA.

Figure 1.14 : Le dispositif du G2Ela.

Figure 1.15 : Le dispositif japonais initial (gauche) et amélioré (droite).

Figure 1.16 : Dispositif ACM (USA 2002).

Figure 2.1 : Cycle magnétique de Brayton [31].

Figure 2.2 : Cycle magnétique d'Ericsson [31].

Figure 2.3 : Cycle magnétique de Stirling.

Figure 2.4 : Représentation de la géométrie de l'écoulement et les éléments différentiels (e_m : épaisseur de la plaque ; e_f : épaisseur du fluide ; L : longueur de la plaque).

Figure 2.5 : Lit régénérateur monotube en serpent.

Figure 2.6 : Lit régénérateur à spirale.

Figure 2.7 : Lit régénérateur multitubulaire.

Figure 2.8 : Lit régénérateur en plaques.

Figure 2.9 : Schéma de système expérimental de réfrigérateur à régénération magnétique.

Figure 2.10 : Illustration de l'approche directe et inverse.

Figure 2.11 : Configuration à plaque-Évolution de la puissance froide en fonction du débit pour différentes fréquences.

Figure 2.12 : Configuration à tige- Évolution de la puissance froide en fonction du débit pour différentes fréquences.

Figure 2.13 : Configuration à plaque- Évolution de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction du débit pour différentes fréquences.

Figure 2.14 : Configuration à tige- Évolution de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction du débit pour différentes fréquences.

Figure 2.15 : Évolution de la puissance froide en fonction de l'intensité du champ magnétique.

Figure 2.16 : Évolution de l'écart température en fonction de l'intensité du champ magnétique.

Figure 2.17 : L'évolution de l'EMC du Gadolinium en fonction de la température et du champ magnétique.

Figure 3.1 : Dimensions caractéristiques du régénérateur en plaques.

Figure 3.2 : Echangeur à plaque de type compact [45].

Figure 3.3 : Diagramme des températures d'un échangeur contre-courant.

Figure 3.4 : Schéma typique de l'échangeur à plaques type contre-courant.

Figure 3.5 : La longueur de passage L en fonction du nombre de passages N pour les deux échangeurs chaud et froid.

Figure 3.6 : Le coefficient de perte de charge linéaire f en fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité relative de la conduite (Le diagramme de Moody) [45].

Figure 3.7 : Pompe péristaltique.

Figure 3.8 : Schéma de contrôle de cycle AMRR.

LISTE DES TABLEAUX

- Tableau 1.1** : Caractéristiques de quelques matériaux à EMC géant autour de T_c [23].
- Tableau 1.2** : Température de curie pour quelques matériaux.
- Tableau 1.3** : Caractéristiques et performances théoriques du dispositif.
- Tableau 2.1** : Paramètres et performances préétablis du modèle.
- Tableau 3.1** : Données du problème relatives au dimensionnement de l'échangeur froid.
- Tableau 3.2** : Données du problème relatives au dimensionnement de l'échangeur chaud.
- Tableau 3.3** : Résultats du dimensionnement des échangeurs.
- Tableau 3.4** : Données du problème relatives au calcul des pertes des charges dans les échangeurs.
- Tableau 3.5** : Résultats concernant les pertes de charge dans les échangeurs.
- Tableau 3.6** : Données du problème relatives au calcul des puissances des fans.

NOMENCLATURE

Sigles et acronymes :

AMRR: Active Magnetic Regenerative Refrigeration.

(Réfrigération magnétique active à récupération)

CFC : Chlorofluorocarbure

EMC : Effet Magnétocalorique

HCFC : Hydro chlorofluorocarbure

PVC : polychlorure de vinyle

RM : Réfrigérateur Magnétique

Lettres Latines :

A : Surface [m^2]

B : Induction magnétique [Tesla]

COP_{ca} : Coefficient de Performance du cycle de Carnot

COP : Coefficient de Performance

C_f : Chaleur spécifique [J/kg.K]

F : Energie libre [J]

G : Fonction de Gibbs [J]

Gd : Gadolinium

G_p : vitesse massique [Kg/m. s²]

h : Coefficient de convection [W/m².K]

H : Champ magnétique [A/m]

J : Moment cinétique total

k_B : Constante de Boltzmann [J/K]

k : conductivité thermique du fluide [W/m.K]

$M(B, T)$: la magnétisation [J/T kg]

N : Nombre des passages

p : Pression [Pa]

Q_C : Taux de chaleur absorbée de la source froide [W]

Q_C : Taux de chaleur rejetée à la source chaude [W]

R_e : Nombre de Reynolds

S_e : Entropie électronique [J/kg.K]

S_l : Entropie du réseau [J/kg.K]

S_m : Entropie magnétique [J / kg .K]

T_D : Température de Debye [K]

T_H : Température à la source chaude [°C]

T_C : Température à la source froide [°C]

ΔT_{ad} : Changement de température adiabatique dû à l'effet magnétocalorique [K]

U : Énergie interne [J]

u_0 : Vitesse du fluide à l'entrée [m/s]

u : Vitesse du fluide dans la direction x [m/s]

v : Vitesse du fluide dans la direction y [m/s]

Symboles Grecs:

ρ : Masse volumique [kg/m³]

τ : Période de refroidissement ou de réchauffement du fluide [s]

Γ : Coefficient de diffusion

μ : Viscosité dynamique [kg/m. s]

λ : Coefficient du champ moléculaire de Weiss

μ_0 : Perméabilité du vide [H/m]

μ_B : Magnéton de Bohr [J/T]

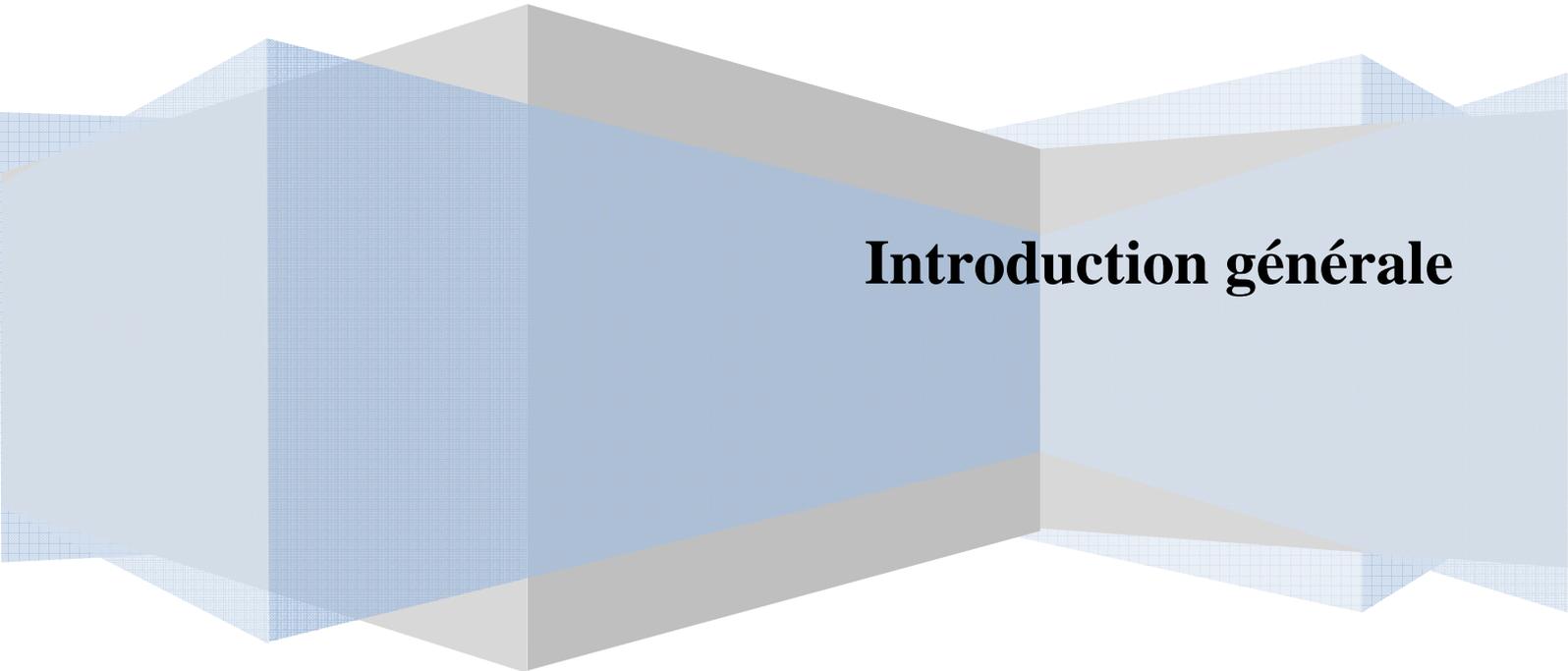
Indices et Exposants :

O : Valeur initiale

s : Solide

f : Fluide

Introduction générale



Introduction générale

Introduction générale

Le froid occupe une place très importante dans notre vie quotidienne. Il est utilisé dans de nombreuses applications telles que la climatisation automobile ou le bâtiment, la réfrigération industrielle ou domestique et la conservation agroalimentaire ou médicale, etc. Sa production s'appuie aujourd'hui essentiellement sur des techniques classiques de compression et de détente de gaz comme les chlorofluorocarbones (CFC), les hydrofluorocarbones (HFC) et les hydrochlorofluorocarbones (HCFC).

Les dangers de l'impact des fluides frigorigènes sur l'environnement ainsi que les importantes mesures de sécurité imposées, poussent l'industrie du froid et de la pompe à chaleur à rechercher et à s'engager sur de nouvelles voies permettant de supprimer l'utilisation de certains gaz ou d'en diminuer leurs quantités dans les installations.

Aujourd'hui les exigences se sont accrues et la tendance consiste en l'élimination de la charge du réfrigérant dans les installations frigorifiques et dans les pompes à chaleur. La réfrigération est considérée comme une technologie verte pouvant potentiellement se substituer aux systèmes de compression classique, qui fonctionnent actuellement principalement avec des réfrigérants HCFC et des CFC.

La réfrigération magnétique est une thématique de recherche émergente qui constitue une alternative écologique et économique de fabrication du froid. Elle s'appuie sur l'effet magnétocalorique (EMC) géant : augmentation ou diminution de la température du matériau lors de son aimantation ou sa désaimantation adiabatique. On peut réaliser ainsi magnétiquement l'équivalent d'un cycle thermodynamique classique avec une meilleure efficacité énergétique.

Durant les dernières décennies, les progrès réalisés dans la science des matériaux ont abouti aux premiers essais de la réfrigération magnétique à température ambiante qui fait

l'objet de cette étude ; de tels développements conduiront à de nouvelles technologies applicables dans les domaines des réfrigérateurs.

L'objectif principal de ce projet est l'étude technique qui comprend le dimensionnement d'un dispositif de réfrigération magnétique opérant près de la température ambiante. La conception a été précédée d'une modélisation du cycle AMRR utilisé par notre dispositif. Pour cela, l'étude s'est focalisée sur des simulations de processus de magnétisation et démagnétisation du régénérateur magnétique, par un code de calcul développé au sein de département Génie Mécanique (ENP). On s'est intéressé par la suite aux effets des propriétés du fluide et du matériau magnétique, ainsi qu'à l'influence des paramètres du modèle sur la puissance froide et l'écart de température.

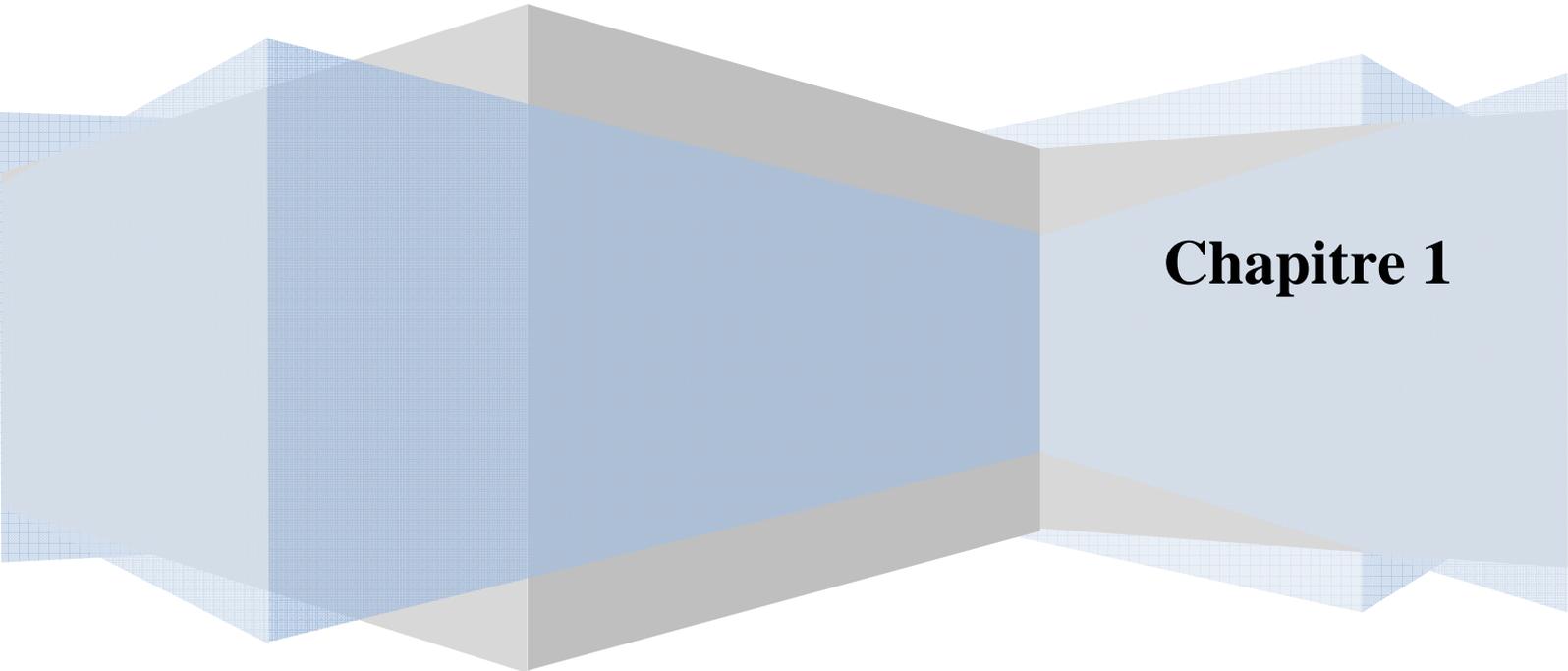
Enfin, un dimensionnement des différentes composantes du réfrigérateur magnétique a été fait sur la base des conditions optimales obtenues précédemment.

Le mémoire est réparti en trois chapitres. Dans le premier chapitre, nous présenterons des généralités sur la réfrigération magnétique, en citant les définitions nécessaires qui permettent de mieux la cerner, ainsi qu'une revue sur les travaux antérieurs.

Dans le deuxième chapitre, on présentera la modélisation et la conception du modèle mathématique du réfrigérateur magnétique.

Finalement, le troisième chapitre est consacré au dimensionnement du dispositif de réfrigération magnétique dont nous donnerons les constituants essentiels.

Généralités



Chapitre 1

1.1 La réfrigération

1.1.1 Définition

La **réfrigération** est le procédé permettant d'obtenir et de maintenir un système (local, produit, etc.) à une température inférieure à celle de l'environnement.

C'est le principe utilisé dans les réfrigérateurs domestiques et dans les chambres froides.

La fonction d'une machine de réfrigération est de prendre de la chaleur de la source froide et de la transférer vers l'extérieur, en utilisant un travail externe.

1.1.2 Les systèmes de réfrigération

Parmi les technologies les plus répandues on distingue :

- Les systèmes à compression ;
- Les systèmes à absorption.

Ces technologies font intervenir un fluide frigorigène dont la vaporisation absorbe la chaleur.

1.1.2.1 Système à compression de vapeur

Le principe de ce système est de faire circuler un fluide actif (qui est le fluide frigorigène) dans un cycle, appelé cycle frigorifique et de récupérer la chaleur de vaporisation de ce fluide pour produire le froid.

Les systèmes à compression utilisent quatre éléments dans le cycle de réfrigération : le compresseur, le condenseur, le détendeur (capillaire dans le cas des réfrigérateurs domestiques) et l'évaporateur.

Cette technologie est employée dans la grande majorité des réfrigérateurs électroménagers et dans de nombreuses applications industrielles.

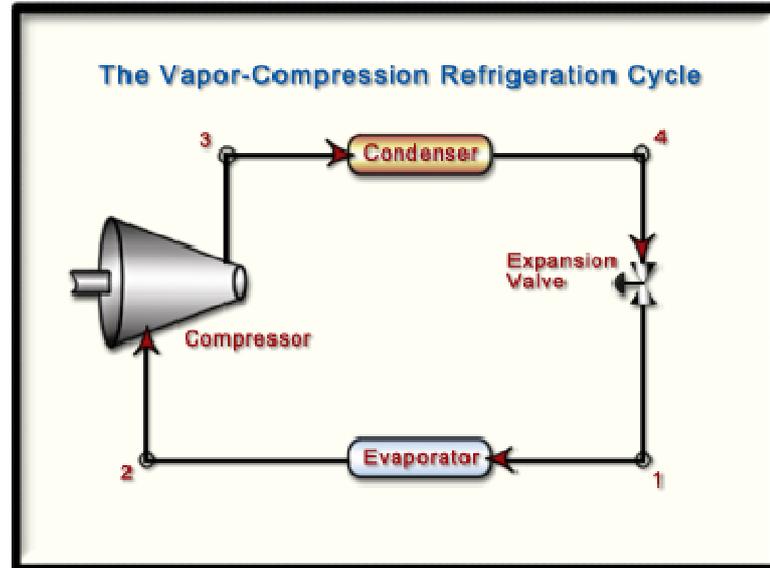


Figure1.1: Principe de fonctionnement d'un réfrigérateur à compression.

1.1.2.2 Système à absorption

Ce type de réfrigérateur utilise une source de chaleur pour faire tourner le cycle qui pompera la chaleur, au lieu du compresseur utilisé dans les machines usuelles. Il est avantageux lorsque l'électricité n'est pas accessible (trop rare, trop chère, etc.) ou qu'on dispose d'un surplus de chaleur pratiquement gratuit (fort ensoleillement, gaz ou liquide chaud issu d'une turbine ou d'un processus industriel, etc.). Il peut être utilisé pour la tri-génération (production simultanée d'électricité, d'eau chaude et d'air conditionné). Il est de plus pratiquement silencieux.

Comme dans les réfrigérateurs à compression, c'est l'évaporation d'un liquide à basse température qui absorbe la chaleur du milieu froid. La différence réside dans la façon dont on retransforme le gaz en liquide : là où le réfrigérateur à compression utilise une compression mécanique suivie d'un refroidissement, le réfrigérateur à absorption utilise un procédé plus complexe mais sans moteur.

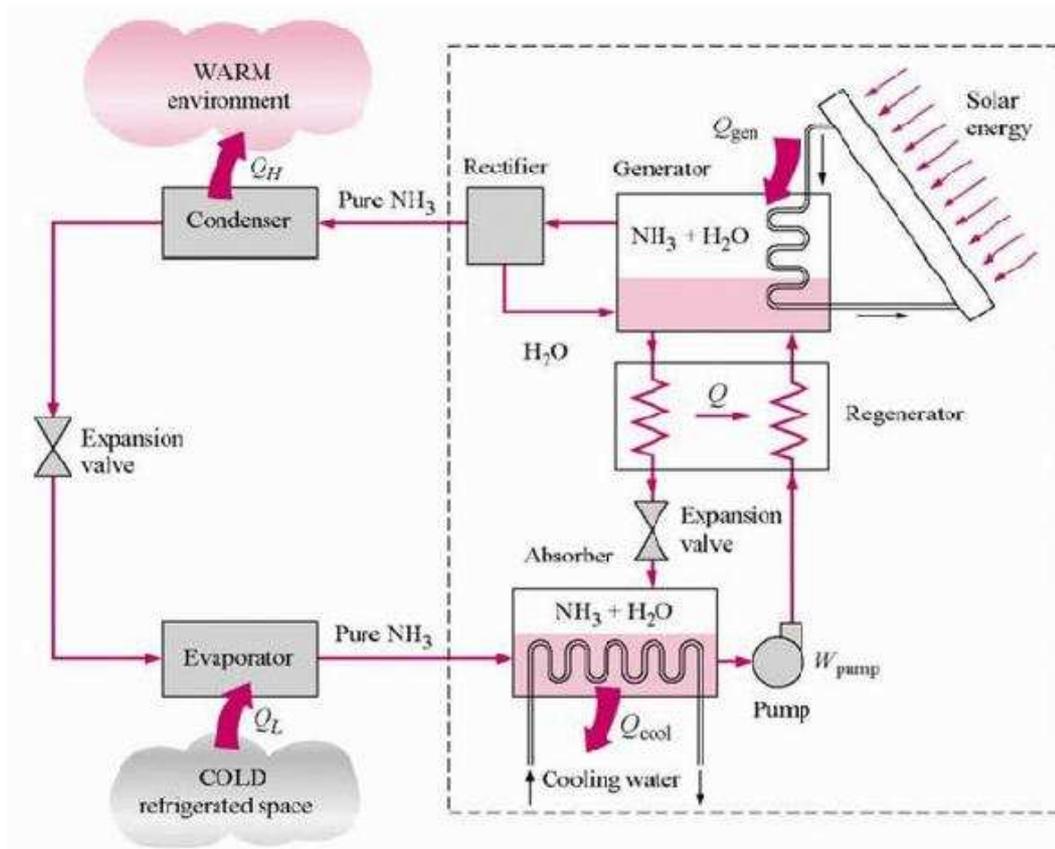


Figure 1.2: Schéma de principe d'un système de réfrigération à absorption.

1.1.3 La réfrigération magnétique

1.1.3.1 Principe

Les travaux sur la réfrigération magnétique autour de la température ambiante sont un thème de recherche tout à fait nouveau qui a émergé depuis une dizaine d'années aux USA, Japon, Canada et en Espagne. Cette technologie est basée sur l'effet magnétocalorique (EMC), une propriété intrinsèque des matériaux magnétiques (Fig.1.3). Cet effet se traduit par un échauffement ou un refroidissement du matériau lorsqu'il est aimanté ou désaimanté de manière adiabatique. On peut ainsi réaliser magnétiquement l'équivalent du cycle d'une machine thermique classique.

En 1998, la faisabilité de la réfrigération autour de la température ambiante en utilisant du gadolinium a été démontrée [4]. L'efficacité atteinte est remarquable et laisse entrevoir de réelles et de nombreuses applications potentielles qui pourraient concurrencer les systèmes de réfrigération thermique classique ou encore thermoélectrique :

- réfrigération domestique ou industrielle,
- climatisation de bâtiment ou de véhicule
- refroidissement de systèmes portables : électronique, médical, etc.
- liquéfaction de gaz.

Les avantages technologiques, économiques et écologiques sont en effet multiples :

- absence de polluant atmosphérique comme le CFC ou ses substituts HCFC et HFC, les fluides utilisés dans les démonstrateurs étant l'eau ou le glycol.
- absence de bruits et de vibrations grâce à l'absence de compresseur.
- grande efficacité thermodynamique engendrée par la quasi-réversibilité de l'effet magnéto-calorique. Avec l'EMC, les efficacités peuvent atteindre 60%, voire plus, de l'efficacité limite de Carnot alors qu'elles ne dépassent pas 40% dans les meilleurs systèmes thermodynamiques conventionnels. Le coefficient de performance traduisant le rendement énergétique (Puissance froide / Puissance fournie) est théoriquement de 10 alors qu'il vaut 5 pour un cycle thermodynamique classique.
- possibilité de réaliser des systèmes compacts avec de fortes densités d'énergie, le matériau étant solide et non gazeux.
- réglage aisé de la puissance ou des températures des sources froide et chaude.

Cependant, l'exploitation directe de l'EMC ne permet pas aujourd'hui de dépasser quelques degrés de ΔT dans le cas des meilleurs matériaux (Gadolinium), pour des systèmes à aimants permanents. L'amplification de la différence de température peut être obtenue

grâce aux cycles de réfrigération magnétique active à récupération AMRR (Active Magnetic Regenerative refrigeration). Le principe de l'AMRR est de créer, par des jeux d'échange thermique entre le matériau et un fluide intermédiaire, un gradient de température le long du matériau. Ce gradient s'amplifie à chaque cycle pour atteindre les températures de source chaude T_h et froide T_c à chaque extrémité.

Le rendement et l'efficacité d'un système de réfrigération magnétique dépendent du matériau magnéto-calorique, du fluide, de la source de champ et du cycle magnétothermique.

1.1.3.2 Historique

L'étude de la réfrigération magnétique a débuté avec la découverte de l'effet magnéto-calorique (EMC) il y a de cela 120 ans [2]. Otto Warburg en 1881 observa le premier EMC en étudiant la variation de la température dans le fer lors de l'application d'un champ magnétique. Edison et Tesla, respectivement en 1887 et 1890, ont présenté chacun un générateur électrique basé sur l'effet thermomagnétique utilisant des matériaux dont l'aimantation dépend fortement de la température.

La première démonstration expérimentale importante de la réfrigération magnétique a été réalisée par W.F. Giauque qui en 1933, a pu descendre sous la température de 1 K. P. Langevin, P. Weiss et d'autres ont aussi auparavant étudié l'EMC durant leurs recherches. En 1954 Heer, Barnes et Daunt ont construit un réfrigérateur magnétique qui fonctionne en continu et qui produit 7 μ W à 0.26 K [2].

En 1966 Van Geuns a proposé un cycle magnétique régénératif analogue au cycle d'Ericsson qui opère entre 4 K et 15 K, les performances théoriques de ce cycle sont supérieures de 60% à 70% au cycle de Carnot [2].

En 1976 Barclay a construit un réfrigérateur magnétique tournant à régénération, celui-ci opère entre 4 K et 15 K et produit 0.9 W [2]. Dans la même année Brown fut le premier à appliquer la réfrigération magnétique autour de la température ambiante à “Lewis Research Centre of American National Aeronautics and Space Administration” [2]. En utilisant le gadolinium (Gd) comme matériau de fonctionnement, il a atteint 47 K avec un champ magnétique de 7 T. En 1989, le laboratoire de “Los Almos DOE” dépose le brevet de la réfrigération magnétique active [3].

Mais ce n’est réellement qu’au cours de cette dernière décennie que l’intérêt pour les applications de la réfrigération magnétique autour de la température ambiante s’est développé.

Des études théoriques et expérimentales menées principalement aux USA par Gschneidner, Zimm et Pecharsky ont démontré la validité et l’efficacité du procédé dans la fabrication du froid et, en 1996, Zimm et son groupe de recherche ont développé un réfrigérateur basé sur la réfrigération magnétique active produisant entre 500 et 600 W de puissance froide sous un champ de 5T [4].

En 1998, Smaili et Chahine [1] ont proposé un modèle numérique permettant d’effectuer l’analyse thermodynamique du cycle de réfrigération magnétique à régénération active (AMR) et de prédire la composition optimale du régénérateur actif.

Le premier réfrigérateur magnétique fonctionnant à température ambiante et pourvu d’aimants permanents a été construit en 2001 par Astronautics Cooperation of America. Parmi d’autres groupes Kitanovski, Egolf et Sari ont proposé de nouveaux systèmes cycliques de réfrigérateur thermodynamique. Pour ces réfrigérateurs l’utilisation de simulations numériques a permis de prédire des coefficients de performance très élevés, mais non encore publiés. Ces machines, qui en sont encore au stade du développement, devraient fonctionner dans des conditions analogues aux réfrigérateurs conventionnels à compression/expansion ou aux pompes à chaleur [5].

L'intérêt pour le refroidissement magnétique continue à se développer rapidement et a conduit en Septembre 2005 à la tenue de la première conférence internationale dessus la réfrigération magnétique près de la température ambiante a été tenue dans Montreux, la Suisse [6].

1.1.4 Effet magnétocalorique

L'effet magnétocalorique est une propriété intrinsèque des matériaux para ou ferromagnétique. Cette propriété se traduit par un échauffement ou un refroidissement réversible [7] de la substance sous l'action ou la suppression d'un champ magnétique comme le montre (la figure 1.3).

En effet, l'application d'un champ magnétique va aligner les moments magnétiques et si ce processus est mené de façon adiabatique, l'entropie totale doit rester constante. La mise en ordre des moments magnétiques sera compensée par l'apparition d'un désordre dans les arrangements atomiques qui se traduira par une augmentation de la température : c'est l'échauffement par aimantation adiabatique. Inversement, la suppression du champ favorise le désordre des moments magnétiques au détriment des arrangements atomiques qui se traduira par une diminution de la température de la substance : c'est le refroidissement par désaimantation adiabatique.

Par définition l'effet magnétocalorique est l'écart de température adiabatique ΔT_{ad} associé à la variation de champ appliqué au matériau ($\Delta H = H_{max} - H_{min}$).

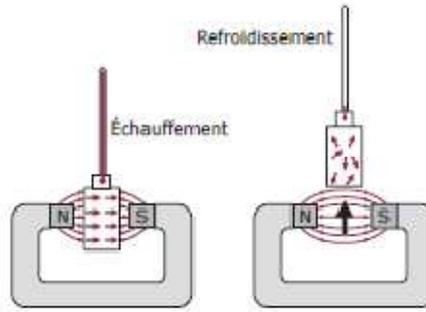


Figure 1.3 : *Principe de l'effet magnétocalorique.*

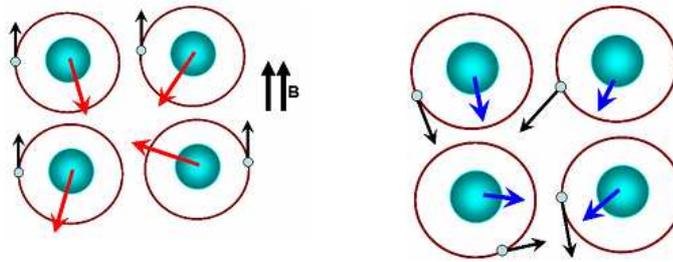


Figure 1.4 : *Schématisation du couplage entre l'entropie magnétique (désordre des spins) et l'entropie du réseau (agitation des atomes : phonos représenté par les noyaux).*

Au voisinage de la température de curie les variations de l'aimantation sont importantes et se traduisent par des variations importantes de l'énergie interne du réseau cristallin, entraînant une augmentation de la variation d'entropie magnétique (Fig. 1.5). D'où l'intérêt de travailler autour de la région de transition.

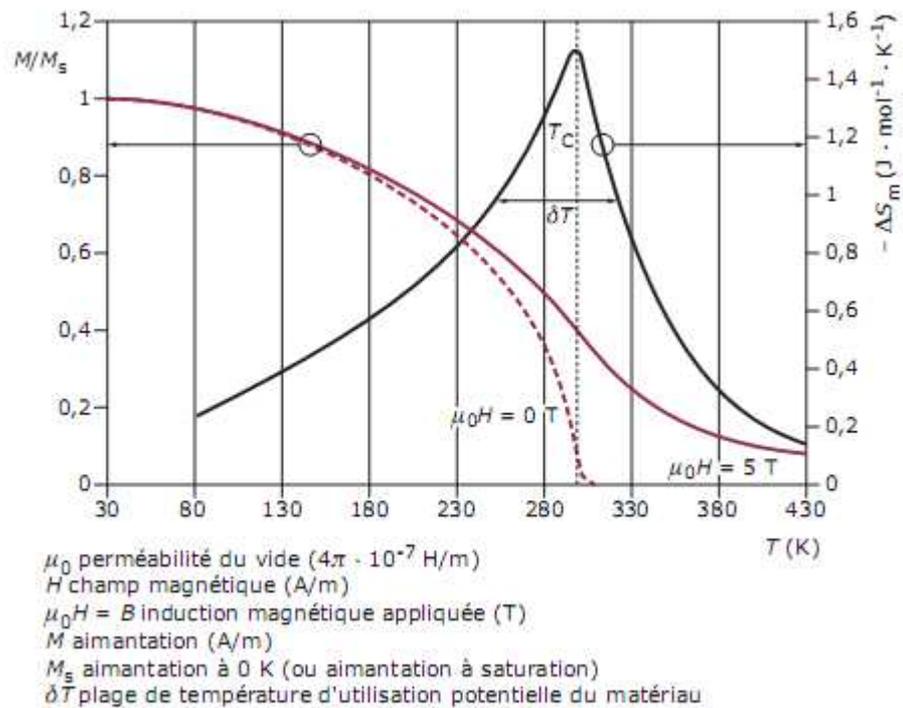


Figure 1.5 : Evolution en fonction de la température de l'aimantation et de la variation d'entropie magnétique du gadolinium autour de sa température de Curie T_c (M_s aimantation à 0 K ou aimantation à saturation $\mu_0 H$ induction appliquée (Tesla), M aimantation et ΔT plage de température d'utilisation potentielle du matériau)[8].

1.1.4.1 Analyse thermodynamique de l'EMC

Pour analyser l'effet magnéto-calorique, il est utile de rappeler les propriétés thermodynamiques d'un système plongé dans un champ magnétique [9], [2], [10]. Le potentiel thermodynamique adapté à la description d'un tel système est l'enthalpie libre G (énergie de Gibbs). Elle est fonction des variables intensives, c'est-à-dire la température T , la pression P et l'induction magnétique B . B étant directement lié au champ magnétique extérieur appliqué H_c ($\vec{B} = \mu_0 \vec{H}_e$). U est l'énergie interne, les variables extensives sont l'entropie S , le volume V et l'aimantation M . On peut négliger tout effet dû au volume et à la pression, puisque les matériaux en question sont généralement à l'état solide.

$$G = G(T, P, B) = U + PV - \vec{M} \cdot \vec{B} - TS \quad (1.1)$$

La différentielle totale exacte de l'enthalpie libre peut s'écrire :

$$dG = \left(\frac{\partial G}{\partial T}\right) dT + \left(\frac{\partial G}{\partial B}\right) dB = -M \cdot dB - S \cdot dT \quad (1.2)$$

Une des propriétés de la différentielle exacte est que les dérivées partielles secondes croisées sont identiques :

$$\frac{\partial}{\partial B} \left(\frac{\partial G}{\partial T}\right) = \frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{\partial G}{\partial B}\right) \quad (1.3)$$

D'où les relations de Maxwell Weiss :

$$\left(\frac{\partial S}{\partial B}\right)_T = \left(\frac{\partial M}{\partial T}\right)_B \quad (1.4)$$

$$\left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_B = \frac{1}{T} C_B \quad (1.5)$$

Dans le cas d'une transformation réversible, la différentielle de l'entropie S peut s'écrire de la manière suivante :

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_B dT + \left(\frac{\partial S}{\partial B}\right)_T dB = \frac{C_B}{T} dT + \left(\frac{\partial M}{\partial T}\right)_B dB \quad (1.6)$$

Dans le cas d'une transformation adiabatique, plusieurs relations découlent des équations précédentes.

On exprime en particulier, celles qui présentent un intérêt pour la caractérisation de l'EMC, à savoir, la variation adiabatique de la température ΔT_{ad} et la variation d'entropie magnétique ΔS_m :

$$\Delta S_m(T, \Delta B) = \int_0^{B_{max}} \left(\frac{\partial M}{\partial T}\right)_B dB \quad (1.7)$$

$$S_m(T, B) = \int_0^T \frac{C_B(T, B)}{T} dT + S(0, B) \quad (1.8)$$

$$S_m(T, \Delta B) = S_m(T, 0) - S_m(T, B) \quad (1.9)$$

$$\Delta T_{ad}(T, \Delta B) = \frac{-T\Delta S_m(T, \Delta B)}{C_B(T, 0)} \quad (1.10)$$

Comme on peut le constater, l'effet magnétocalorique dépend directement des variations d'aimantation et du champ appliqué. Les détails d'exploitation de ces relations seront évoqués dans le paragraphe consacré aux méthodes de caractérisation des matériaux à effet magnétocalorique.

1.1.4.2 Modélisation de l'effet magnétocalorique EMC

1.1.4.2.1 EMC dans l'approximation du champ moyen

Les relations établies précédemment montrent que les propriétés magnétocaloriques d'un matériau peuvent être déterminées en connaissant l'entropie totale $S(T, B)$. Si on se place dans le cas du magnétisme localisé, i. e. seuls les électrons localisés sont responsables du magnétisme, on peut ainsi décomposer l'entropie du système en trois contributions, l'entropie magnétique des moments magnétiques portés par les électrons localisés S_m , l'entropie du réseau cristallin associée aux atomes (phonons) S_r , et l'entropie électronique attribuée aux électrons de conduction S_e .

$$S(T, B) = S_m(T, B) + S_r(T) + S_e(T) \quad (1.11)$$

1.1.4.2.2 Entropie magnétique S_m

Pour déterminer l'entropie magnétique d'une population de N moments magnétiques, on se place dans l'approximation du champ moléculaire, ce qui nous permet d'utiliser la statistique de Boltzmann qui décrit correctement l'effet de l'agitation thermique sur les propriétés magnétiques d'une substance magnétique. Dans ces conditions l'aimantation induite M est exprimée par :

$$M(x) = Ng_j\mu_B J B_J(x) \quad (1.12)$$

$$B_J(X) = \frac{2J}{2J+1} \coth\left(\frac{2J+1}{2J}X\right) - \frac{1}{2J} \coth\left(\frac{1}{2J}X\right) \quad (1.13)$$

$$x = \frac{g_J \mu_B J B_0}{k_B T} + \frac{3T_C J B_J(x)}{T(J+1)} \quad (1.14)$$

Avec: g_J facteur de Landé, μ_B magnéton de Bohr, J : moment cinétique total, B_0 : champ appliqué, T_C température de Curie, k_B constante de Boltzmann et $B_J(x)$: la fonction de Brillouin donnée par la relation :

$$B_J(X) = \frac{\partial Z(x)}{\partial x} \quad (1.15)$$

$$Z(X) = \text{sh}\left(\frac{2J+1}{2J}x\right) / \text{sh}\left(\frac{1}{2J}x\right) \quad (1.16)$$

Où, Z est la fonction de partition appelée aussi somme des états.

En thermodynamique statistique, l'énergie libre et l'entropie d'un système sont exprimées par les équations suivantes :

$$F = -RT \ln(Z) \quad (1.17)$$

$$S = -\frac{\partial F}{\partial T} = R \left[\ln(Z) + T \frac{\partial \ln(Z)}{\partial T} \right] \quad (1.18)$$

D'où la relation de Smart

$$S_m(T, B) = R \left[\ln \left(\frac{\sinh\left(\frac{2J+1}{2J}x\right)}{\sinh\left(\frac{1}{2J}x\right)} \right) - x B_J(X) \right] \quad (1.19)$$

1.1.4.2.3 Entropie du réseau cristallin S_r

La contribution du réseau cristallin est représentée par le modèle des phonons de Debye [11], l'entropie associée est ainsi donnée par la relation :

$$S_r(T) = R \left(-3 \ln \left(1 - e^{-\frac{T_D}{T}} \right) + 12 \left(\frac{T}{T_D} \right)^3 \int_0^{\frac{T}{T_D}} \frac{y^3}{e^y - 1} dy \right) \quad (1.20)$$

Avec T_D la température de Debye et R la constante universelle des gaz.

1.1.4.2.4 Entropie des électrons de conduction S_e

La contribution thermique des électrons est négligeable par rapport à celle des phonons en particulier à haute température (ambiante). L'entropie des électrons est donnée par la théorie statistique de Fermi Dirac [42].

$$S_e(T) = \gamma T \quad (1.21)$$

Avec γ coefficient de chaleur spécifique électronique qui dépend directement de la densité d'états électronique au niveau de Fermi.

1.1.4.3 Caractérisation de l'EMC

1.1.4.3.1 Mesures directes

La méthode la plus évidente est la mesure directe. Il s'agit de mesurer grâce à un capteur de température en contact direct avec l'échantillon, l'échauffement de ce dernier lorsqu'on le place dans un champ magnétique [12]. Ce principe ne permet que des mesures à température fixe et à des champs relativement faibles (de l'ordre de 1 T).

Pour pallier à ces limitations et pouvoir utiliser cette méthode pour caractériser de manière complète et précise l'EMC [13] [14] [15], des dispositifs plus appropriés ont été mis au point. Suivant le champ magnétique appliqué, on distingue deux techniques : les techniques pulsées (Kurt, 1985) utilisées essentiellement pour les champs intenses (30 T) et les techniques statiques. Dans ces systèmes, l'isolation thermique de l'échantillon a été améliorée pour assurer des conditions adiabatiques et des mesures différentielles de température, en utilisant des thermocouples de précision. De plus, des circuits électroniques ont été introduits pour compenser l'effet de la variation du champ magnétique sur la réponse des capteurs de température.

Les erreurs de mesure estimées sont de l'ordre de 5 à 10 % [12].

1.4.3.2 Mesures calorimétriques

Les différentes relations thermodynamiques exprimées précédemment, offrent d'autres moyens de mesure de l'EMC.

Les mesures de capacité thermique massique à pression constante $C_p(T, B)$ (figure 1.6), appelées aussi mesures calorimétriques [12], nous permettent de déduire l'entropie magnétique $S_m(T, B)$ et sa variation $\Delta S_m(T, \Delta B)$ ainsi que l'EMC exprimé en variation adiabatique de la température ΔT_{ad} , grâce aux équations suivantes :

$$S_m(T, B) = \int_{T_f}^T \frac{C_p(T, B) dT}{T} \quad (1.22)$$

Avec T_f la température froide.

$$\Delta S_m(T, \Delta B) = S_m(T, 0) - S_m(T, B) \quad (1.23)$$

$$\Delta T_{ad}(T, \Delta B) = \frac{T}{C_p(T, B)} \Delta S_m(T, \Delta B) \quad (1.24)$$

Cette méthode calorimétrique présente un avantage important qui nous donne la possibilité d'accéder simultanément à toutes les propriétés magnéto-caloriques intervenant dans la réfrigération magnétique, à savoir la capacité thermique massique, l'entropie magnétique et l'EMC. Cependant, elle reste une méthode lourde à mettre en œuvre et n'apporte pas plus de précision que la méthode directe.

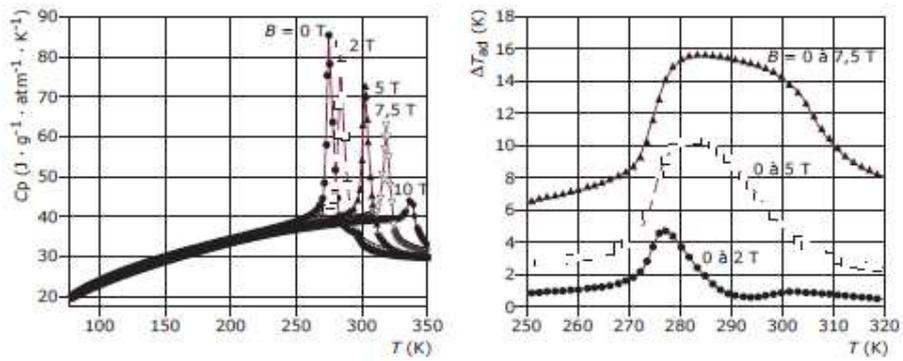


Figure 1.6 : Capacité thermique massique mesurée et EMC (ΔT_{ad}) déduit pour l'alliage de gadolinium $Gd_5Si_2Ge_2$ [16].

1.1.4.3.3 Mesures magnétiques

La variation de l'entropie magnétique est reliée à l'aimantation $M(T, B)$ par l'équation (1.4). L'intégration numérique (1.25) de cette dernière donne les valeurs de ΔS_m à différents champs et températures (figure 1.7) :

$$\Delta S_m(T_i, \Delta B) = - \sum_j \frac{M_{i+1}(T_{i+1}, B_j) - M_i(T_i, B_j)}{T_{i+1} - T_i} \cdot \Delta B_j \quad (1.25)$$

C'est la méthode la plus utilisée, en particulier au voisinage de la température ambiante ; elle permet une évaluation rapide des performances magnétocaloriques des matériaux. L'étude sur la précision de la méthode réalisée par Gschneidner [17] montre qu'elle est meilleure que la méthode calorimétrique dans la gamme des températures proches de l'ambiante (3 à 10 % d'erreur relative).

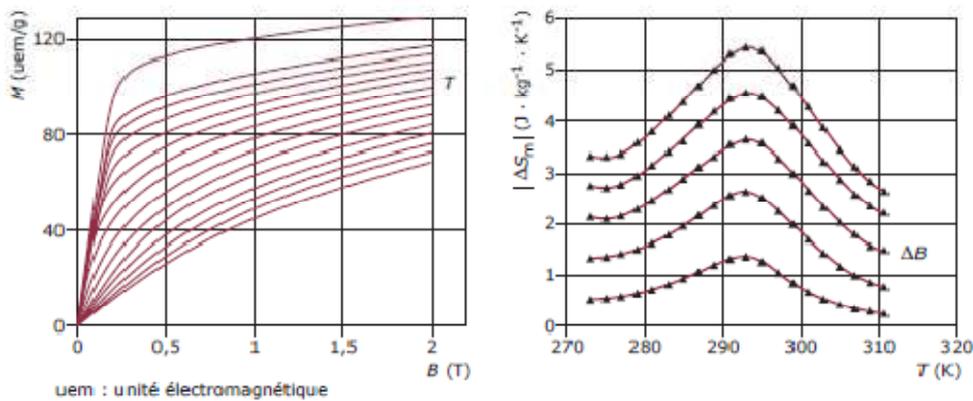


Figure 1.7 : Aimantation isotherme $M(B)$ mesurée pour différentes températures T et entropie magnétique ΔS_m déduite pour le gadolinium.

1.1.6 Les matériaux à effet magnétocalorique

Pour les applications de la réfrigération magnétique autour de la température ambiante, le matériau doit présenter un EMC géant. Par EMC géant, nous sous-entendons des variations de température élevées (quelques °C à quelques dizaines de °C) pour des inductions magnétiques accessibles par des aimants ou des électroaimants supraconducteurs (quelques Tesla). Pour que le matériau possède un EMC géant, il faut qu'il réunisse au mieux les conditions suivantes :

- Une variation d'entropie magnétique ΔS_m , élevée sur une plage de température la plus large possible, ceci se traduit par un moment magnétique élevé et une large transition de phase.
- Une variation de température ΔT_{ad} , élevée, ceci se traduit par une faible capacité calorifique C_p , ΔS_m étant lié à ΔT_{ad} , pour une transformation adiabatique à une température T donnée, par la relation (1.9).

Le gadolinium, qui est un terre rare dont la température de Curie est proche de l'ambiante ($T_c = 293$ K), répond à ces deux critères. Aujourd'hui c'est le seul matériau magnétique métallique disponible à l'état pur qui possède un EMC géant. Il a été exploité pour la toute première fois, dans la réfrigération magnétique autour de la température ambiante par Brown en 1976 [4]. Son EMC est de l'ordre de 2 K/T.

Compte tenu de l'équation de la variation de l'entropie magnétique établie précédemment et caractérisant le comportement magnétocalorique, un EMC géant peut être obtenu même pour une densité de moments magnétiques faible en jouant sur la nature de la transition de phase (Fig. 2.21). En effet, une transition du premier ordre (brusque), peut amplifier considérablement la variation de l'entropie. Ceci ne peut se faire cependant qu'au détriment de la plage de température ΔT qui s'en trouve réduite.

Aujourd'hui, les recherches sur les matériaux à EMC géant autour de la température ambiante, [18], [21], [20] s'orientent vers ce type de solution qui offre une large variété de compositions à explorer. Il s'agit de trouver des compositions permettant de disposer d'un EMC élevé sous un champ magnétique faible tout en assurant des coûts de la matière première et de la mise en œuvre réduits.

Ainsi, les premières recherches se sont orientées aux USA vers la substitution du gadolinium par les alliages $Gd_5(SixGe_{1-x})_4$ [19]. L'équipe de Wada [21] de l'université de Kyushu (Japon) s'intéresse aux composés $MnAs_{1-x}Sb_x$. Aux Pays Bas, des composés $MnFeP_{1-x}As_x$ ont été synthétisés et étudiés [18]. Ces composés appelés phosphoarséniures, sont connus depuis longtemps mais n'ont été caractérisés que du point de vue fondamental, [22]. Ils ont un fort pouvoir magnéto-calorique et peuvent être élaborés de manière relativement simple selon les procédés de la métallurgie des poudres, procédés bien maîtrisés. D'autres familles sont aujourd'hui étudiées et la liste des matériaux potentiels ne cesse de s'allonger.

Une liste de quelques matériaux à EMC géant autour de la température ambiante Susceptibles d'être utilisés est exposée dans le tableau 1.1.

Tableau 1.1 : Caractéristiques de quelques matériaux à EMC géant autour de T_c [23].

Matériaux magnétiques	T_c (K)	ΔH	ΔS_m (JKg ⁻¹ K ⁻¹)	EMC (K)
Gd	294	2	4.3	4.8
		0.8		1.5
		0.5		0.9
Gd _{0.83} Dy _{0.13}	278	2	4	
MnAs _{1-x} Sb _x				
X=0	318	2	31	4.8
X=0.1	283	2	24	5.7
X=0.25	230	2	18	-
MnFeP _{1-x} As _x				
X=0.55	300	2	14.5	6
X=0.50	282	2	16.5	-
Ni _{52.6} Mn _{23.1} Ga _{24.3}	300	5	18	-
Gd ₅ (Ge _{0.5} Si _{0.5}) ₄	276	2	14	7.4
Fe ₄₉ Rh ₅₁	313	2	12	8.4
Fe ₄₉ Rh ₅₁	316	2	22	12.9
Fe ₄₉ Rh ₅₁	310	2	1.4	1
La(Fe _{0.89} Si _{0.11}) ₁₃ H _{1.3}	291	2	24	6.9

1.1.5 Température de Curie :

Dans un matériau ferromagnétique ou ferrimagnétique, la température de Curie ou point de Curie, est la température à laquelle le matériau perd son aimantation spontanée. Au-dessus de cette température, le matériau est dans un état désordonné dit paramagnétique. Cette transition de phase est réversible ; le matériau retrouve ses propriétés ferromagnétiques quand sa température redescend en dessous de la température de Curie.

Cette température caractéristique tire son nom de Pierre Curie, le physicien français qui l'a découverte en 1895.

Par analogie, on parle également de température de Curie dans les matériaux ferroélectriques pour désigner la température de transition entre les phases paraélectrique et ferroélectrique. Cette température est habituellement marquée par un maximum de la constante diélectrique [24].

Tableau 1.2 : *Température de curie pour quelques matériaux.*

Matériau	Température de Curie (K)	Matériau	Température de Curie (K)
MnOFe ₂ O ₃	573	Co	1 388
Y ₃ Fe ₅ O ₁₂	560	Fe	1 043
Cu ₂ MnIn	500	Fe ₂ B	1 015
CrO ₂	386	FeOFe ₂ O ₃	858
MnAs	318	NiOFe ₂ O ₃	858
Gd	292	CuOFe ₂ O ₃	728
Au ₂ MnAl	200	MgOFe ₂ O ₃	713
Dy	88	MnBi	630
EuO	69	Cu ₂ MnAl	630
CrBr ₃	37	Ni	627
EuS	16,5	MnSb	587
GdCl ₃	2,2	MnB	578

1.7 Application de l'EMC à la production du froid :

La réponse d'un matériau magnétocalorique à un champ magnétique (aimantation /désaimantation) est similaire à la réponse d'un gaz à une compression ou une détente. Une analogie entre la réfrigération à compression conventionnelle et la réfrigération magnétique est décrite par la figure (1.8). Dans la réfrigération à compression, le gaz réfrigérant est comprimé et sa température augmente. La chaleur induite est alors évacuée vers la source chaude. Lors de sa détente le gaz réfrigérant se refroidit permettant ainsi d'absorber la chaleur de la source froide ou de l'espace à refroidir. C'est le cycle de fonctionnement de la réfrigération conventionnelle à compression. Ce cycle se reproduit n fois pendant la durée de fonctionnement.

On peut reproduire ce cycle en remplaçant le gaz par le matériau magnétocalorique et les phases compression/détente par les phases aimantation/désaimantation. Ainsi, la répétition du cycle d'aimantation et de désaimantation jointe aux échanges thermiques avec les sources chaudes et froides appropriées remplace le fonctionnement du compresseur rencontré dans les systèmes conventionnels.

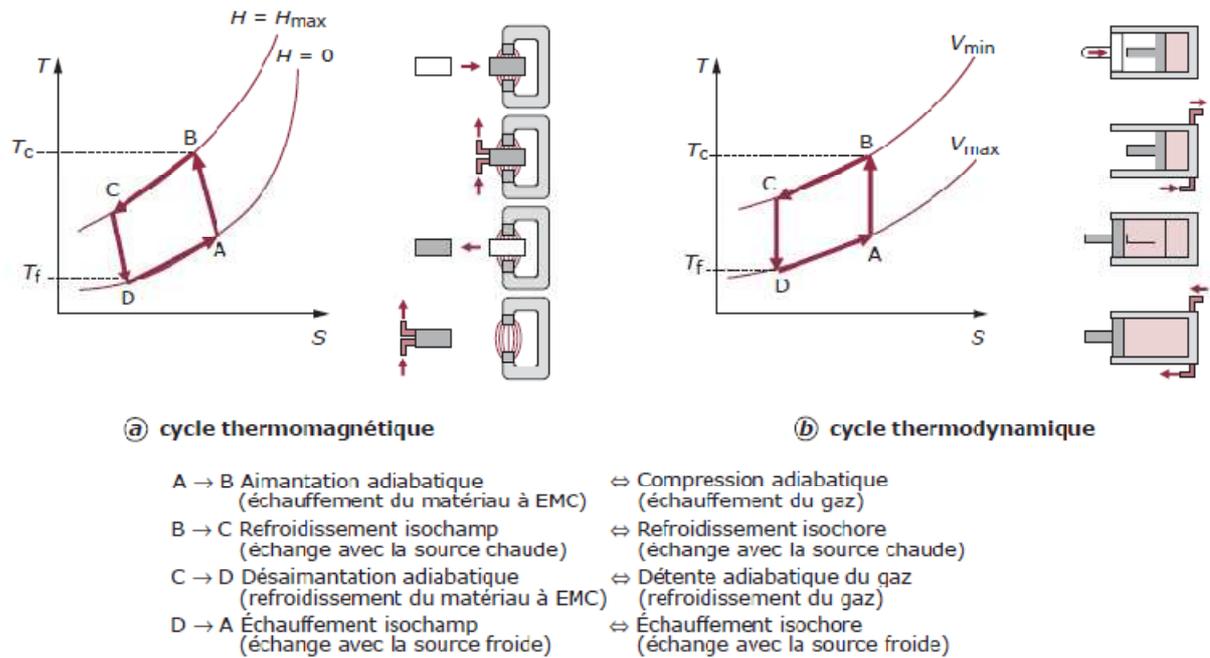


Figure 1.8 : Analogie entre un cycle thermomagnétique et un cycle thermodynamique classique.

1.1.8 Développements récents :

Dans la grande majorité des réalisations expérimentales des dispositifs de réfrigération magnétique, les cycles utilisés sont de type AMRR. On distingue deux types de dispositifs : à aimants supraconducteurs et à aimants permanents.

1.1.8.1. Démonstrateurs à aimants supraconducteurs

1.1.8.1.1 Réfrigérateur magnétique réalisé aux États-Unis

Citons en particulier le démonstrateur de Gschneidner (Ames Laboratory, Iowa) et Zimm (Astronautics Technology Center, Madison) [4]. Ce dispositif décrit les principales données utiles qui permettent d'évaluer les performances de la réfrigération magnétique. Le cœur de l'appareil (Figure 1.9) se compose de deux paquets contenant chacun 1,5 kg de gadolinium (pur à 99,9 % en masse) sous forme de sphères de 150 à 300 μm de diamètre.

Ils se déplacent alternativement dans le champ d'un aimant supraconducteur grâce à un vérin pneumatique qui peut développer une force de 2 500 N.

Les paramètres du cycle AMRR mis en œuvre sont :

- fréquence du cycle égale à 0,17 Hz ;
- eau comme fluide d'échange ;
- source du champ de type aimant supraconducteur : B de 1,5 à 5 T ;
- débit du fluide de 5 L/min.

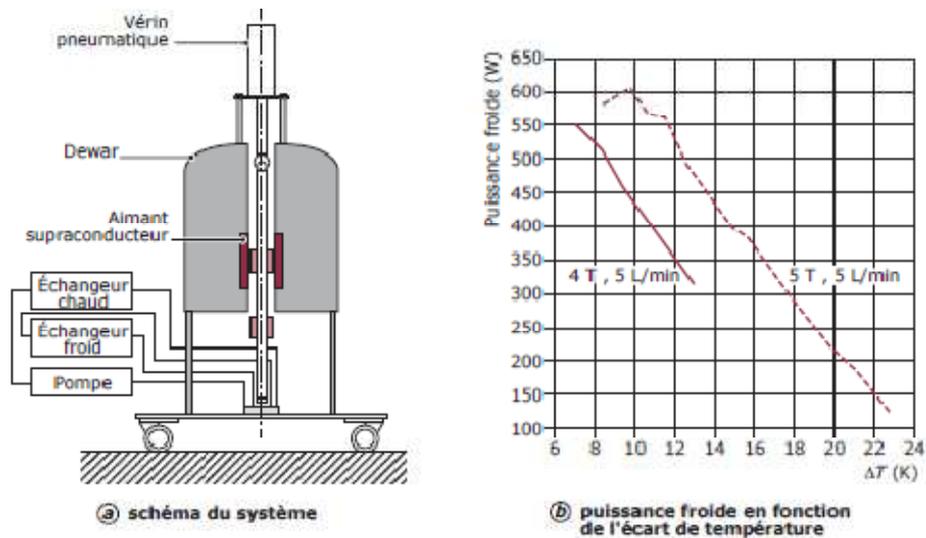


Figure 1.9 : Démonstrateur de réfrigération magnétique développé aux États-Unis.

La figure (1.9.b) représente la puissance froide pour différents écarts de température ΔT . Un maximum de puissance de 600 W est obtenu pour un ΔT de 10 K.

Le coefficient de performance COP est estimé en moyenne à 6.

Un dispositif de réfrigérateur magnétique de conception similaire a été développé au Japon par Chubu Electric Power en collaboration avec Toshiba Corporation. Les résultats obtenus sont très proches [25].

1.1.8.1.2 Liquéfacteur d'hydrogène développé au Canada

Une des applications de l'effet magnétocalorique est la liquéfaction des gaz. L'Institut de recherche sur l'hydrogène de l'université Trois-Rivières (Québec) a mené une étude sur un liquéfacteur à gaz (Figure 1.10) basé sur l'EMC [26].

La source du champ est un aimant supraconducteur ($B = 5$ T) ; le matériau actif (Gd) est déposé sur une roue entraînée par un moteur. Le processus d'aimantation et désaimantation ainsi que la circulation alternative d'un fluide caloporteur (hélium) permet de réaliser un cycle appelé AMRL qui est similaire au cycle AMRR présenté précédemment.

La source chaude est à température ambiante ($T_c = 300$ K) et la source froide est à -173 °C ($T_f = 100$ K).

Le circuit du gaz à liquéfier passe par l'échangeur froid. La puissance froide est estimée à 500 W.

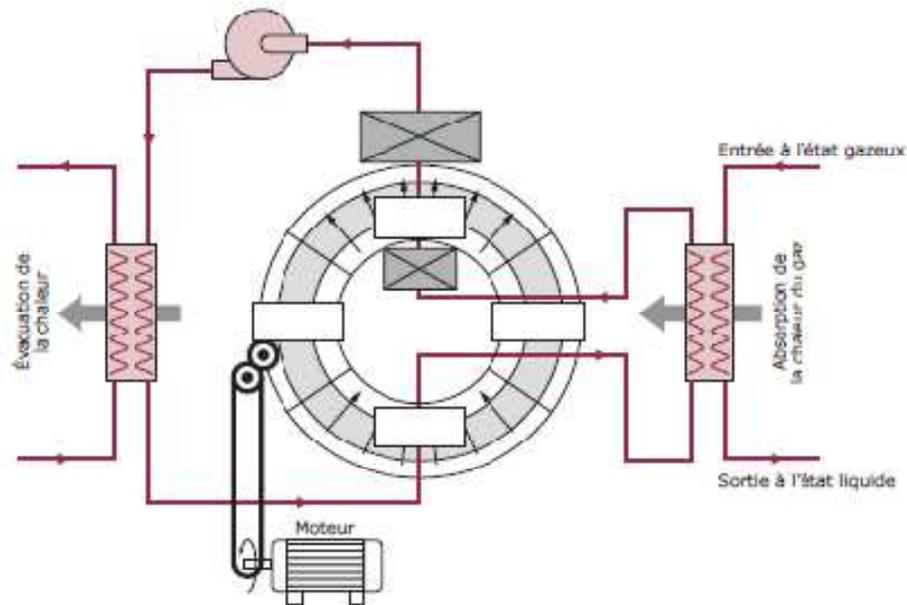


Figure 1.10 : Liquéfacteur à EMC.

1.1.8.2 Démonstrateurs à aimants permanents

Les aimants permanents constituent une solution intéressante de système de source de champ pour des dispositifs de réfrigération magnétique, en particulier pour des systèmes de puissance relativement faible (< 10 kW). Plusieurs démonstrateurs à base d'aimants ont été étudiés. Nous présentons les réalisations les plus intéressantes.

1.1.8.2.1 Dispositif magnétique réalisé en Espagne

Le dispositif représenté sur la Figure (1.11) a été développé par l'équipe de l'Université polytechnique de Catalogne à Barcelone [27]. Le matériau magnétocalorique est un ruban de gadolinium (Gd pur à 99,9 %) fixé sur un disque en plastique et plongé dans un fluide caloporteur (huile d'olive). Le cycle magnétique d'aimantation/désaimantation est assuré par la rotation du disque en plastique et son passage devant un aimant.

Ce dernier est composé d'un ensemble de secteurs dont l'arrangement a été optimisé pour atteindre 1 T dans l'entrefer disponible qui mesure environ 1 cm. L'écart de température obtenu est de 1,6 et 5 K pour un champ de respectivement 0,3 T et 0,95 T. Cela correspond à 2,5 fois l'EMC du gadolinium.

Même si les performances obtenues sont faibles, ce dispositif montre la faisabilité de la réfrigération magnétique avec des champs accessibles par des aimants permanents.

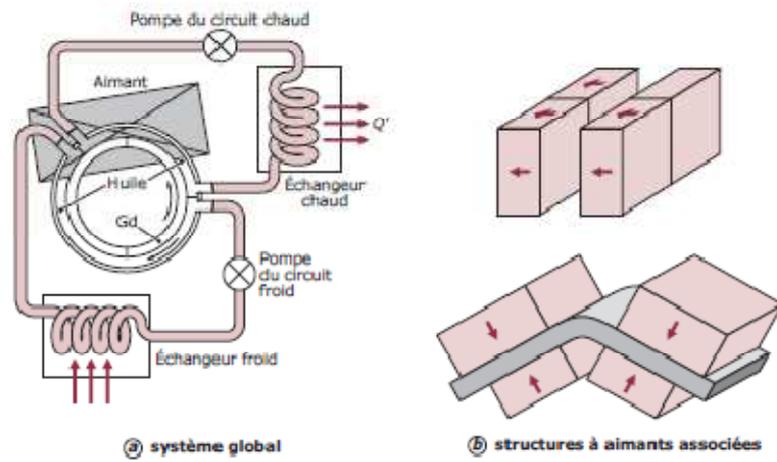


Figure 1.11 : Dispositif de réfrigération magnétique à aimants permanents.

1.1.8.2.2 Systèmes de réfrigération magnétique étudiés et réalisés aux États-Unis

Suite au premier démonstrateur à aimants supraconducteurs, une étude théorique d'un dispositif rotatif de réfrigération magnétique [28], d'une puissance de 120 W (proche des réfrigérateurs du commerce) a été menée par ACA et le laboratoire AMES. L'alliage magnétocalorique envisagé est $Gd_5(Si_xGe_{1-x})$ (avec $x \leq 0,5$). Ce système se distingue par sa source de champ (figure 1.12) qui a une structure dérivée de la structure d'Halbach.

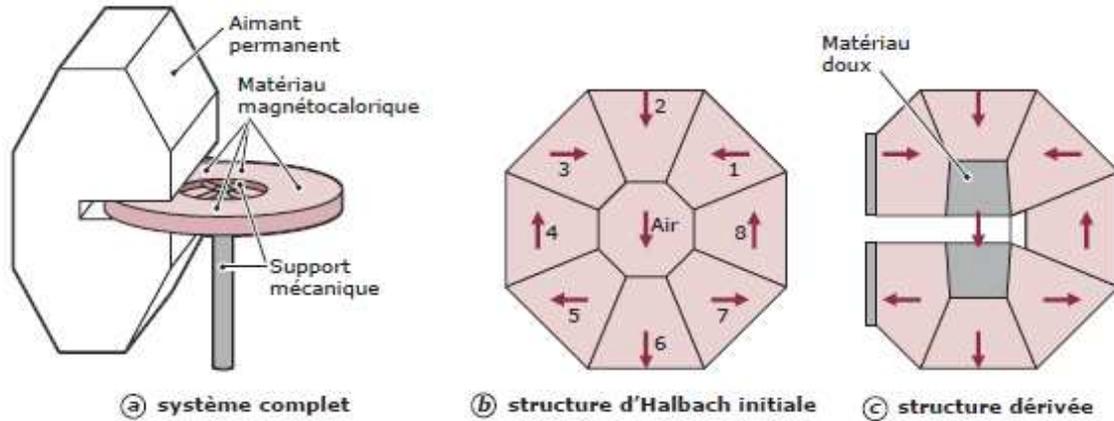


Figure 1.12 : *Système de réfrigération magnétique rotatif et sa source de champ.*

Cette structure permet d'atteindre des aimantations supérieures à l'aimantation de l'aimant [43]. En s'appuyant sur cette structure et en l'adaptant au système rotatif, une induction de 3 T dans un entrefer de 6 mm (2 T pour 12 mm) peut être obtenue grâce à l'utilisation de FeNdB et l'ajout judicieux de pièces polaires en matériau magnétique doux FeCoV.

Le système est prévu pour assurer à la fois la fonction de réfrigérateur et de freezer, la source froide du premier jouant le rôle de la source chaude du second (tableau 1.3). Les caractéristiques et les performances de l'étude théorique du système sont résumées dans le (tableau 1.3). Les résultats montrent la faisabilité d'un dispositif à aimants et l'intérêt des composés GdGeSi. Un prototype a été réalisé récemment pour valider l'étude théorique (figure 1.13). Le matériau magnétocalorique mis en œuvre dans ce dispositif est Gd et non GdSiGe. C'est un système de réfrigération à étage unique. Pour des cycles de 0,16 à 2 Hz et des débits d'eau allant de 0,4 à 0,8 L/min, les écarts de température obtenus entre la source chaude et la source froide sont de 4 à 20 °C et les puissances froides de 50 à 10 W.

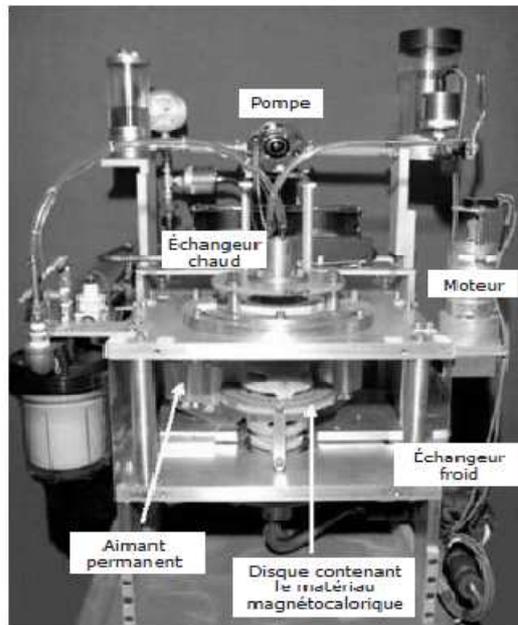


Figure 1.13 : *Dispositif ACA.*

Un nouveau système est en cours d'étude et de réalisation mais nous disposons de peu d'informations quantitatives. Le matériau prévu est l'alliage 94 %Gd 6 %Er. La source de champ est a priori similaire au système précédent et délivre 1,5 T ; le fluide envisagé reste l'eau. Les performances annoncées sont 10 kW de puissance froide, 20 K d'écart de température et un coefficient de performance de 8 [25].

Tableau 1.3 : Caractéristiques et performances théoriques du dispositif.

Matériau	Matériau à EMC : $Gd_5(Ge_{0.5}Si_{0.5})$
	Aimant (1.5 dans 1.25 cm) : $Nd_2Fe_{14}B+FeCo$
Fluide	Partie réfrigérateur : eau
	Partie freezer : éthylène glycol
Fréquence du cycle	0.17 Hz
Réfrigération	$T_f = -1\text{ °C}, T_c = 32\text{ °C}$
	$P_f = 127\text{ W}, P_{elec} = 32,7\text{ W}$
	COP = 3,9, efficacité 49 % Carnot
Freezer	$T_f = -12\text{ °C}, T_c = -1\text{ °C}$
	$P_f = 40\text{ W}, P_{elec} = 6,7\text{ W}$
	COP = 6, efficacité 51% Carnot

1.1.8.2.3 Dispositif pour l'étude de la réfrigération magnétique active réalisé au LEG

Pour étudier la réfrigération magnétique active à régénération, un démonstrateur a été réalisé au LEG (Laboratoire de Génie Electrique de Grenoble) [8].

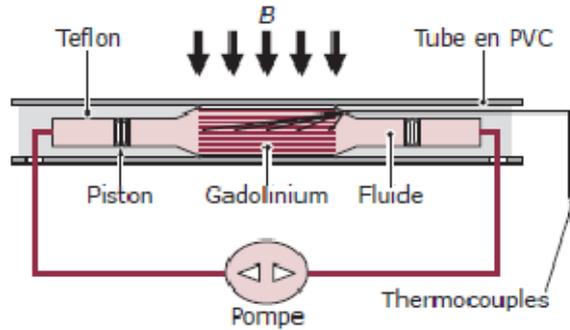
Ce dernier ne comporte pas d'échangeur. Le cœur du dispositif (figure 1.14.a) est composé de deux compartiments contenant de l'eau qui sert de fluide caloporteur et d'un bloc cylindrique de 223 g de gadolinium. Ce dernier est réalisé en plaques de 1 mm d'épaisseur, espacées de 0,15 mm et logées dans un tube en PVC. Le champ magnétique est généré par un aimant permanent de type cylindre d'Halbach permettant de créer une induction de 0,8 T. Pour évaluer le gradient de température, on dispose de cinq thermocouples, placés au centre du système le long du matériau.

Un vérin pneumatique permet le déplacement du système entier à l'intérieur et à l'extérieur de l'aimant (aimantation et désaimantation du gadolinium).

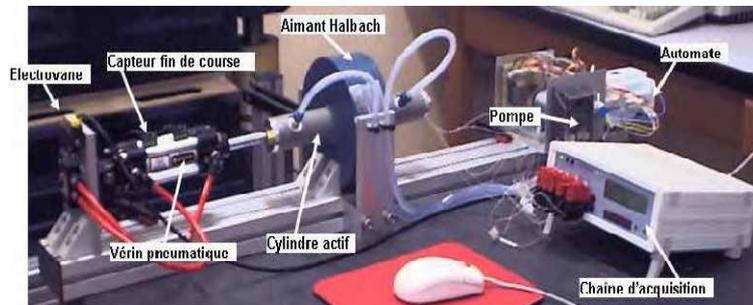
Le cycle entier obtenu est décrit par quatre étapes :

- aimantation du gadolinium ($B = 0 \rightarrow 0,8\text{ T}$) ;
- déplacement du fluide dans une direction ;

- désaimantation du gadolinium ($B = 0,8 \rightarrow 0$ T) ;
- déplacement du fluide dans la direction inverse.



(a)



(b)

Figure 1.14 : *Le dispositif du G2Ela.*

1.1.8.2.4 Le Système Japonais

Okamura et al ont construit un système de réfrigération magnétique, comme le montre la figure (1.15.a) [29]. La culasse a un diamètre extérieur de 27 cm et une longueur de 40 cm. Le champ magnétique est produit par des aimants permanents en rotation, produisant un champ maximal de 0.77 T. Le lit régénérateur est composé de 4 blocs. Chaque bloc est un alliage différent de GdDy (en forme de sphère) pour élargir la plage de variation de la température. La circulation du fluide est assurée par une pompe et une valve rotative. La puissance obtenue est de 60 W.

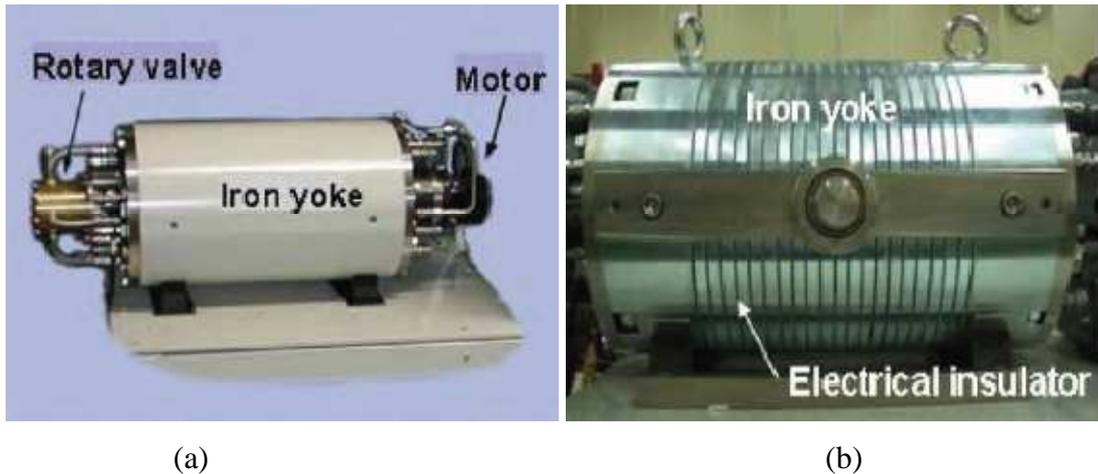


Figure 1.13 : *Le dispositif japonais initial (gauche) et amélioré (droite).*

Le système a été amélioré comme le montre la figure (1.13.b) [30]. La culasse statorique a été feuilletée et la source de champ améliorée (le champ maximal est de 0.9 T).

Cela a permis d'atteindre une puissance de 100 W en utilisant le gadolinium comme matériau magnéto-calorique.

1.1.8.2.5 Le système magnétique de Zimm

L'ACM (Astronautics Corporation in Madison) a conduit de nombreux travaux de recherche sur la réfrigération magnétique et déposé plusieurs brevets dans ce domaine [43]. Dans cette corporation, un système d'AMRR a été conçu, celui-ci est composé d'une roue avec 6 lits régénérateurs, eux-mêmes composés de gadolinium en poudre.

Cette roue est en rotation à travers une zone de fort champ magnétique de 1.5 T. Les lits régénérateurs échangent avec le fluide dont la circulation est correctement réglée en fonction de la position relative de chaque lit par rapport au champ magnétique.

Pour des cycles de 0.16 à 2 Hz et des débits d'eau allant de 0.4 à 0.8 l/min, les écarts de température obtenus entre la source chaude et la source froide sont de 4 à 20 °C et les puissances froides de 50 à 100 W. La figure (1.16) est une photographie du système.

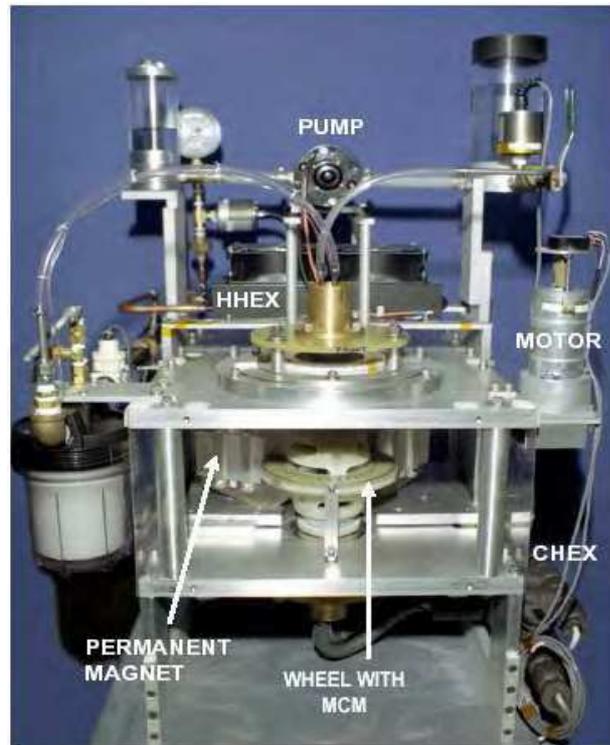


Figure 1.16: *Dispositif ACM (USA 2002).*

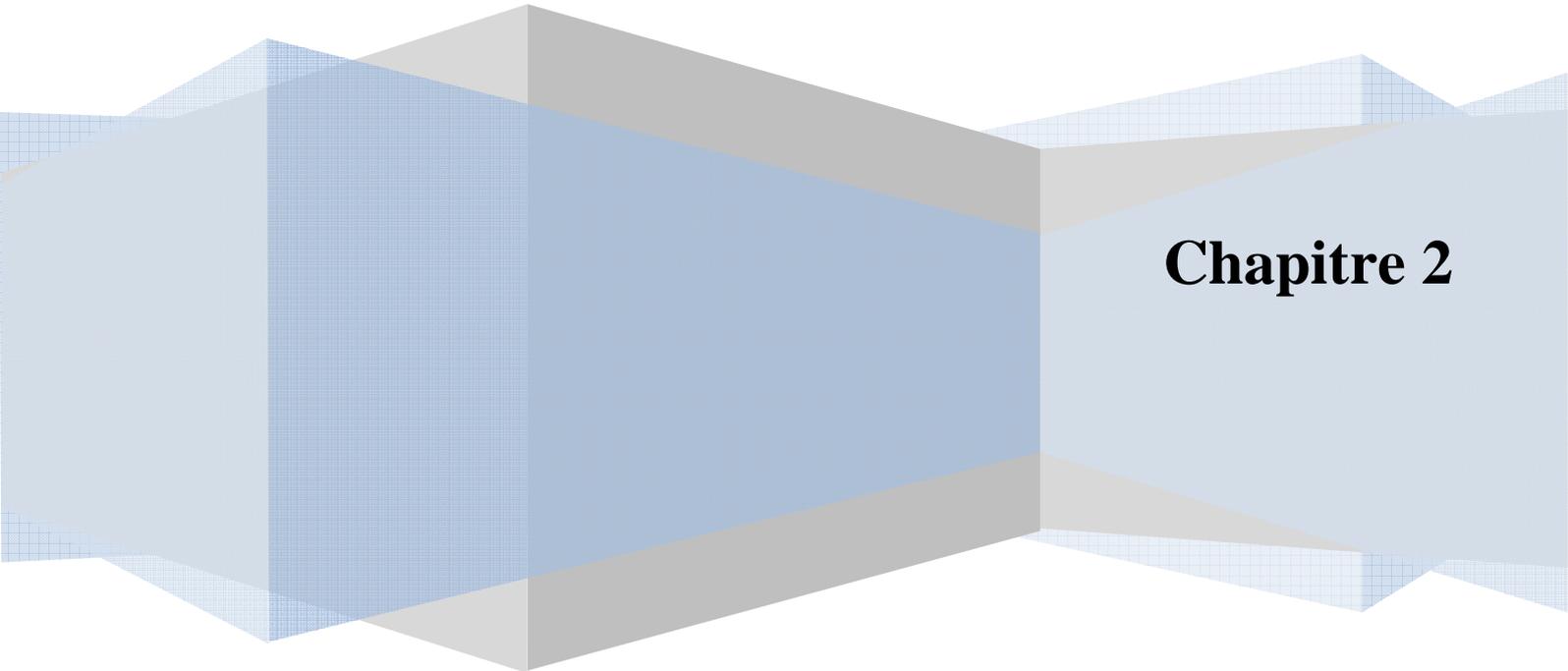
Conclusion

La réfrigération magnétique est une technologie écologique et prometteuse. Contrairement aux systèmes de réfrigération conventionnels à compression qui utilisent des gaz polluants, elle utilise des solides comme réfrigérant. La réfrigération magnétique a la possibilité d'offrir des systèmes de réfrigération plus efficaces.

La puissance froide produite dépend essentiellement des performances du matériau, de l'intensité du champ magnétique et du cycle thermique.

La maîtrise technologique de la réfrigération magnétique fait appel à de nombreuses disciplines telles que la mécanique des fluides, la thermodynamique, la thermique, la physique des matériaux, le magnétisme et toutes sont imbriquées.

Modélisation et conception



Chapitre 2

Dans ce chapitre nous aborderons des généralités sur les cycles magnétothermique, en particulier le cycle à régénération active AMRR. Nous présenterons aussi une approche de modélisation de ce cycle. Par la suite, on passera à la conception du régénérateur en utilisant une stratégie traditionnelle de simulation pour déterminer l'influence de certains paramètres sur les fonctions objectifs (la puissance froide et la température moyenne froide du fluide). Enfin, on choisira les paramètres optimaux suivant la géométrie de la configuration proposée.

2.1 Cycles de réfrigération magnétique

En général, un cycle de réfrigération magnétique consiste en l'aimantation et la désaimantation du régénérateur au cours desquelles la chaleur est respectivement rejetée et absorbée. Les cycles basiques pour la réfrigération magnétique sont : le cycle de Carnot, le cycle magnétique de Stirling, le cycle magnétique d'Ericsson et le cycle magnétique de Brayton.

Pour construire de nouveaux réfrigérateurs magnétiques et pompes à chaleur sans interruption de fonctionnement, il est préférable de commencer par l'étude du travail, des flux de chaleur et des coefficients de performances des processus cycliques.

2.1.1 Le cycle de Brayton

La Figure 2.1 montre le cycle de Brayton, qui est l'un des cycles basiques de la réfrigération magnétique. Une machine basée sur ce cycle fonctionne entre deux isochamps (champs magnétiques constants H_0) et deux courbes isentropiques (entropie spécifique totale constante S).

Processus (1-2) : quand un matériau magnéto-calorique est entouré par un champ magnétique, l'entropie totale demeure constante. Mais, en raison de la magnétisation adiabatique ($\Delta H_0 = H_0^{(2)} - H_0^{(1)}$), la température dans le matériau magnéto-calorique augmente.

Processus (2-3) : à cette température élevée, le matériau cède sa chaleur à la source chaude.

Processus (3-4) : dans le processus de démagnétisation adiabatique, le matériau magnétocalorique se refroidit par effet magnétocalorique.

Processus (4-1) : la chaleur est absorbée par la source chaude, menant au refroidissement d'un dispositif externe.

Le travail du cycle de Brayton est décrit par :

$$W_1 = [h_1^{(2)} - h_1^{(1)}] + [h_1^{(4)} - h_1^{(3)}] \quad (2.1)$$

Un critère important pour évaluer les systèmes techniques est le coefficient de performance (*COP*), qui est dans un système de réfrigération représenté par le rapport de l'énergie de refroidissement Q_c au travail W_1 qui doit être effectué :

$$COP = \frac{Q_c}{W_1} \quad (2.2)$$

On

obtient :

$$COP = \frac{[h_1^{(1)} - h_1^{(4)}]}{[h_1^{(2)} - h_1^{(1)}] + [h_1^{(4)} - h_1^{(3)}]} \quad (2.3)$$

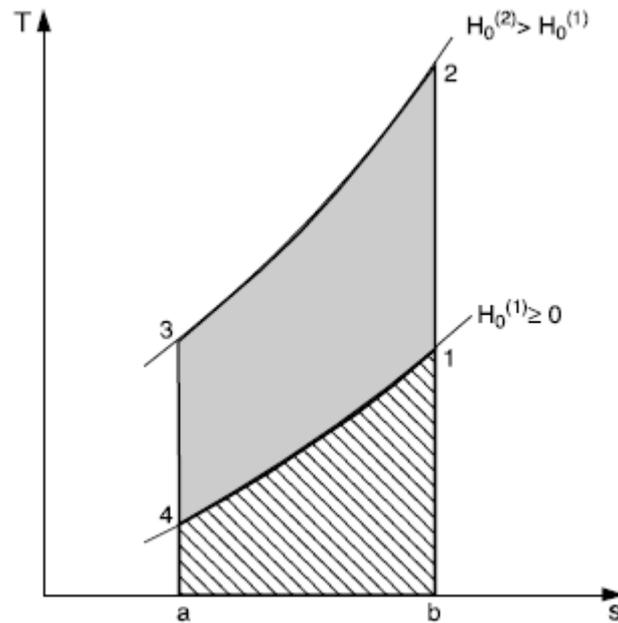


Figure 2.1 : Cycle magnétique de Brayton [31].

2.1.2 Cycle magnétique d'Ericsson

Une machine basée sur le cycle d'Ericsson fonctionne le long de deux isothermes et de deux lignes isomagnétiques. Ce processus exige la régénération de la chaleur.

Pendant le processus isomagnétique, la chaleur est absorbée par régénération du côté opposé (3-4). Par conséquent, dans la régénération idéale la surface (2-1-b-d) représente l'absorption de l'énergie thermique par le matériel magnétocalorique tandis que, la surface (3-4-a-c) représente l'extraction de la chaleur du matériau réfrigérant.

On peut seulement représenter la régénération par une différence de la température. Le transfert thermique représente un processus irréversible par conséquent, l'efficacité de la machine d'Ericsson diminue. Un changement simultané de champ magnétique et de l'absorption de la chaleur, ou rejection, mène aux processus isothermes (2-3) et (4-1). La surface (1-2-3-4) représente le travail requis pour le cycle d'Ericsson alors que la surface (1-4-a-b) indique l'énergie de refroidissement.

Dans la figure 2.2, un cycle de réfrigération magnétique idéal d'Ericsson est présenté. Le travail cyclique et le COP sont donnés respectivement par :

$$W_1 = [h_1^{(1)} - h_1^{(4)}] - T^{(1)}[s^{(1)} - s^{(4)}] + [h_1^{(3)} - h_1^{(2)}] - T^{(2)}[s^{(3)} - s^{(2)}] \quad (2.4)$$

$$COP_{\text{Ericsson}} = \frac{T^{(1)}[s^{(1)} - s^{(4)}]}{-T^{(1)}[s^{(1)} - s^{(4)}] - T^{(2)}[s^{(3)} - s^{(2)}]} \quad (2.5)$$

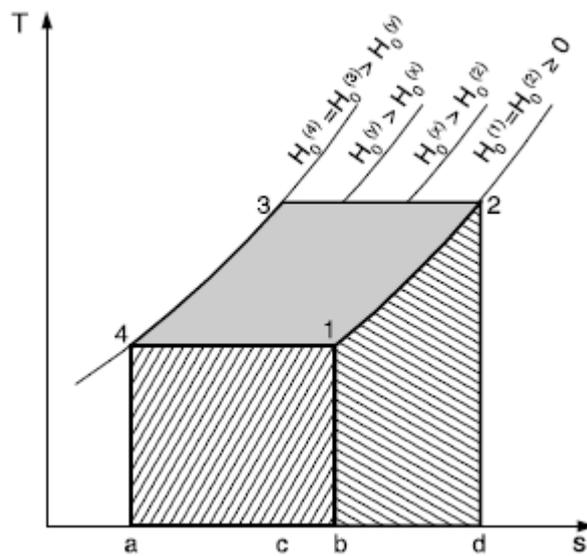


Figure 2.2 : Cycle magnétique d'Ericsson [31].

2.1.3 Cycle magnétique de Stirling

La seule différence avec le cycle d'Ericsson est que les transformations isochamps sont remplacées par des isoaimantations. La figure 2.3 représente le diagramme T-S du cycle de Stirling magnétique. Les mêmes conclusions relatives à l'évolution de la variation d'entropie magnétique peuvent être dégagées.

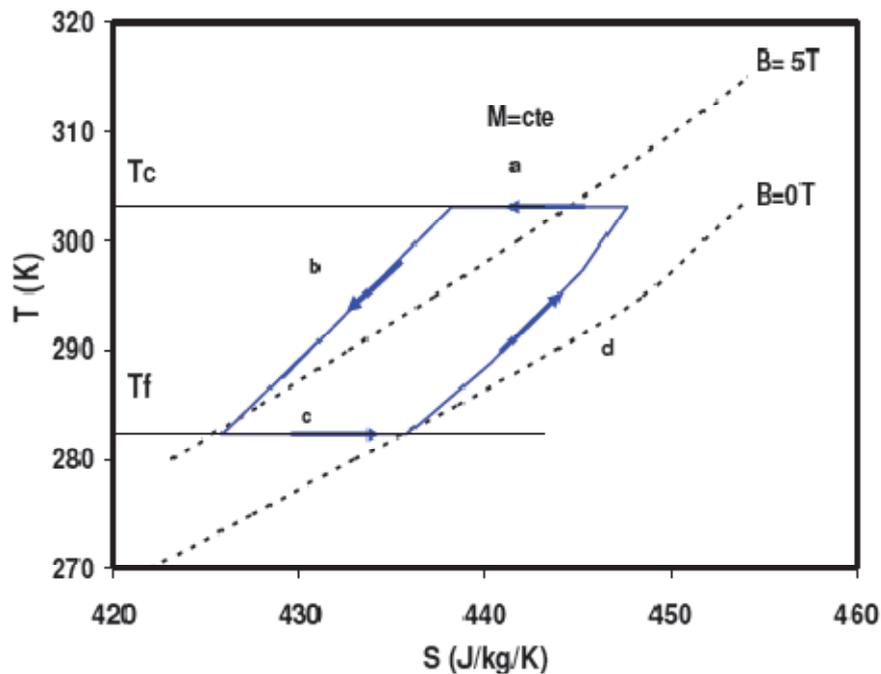


Figure 2.3 : cycle magnétique de Stirling .

Dans la pratique, ce type de cycle (Ericsson, Stirling) est difficile à réaliser à cause de la complexité des transformations isothermes. En effet, l'aimantation ou désaimantation isotherme consiste à échanger la chaleur à température constante ce qui impose un contrôle précis du champ magnétique dans le matériau au cours de cette transformation. Pour résoudre ce problème, les transformations isothermes sont remplacées par des transformations adiabatiques : il s'agit du cycle de Brayton à régénération.

2.2 Cycle à régénération active (AMRR : Active Magnetic Regenerative refrigeration)

L'exploitation directe de l'EMC géant autour de la température ambiante est limitée par le fait que les matériaux magnétoélectriques existants ne permettent pas d'atteindre des écarts de températures élevés. Par exemple, un échantillon de gadolinium autour de la température ambiante produit un EMC d'environ 10 K sous un champ magnétique de 5 T. Sachant que le gadolinium est considéré comme l'un des meilleurs matériaux

magnétocaloriques disponibles actuellement, cet EMC correspond à la valeur absolue maximale pouvant être atteinte entre le réservoir chaud et le réservoir froid et il est certainement difficile d'imaginer l'exploitation de cet EMC dans la plupart des applications de réfrigération [44].

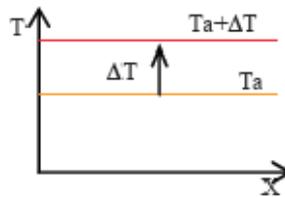
Cette barrière technique a été surmontée grâce à l'application de la réfrigération magnétique active à régénération AMRR (Active Magnetic Regenerative Refrigeration) [44]. La régénération dans les systèmes de réfrigération magnétique permet à la chaleur rejetée par le réseau dans une étape du cycle d'être restaurée et retournée au réseau dans une autre étape du même cycle [2]. Donc, la capacité utilisée pour le refroidissement de la charge du réseau peut être utilisée efficacement pour augmenter la variation effective de l'entropie et l'écart de température résultant [2].

Dans tous les cycles à régénération externe, le rôle du régénérateur est assuré par le fluide qui traverse le matériau en circulant alternativement de la source chaude à la source froide. Une des limites de ce principe était que la colonne du fluide devait garder lors de son déplacement un gradient de température stable pour assurer l'effet de la régénération. Une solution est de faire jouer le rôle de régénérateur au matériau réfrigérant. Barclay est le premier qui a décrit le principe de fonctionnement d'un régénérateur. Son cycle de fonctionnement ne présente pas d'analogie avec les cycles conventionnels mais, les phases sont similaires à celles du cycle de Brayton.

Le matériau magnétocalorique va subir les cycles aimantation / désaimantation, les échanges de chaleur entre la source chaude et la source froide sont assurés par un fluide circulant alternativement dans un sens puis dans l'autre.

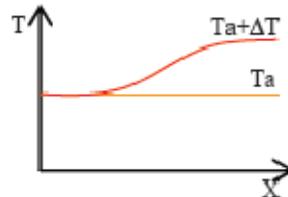
Le cycle complet de l'AMRR décrit par Barclay est composé de quatre étapes (deux adiabatiques et deux isochamps). Il considère un gradient de température déjà établi le long du matériau.

Etape 1 : Aimantation du matériau à partir d'un état initial où tout le système est à température T_a . Chaque point du matériau régénérateur voit sa température augmenter de ΔT suite à l'application du champ magnétique.



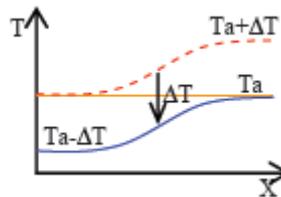
Etape 2 : Ecoulement du fluide de la source froide vers la source chaude.

La chaleur de l'aimantation est évacuée par le fluide circulant de la source froide T_C à la source chaude T_H : on crée ainsi un gradient thermique le long du lit.



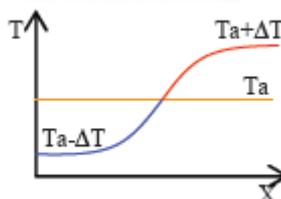
Etape 3 : Désaimantation du matériau

Chaque point du régénérateur voit sa température baisser de ΔT suite à la désaimantation.



Etape 4 : Ecoulement du fluide de la source chaude vers la source froide

Le fluide circulant de la source chaude T_H à la source froide T_C cède sa chaleur au régénérateur. Le gradient est amplifié.



2.2.1 Critères de choix

Le rendement et l'efficacité d'un système de réfrigération magnétique dépendent du matériau magnéto-calorique, du fluide, de la source de champ et du cycle magnéto-thermique. Les solutions envisagées doivent être guidées par les considérations suivantes [12] :

- Forte variation d'entropie magnétique $\Delta S_m(\mu_0 H.T)$ du matériau afin de disposer d'une forte puissance frigorifique ;
- Fort effet magnétocalorique EMC (écart de température ΔT_{ad}) ;
- Forte capacité thermique massique $C_p(\mu_0 H.T)$ pour réduire les oscillations en température lors des alternances des débits du fluide ;
- Température de Curie T_C voisine de la température de la source froide ;
- Conductivité thermique élevée dans le sens des échanges avec le fluide et faible dans les autres directions afin de limiter les pertes par diffusion dans le matériau ;
- Faible porosité afin de limiter le volume mort ;
- Faible rugosité du matériau et faible viscosité du fluide pour réduire les pertes de charge à l'écoulement ;
- Fort coefficient d'échange thermique h .

Les quatre premiers critères sont propres au matériau et dépendent du champ magnétique. Les autres dépendent du matériau, de sa géométrie, de la nature du fluide et de la rhéologie de l'écoulement.

Ils sont incontournables pour optimiser les échanges thermiques.

2.3 Modélisation du cycle AMRR

2.3.1 Équations régissant le transfert de chaleur dans le cycle AMRR

Dans cette section, une méthodologie générale pour décrire le fonctionnement détaillé d'un régénérateur magnétique sous un champ magnétique non nul. Elle inclut trois groupes distincts d'équations : les équations hydrodynamiques et d'énergie pour le fluide, l'équation d'énergie pour les particules pleines et les équations de champ magnétique. Puisque le fluide est considéré comme incompressible, l'équation de continuité et les équations Navier-Stokes se mettent alors sous la forme :

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (2.6)$$

$$\frac{d(\rho \vec{V})}{dt} = \rho \vec{F} - \vec{\nabla} p + \mu \left[\vec{\nabla}^2 \vec{V} + \frac{1}{3} \vec{\nabla}(\text{div} \vec{V}) \right] \quad (2.7)$$

Où, V est la vitesse, F la force volumétrique, p la pression, ρ est la masse volumique du fluide et μ la viscosité dynamique de fluide.

Les équations de turbulence ne sont pas nécessaires. En effet, le débit de fluide est très lent et est considéré comme laminaire. L'écoulement est monophasé et il n'y a aucune tension superficielle puisque le solide ferromagnétique est toujours entouré par le fluide de régénérateur, même lorsque ne faisant pas un cycle, pour éviter l'oxydation. Les forces capillaires induites par l'adhérence et la cohésion ne sont pas appropriées pour ce modèle, par conséquent, la pesanteur est la seule force de corps considérée. L'application de l'hypothèse de Boussinesq implique que la densité dans l'expression de cette force est dépendante de la température. Comme la dissipation visqueuse est négligée à cause de la masse peu importante de l'écoulement, la température du fluide obéit à l'équation d'énergie suivante :

$$\rho_f (C_p)_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{V} \cdot \vec{\nabla} T_f \right) = K_f \vec{\nabla}^2 T_f \quad (2.8)$$

Où, C_p est la chaleur spécifique du fluide, ρ_f la masse volumique du fluide, T_f la température du fluide, t le temps, \vec{V} la vitesse d'écoulement, K_f et le coefficient de conductivité thermique du fluide.

En outre, les températures du fluide de régénération et du solide magnétique sont étroitement liées. La variation du champ magnétique externe produit de l'EMC qui élève ou abaisse la température du solide. Par conséquent, les températures de solide et fluide évoluent constamment pendant les cycles AMRR [33] :

$$\rho_s C_p(H, T_s) \frac{\partial T_s}{\partial t} = K_s \vec{\nabla}^2 T_s + S_s(H, T_s) \quad (2.9)$$

$$S_s = \frac{\rho_s C_p(H, T_s) \Delta T_{ad}(H, T_s)}{\Delta t} \quad (2.10)$$

Où, H est l'intensité de champ magnétique, $C_p(H, T_s)$ la chaleur spécifique du solide, T_s la température du solide, t le temps, ρ_s la masse volumique du solide, K_s le coefficient de

conductivité thermique du solide et $S_s(H, T_s)$ l'énergie générée (positive) ou absorbée (négative) pendant la magnétisation et démagnétisation adiabatique du réfrigérant.

2.3.2 Mise en équation et hypothèses simplificatrices

Pour modéliser l'AMRR, on considère la configuration schématisée dans la figure 2.4. Il s'agit d'un écoulement d'un fluide monophasique incompressible à travers deux plaques parallèles séparées par une épaisseur e_f très faible de sorte que le régime hydraulique est établi sur toute la longueur de l'écoulement.

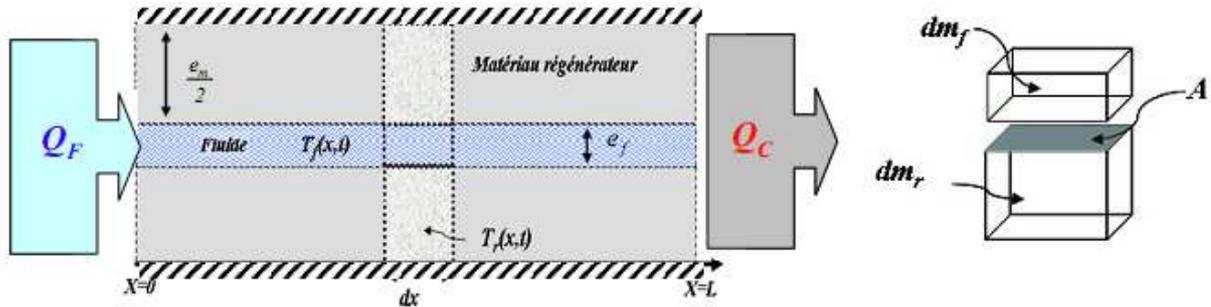


Figure 2.4: Représentation de la géométrie de l'écoulement et les éléments différentiels (e_m : épaisseur de la plaque ; e_f : épaisseur du fluide ; L : longueur de la plaque).

En négligeant la conduction axiale le long du fluide et du matériau et en considérant les bilans énergétiques d'un élément de régénérateur, on obtient les équations des échanges de chaleur à une dimension régissant les phases iso-champs du cycle AMRR. Les relations entre les évolutions spatiotemporelles de la température du régénérateur T_r et du fluide T_f sont ainsi données par :

$$\rho_f C_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + v_f \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) = h \cdot \frac{A}{\varepsilon} (T_r - T_f) \quad (2.11)$$

$$\rho_r C_r(B, T_r) \frac{\partial T_r}{\partial t} = h \cdot \frac{A}{1-\varepsilon} (T_f - T_r) \quad (2.12)$$

Où ρ_f, C_f, ρ_r, C_r sont les densités et capacités calorifiques relatives au fluide et au matériau régénérateur, v_f est la vitesse d'écoulement du fluide, h est le coefficient d'échange thermique, T_r et T_f sont les températures associées au régénérateur et au fluide, A la surface d'échange par unité de volume et ε la porosité définie comme le rapport du fluide sur le volume du régénérateur. Dans ce cas particulier la porosité est simplement le rapport des épaisseurs matériaux et fluide ($\varepsilon = \frac{e_f}{e_m}$).

Quant aux phases adiabatiques (aimantation / désaimantation), leurs contributions seront introduites à chaque pas de temps comme conditions initiales pour le matériau régénérateur. En effet, à chaque début de phase les profils de température dans le matériau seront réinitialisés par la condition suivante :

$$T_r(t = 0, x) = T_r(t = \tau, x) \pm \Delta T_{ad}(T_r, \Delta B) \quad (2.13)$$

Avec ΔT_{ad} le changement de température adiabatique, qui dépend de la température du matériau et de la variation de champ magnétique appliqué. Le signe (-) correspond à la phase de désaimantation et le signe (+) correspond à l'aimantation. On note aussi que les temps des phases adiabatiques sont très courts et négligeables devant la période totale du cycle 2τ , où τ est la durée du passage du fluide dans la phase aimantation ou désaimantation.

Pour le Gadolinium, le matériau utilisé dans cette étude, une expression analytique de $T_{ad}(T, \Delta B)$ a été trouvée en s'appuyant sur les mesures magnétiques. Des formulations similaires peuvent être trouvées pour les autres matériaux magnéto-caloriques.

Pour des inductions inférieures à 3 T, les courbes expérimentales ΔT_{ad} sont interpolées par des polynômes d'ordre 3 en champ et d'ordre 5 en température :

$$\Delta T_{ad}(T_r, \Delta B) = \sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^5 a_i b_j T_r^i \Delta B^j \quad (2.14)$$

a et b étant les coefficients d'interpolation.

Durant les phases isochamps, les échanges avec les sources chaude et froide sont assurés par le fluide. Supposons que les échangeurs soient parfaits, alors on peut les estimer par les relations ci-dessous :

$$Q_F = \tau \int_0^\tau q \cdot C_f [T_F - T_f(t, x = 0)] dt \quad (2.15)$$

$$Q_C = \tau \int_0^\tau q \cdot C_f [T_f(t, x = L) - T_C] dt \quad (2.16)$$

Avec q le débit du fluide, T_f et T_c sont les températures des réservoirs ou des échangeurs froid et chaud respectivement, L est la longueur du régénérateur et τ la durée de la phase.

2.3.3 Calcul du coefficient d'échange h et des pertes de charge

Du point de vue écoulement, il s'agit d'un problème de convection forcée, qui est caractérisée par le paramètre h appelé coefficient d'échange thermique. Il dépend des conditions expérimentales et tout particulièrement :

- de la géométrie du régénérateur (forme, rugosité) ;
- des propriétés du fluide (densité, viscosité, conductivité thermique) ;
- de la vitesse et de la nature d'écoulement (laminaire, turbulent).

Ce coefficient est généralement calculé par une analyse dimensionnelle faisant intervenir trois nombres à savoir : le Reynolds R_e qui caractérise directement l'écoulement ; le Prandtl Pr qui ne dépend que des propriétés physiques du fluide et le Nusselt Nu qui donne la valeur du coefficient d'échange thermique h

$$R_e = \rho \cdot v_{moy} \frac{D_h}{\mu} \quad (2.17)$$

$$Pr = \mu \cdot \frac{D_h}{\lambda_f} \quad (2.18)$$

$$Nu = h \cdot \frac{D_h}{\lambda_f} \quad (2.19)$$

Avec D_h le diamètre hydraulique. Dans le cas général, celui-ci est défini comme étant le rapport entre la section de passage du fluide et le périmètre mouillant multiplié par un facteur 4 afin de le normaliser avec le diamètre d'une conduite circulaire.

$$D_h = \frac{4S}{p} \quad (2.20)$$

L'épaisseur de la couche du fluide étant très faible devant les dimensions de la conduite ($D_h = 2.e_f$), on peut utiliser la corrélation établie pour les écoulements internes à travers des plaques parallèles et donnée par:

$$Nu = 0.663Re^{0.6}Pr^{0.31} \quad (2.21)$$

Dans la gamme des débits qui nous intéressent, le régime d'écoulement est laminaire. Les pertes de charges linéaires dues aux frottements peuvent être déterminées par l'expression :

$$\Delta P = \rho \frac{64}{Re} \frac{L}{D_h} \frac{v_{moy}^2}{2} \quad (2.22)$$

La puissance nécessaire à la circulation du fluide dans la colonne du régénérateur est alors donnée par le produit du débit volumique par les pertes de charges :

$$P_{mot} = Q_v \Delta P \quad (2.23)$$

2.4 Etude de l'influence des divers paramètres du cycle AMRR

Pour étudier l'influence des différents paramètres du cycle AMRR, on fixe la géométrie du régénérateur (plaques parallèles de longueur L). Examinons d'abord le système d'équations (2.11) et (2.12) du cycle AMRR et réécrivons l'équation des échanges thermiques comme la somme des deux équations. On obtient ainsi une équation qui contient tous les paramètres du cycle.

$$\varepsilon \cdot \rho_f C_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + v_f \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) + (1 - \varepsilon) \rho_r C_r (B, T_r) \frac{\partial T_r}{\partial t} = 0 \quad (2.24)$$

Si on considère des phases aimantation /désaimantation identique, l'équation 2.24 peut encore se simplifier en introduisant les variables spatiotemporelles et les températures adimensionnelles η , ξ et φ données par:

$$\eta = \frac{x}{L} \quad (2.25)$$

$$\xi = \frac{1}{\tau} \left(t - \frac{x}{L} t_f \right) \quad (2.26)$$

$$\varphi = \frac{T - T_F}{T_C - T_F} \quad (2.27)$$

Avec : τ la période du cycle ; L : la longueur du régénérateur ; T_F , T_C : les température source froide et source chaude.

En remplaçant les dernières équations dans (2.24), on obtient une équation adimensionnelle d'énergie de la forme:

$$\frac{\partial \varphi_r}{\partial \xi} + \Gamma \frac{\partial \varphi_f}{\partial \eta} = 0 \quad (2.28)$$

$$\Gamma = \frac{v_f \cdot \rho_f \cdot C_f \cdot \varepsilon \cdot \tau}{\rho_r \cdot C_r (1 - \varepsilon) \cdot L} \quad (2.29)$$

$$\Gamma = - \frac{\frac{\partial \varphi}{\partial \xi}}{\frac{\partial \varphi}{\partial \eta}} \quad (2.30)$$

Le coefficient Γ représente le rapport des capacités calorifiques entre le fluide et le régénérateur, il contient tous les paramètres du cycle AMRR. L'équation 2.30 représente à la fois la puissance par le terme $\frac{\partial \varphi_r}{\partial \xi}$ et le gradient de température par $\frac{\partial \varphi_f}{\partial \eta}$. Qualitativement parlant, l'augmentation du coefficient Γ favorise la puissance d'échange alors que sa diminution favorisera l'écart de température ou le gradient thermique le long du régénérateur. Suivant, les performances recherchées, on peut choisir une valeur du coefficient Γ qui répond le mieux. En pratique, les paramètres accessibles sont la vitesse ou

le débit du fluide, la fréquence du cycle, la géométrie et la nature du fluide et du matériau. Pour un Γ donné, plusieurs solutions des paramètres peuvent se présenter. Une étude quantitative de l'influence des paramètres du cycle peut se faire pour chaque paramètre en fixant les autres.

2.5 Conception de système de réfrigération à régénération magnétique active

2.5.1 Présentation de quelques régénérateurs

Dans un système de réfrigération magnétique à régénération, le lit régénérateur ou le régénérateur a deux fonctions primordiales :

- La production de la puissance froide grâce au matériau magnéto-calorique.
- L'amélioration des échanges convectifs entre le matériau magnéto-calorique et le fluide caloporteur.

La production de la puissance froide dépend fortement du champ magnétique et du matériau magnéto-calorique utilisé (propriétés physiques et conditionnement).

Quant aux échanges thermiques, une fois le matériau choisi, ceux-ci dépendront fortement de la forme du lit.

Nous avons fait une synthèse des échangeurs existants qui sont conçus principalement pour favoriser les échanges thermiques et nous nous sommes inspirés de ces derniers afin de proposer des structures semblables de régénérateurs dans le but d'avoir le maximum d'échanges thermiques convectifs entre le matériau magnéto-calorique et le fluide. Parmi ces régénérateurs, nous citerons :

- Les régénérateurs monotubes.
- Les régénérateurs à spirale.
- Les régénérateurs multitubulaires.
- Les régénérateurs à tubes et chicanes.
- Les régénérateurs en plaques.

2.5.1.1 Lit régénérateur monotube

Pour un lit régénérateur monotube, on peut imaginer deux configurations possibles. Dans la première configuration, le matériau actif (le tube en forme de serpent) est placé dans un réservoir de fluide caloporteur (Fig 2.5). Dans la seconde, le réservoir va contenir le matériau actif sous forme de poudre et le tube contiendra le fluide caloporteur.

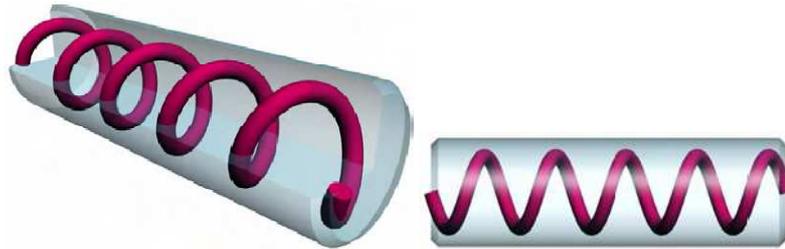


Figure 2.5 : *Lit régénérateur monotube en serpent.*

2.5.1.2 Lit régénérateur à spirale

Un lit régénérateur à spirale est constitué d'une tôle en forme de spirale représentant le matériau actif placé dans un réservoir de fluide caloporteur (Fig 2.6).

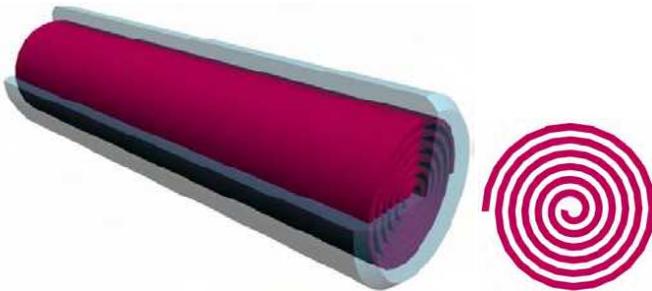


Figure 2.6 : *Lit régénérateur à spirale.*

2.5.1.3 Lit régénérateur multitubulaire

On peut distinguer deux types de lit régénérateur multitubulaire, le lit régénérateur multitubulaire à tubes rapprochés et le lit régénérateur multitubulaire à tubes séparés.

Dans un lit régénérateur multitubulaire à tubes rapprochés, pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide, on place des rubans enroulés en spirale autour de Certains d'entre eux. Ces tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire de ces rubans.

Dans un lit régénérateur multitubulaire à tubes séparés, les tubes sont fixés directement sur le réservoir contenant le fluide.

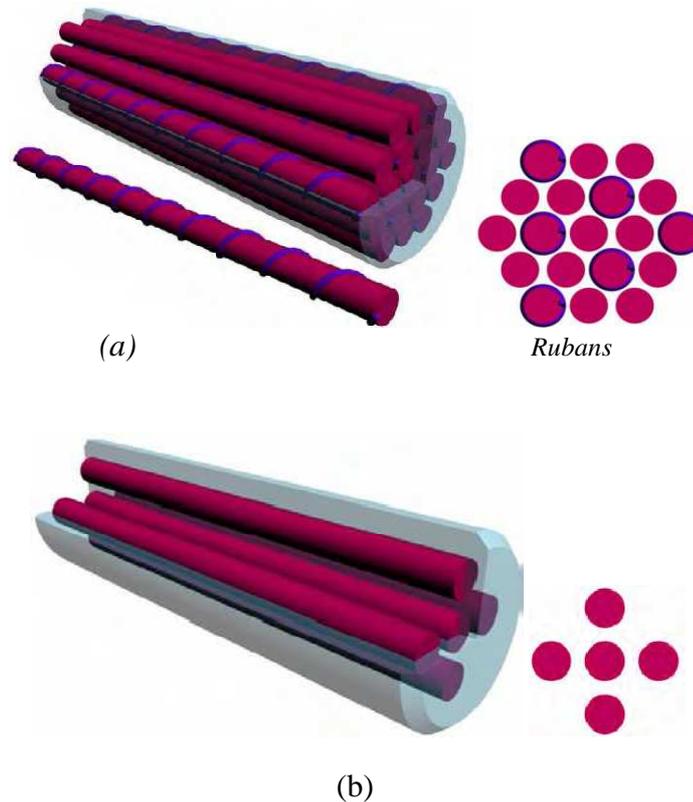


Figure 2.7 : Lit régénérateur multitubulaire : (a) à tubes rapprochés, (b) à tubes séparés.

2.5.1.4 Lit régénérateur en plaques

La figure 2.8 présente la configuration d'un lit régénérateur en forme de plaques avec différents motifs possibles. Ces motifs sont choisis en fonction de leur simplicité de mise en œuvre et de leur coefficient d'échange thermique.

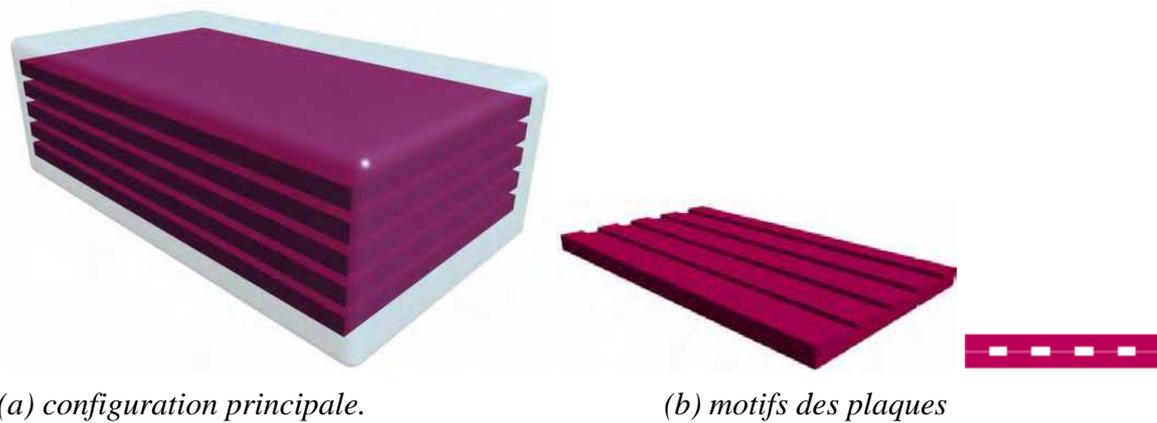


Figure 2.8 : *Lit régénérateur en plaques.*

2.5.2 Description du dispositif proposé

Le système expérimental est réciproque. Le régénérateur bouge réciproquement dans ou hors de la région de champ magnétique par ce processus, l'énergie mécanique est transformée à une énergie thermique sous l'effet du champ magnétique.

Pendant le mouvement, le fluide caloporteur (l'eau+ l'antigel) traverse l'AMRR et la chaleur d'échange avec le réservoir chaud ou le réservoir froid se fait hors de l'AMRR.

Le procédé d'écoulement du système est montré dans la figure (2.10).

Le système comprend le champ magnétique, l'écoulement et sous-ensemble de transfert thermique, la commande et le sous-ensemble par acquisition de données.

Le sous-ensemble de transfert thermique inclut le circuit primaire et le circuit secondaire ;

Le circuit primaire se compose d'un AMRR, échangeurs de chaleurs froid et chaud (CHEX et HHEX), électrovannes et pompes, réalisant la fonction de l'échange thermique avec l'AMRR et le fluide caloporteur.

Le circuit secondaire consiste des échangeurs de chaleur et des réservoirs, et des fonctions secondaires pareillement vaporisateur et condensateur dans la réfrigération de compression de vapeur.

Un vérin pneumatique permet le déplacement du régénérateur qui est réalisé en plaques de 1 mm d'épaisseur, espacées de 0,1 mm (Fig. 2.9) à l'intérieur et à l'extérieur de l'aimant (aimantation et désaimantation du gadolinium).



Figure 2.9 : *Plaques de gadolinium.*

Le cycle AMRR obtenu se compose de quatre processus alternativement :

- **magnétisation Adiabatique** : les quatre électrovannes E0-E3 sont toutes fermées et AMRR entre dans la région de champ magnétique, d'où l'augmentation de la température du matériau.
- **Écoulement du fluide du réservoir chaud vers le réservoir froid** : L'AMR est en dehors de la région magnétique, les électrovannes E0 et E3 sont ouverts, et le fluide caloporteur (côté de HHEX) circule à travers l'AMRR à une température T_H , libérant la chaleur à l'AMRR.
- **démagnétisation adiabatique** : Chacune des quatre électrovannes sont fermées et AMRR sort de la région magnétique ($B=0$), désaimantation du matériau entraînant une baisse de sa température en dessous de celle du système à réfrigérer.
- **Écoulement en sens inverse du fluide du réservoir froid vers le réservoir chaud**: AMRR est dans la région magnétique, les deux électrovannes E1 et E2 sont ouverts, et le fluide de transfert thermique sort de CHEX, par le AMRR à la température T_c , le lit rejette sa chaleur au fluide.

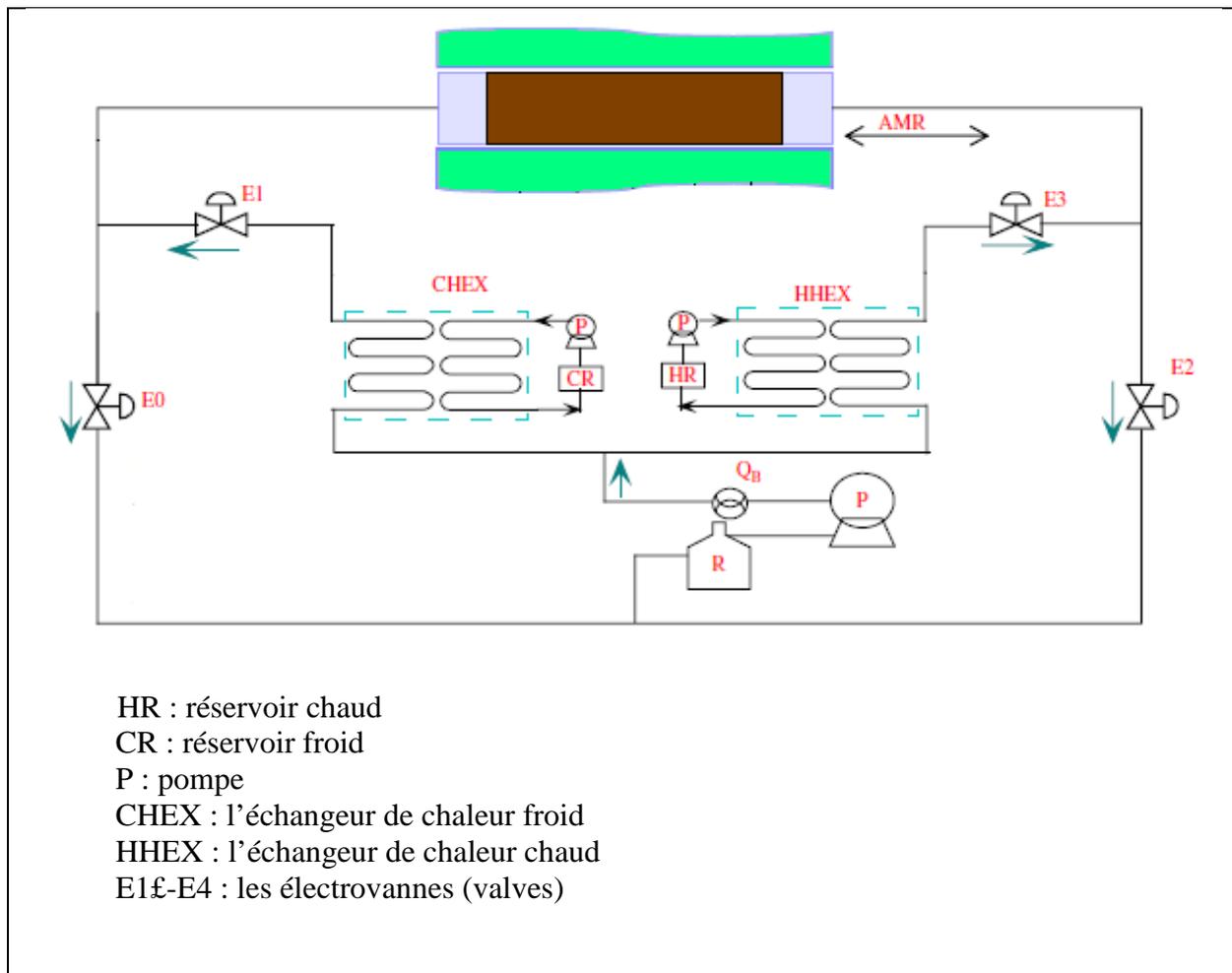


Figure 2.10 : Schéma de système expérimental de réfrigérateur à régénération magnétique.

2.5.3 Approche inverse à la conception des systèmes AMRR

Dans cette partie, nous considérons une approche pour la conception de système AMRR, c'est l'approche inverse. Dans une approche directe, on se fixe les paramètres géométriques et physiques du problème et on utilise le modèle AMRR pour obtenir les caractéristiques thermiques (profils de température et de puissance).

On considère, dans cette partie, le problème inverse : c'est-à-dire, partant des caractéristiques recherchées pour notre système à concevoir (par exemple le profil de

température des sources chaude et froide), on remonte par des processus d'optimisation à ses paramètres physiques ou géométriques. La figure 2.11 illustre le concept de ces deux approches : directe et inverse.

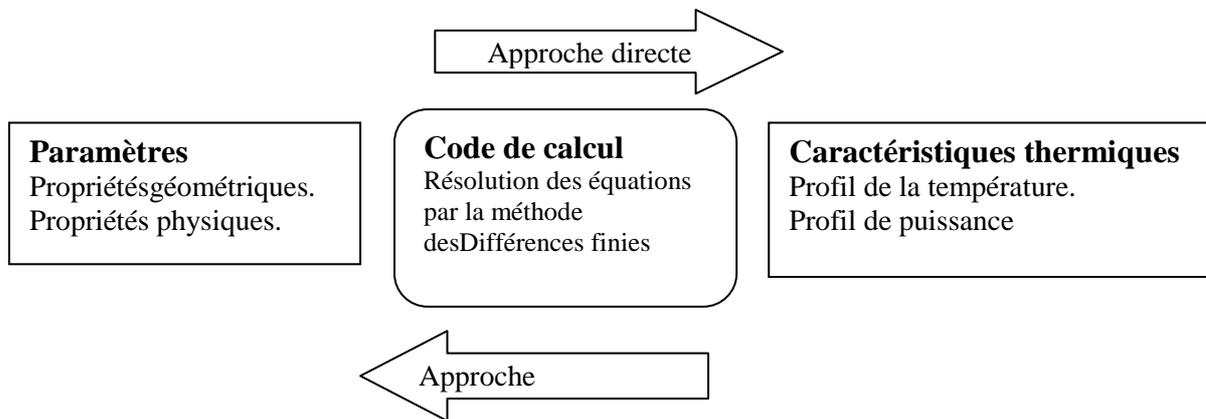


Figure 2.11 : *Illustration de l'approche directe et inverse.*

2.5.4 Identification des paramètres optimaux par une stratégie traditionnelle

La méthode d'expérimentation traditionnelle consiste à ne faire varier qu'un seul facteur à la fois de manière à mettre en évidence l'effet de chacun des facteurs, en maintenant les autres variables constantes [34]. Les figures suivantes montrent l'influence de certains paramètres du modèle sur les fonctions objectifs (la puissance froide Q_c et température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur T_c) pour deux configurations à plaque et à tige en utilisant le code de calcul AMRLAB qui a été développé dans les travaux précédents au département de génie mécanique (ENP).

2.5.4.1 L'influence du débit et de la fréquence

Afin d'évaluer l'influence du débit (vitesse) et de la période (fréquence) du cycle nous fixons :

- ✓ la géométrie :
 - longueur du régénérateur $L= 10$ cm ; l'épaisseur du fluide $e_f= 0.1$ mm et l'épaisseur du matériau $e_s= 1$ mm pour la configuration à plaque.
 - longueur du régénérateur $L= 10$ cm ; le diamètre de solide $D_s= 3$ mm et le diamètre de fluide $D_f= 1$ mm pour la configuration a tube.
- ✓ Le champ magnétique $B = 5T$.
- ✓ Le matériau actif : le gadolinium (Gd).
- ✓ Le fluide caloporteur : eau+antigel.
- ✓ la température source chaude $T_H= 25$ °C.
- ✓ la température source froide $T_C= 0$ °C.

Les figures 2.12, 2.13, 2.14 et 2.15 représentent un réseau de courbe de la puissance froide échangée et de la température moyenne froide en fonction du débit du fluide pour différents fréquences (périodes).

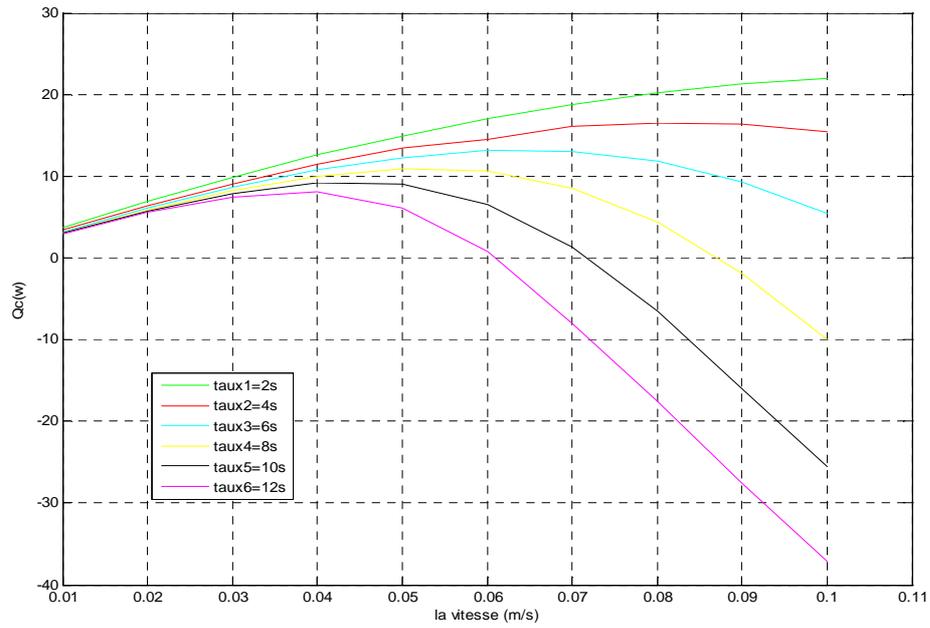


Figure 2.12 : Configuration à plaque- Evolution de la puissance froide en fonction du débit du fluide pour différentes fréquences.

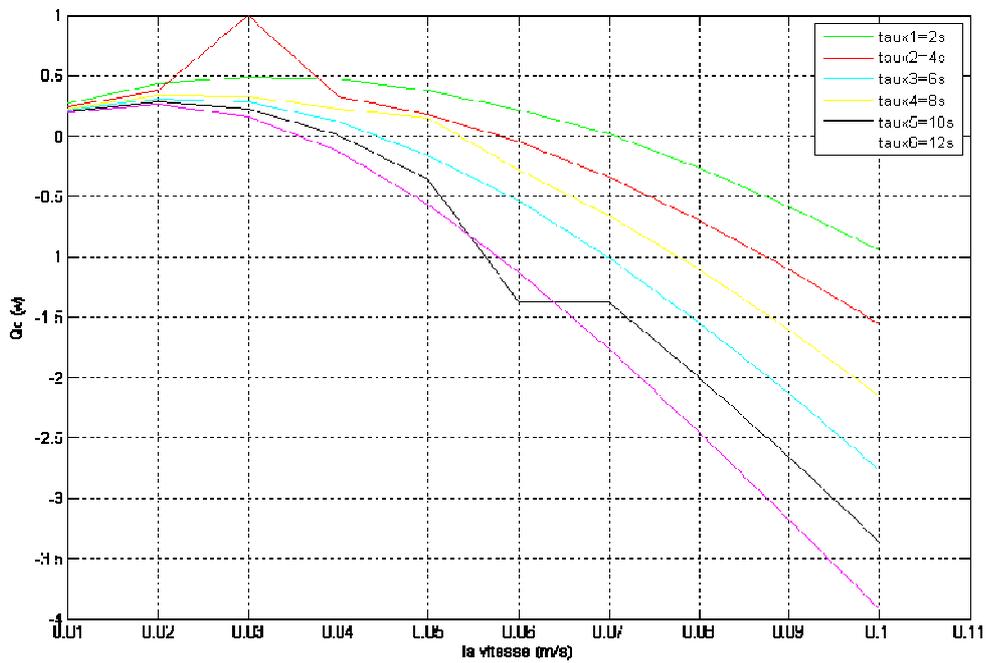


Figure 2.13 : Configuration à tige- Evolution de la puissance froide en fonction du débit du fluide pour différentes fréquences.

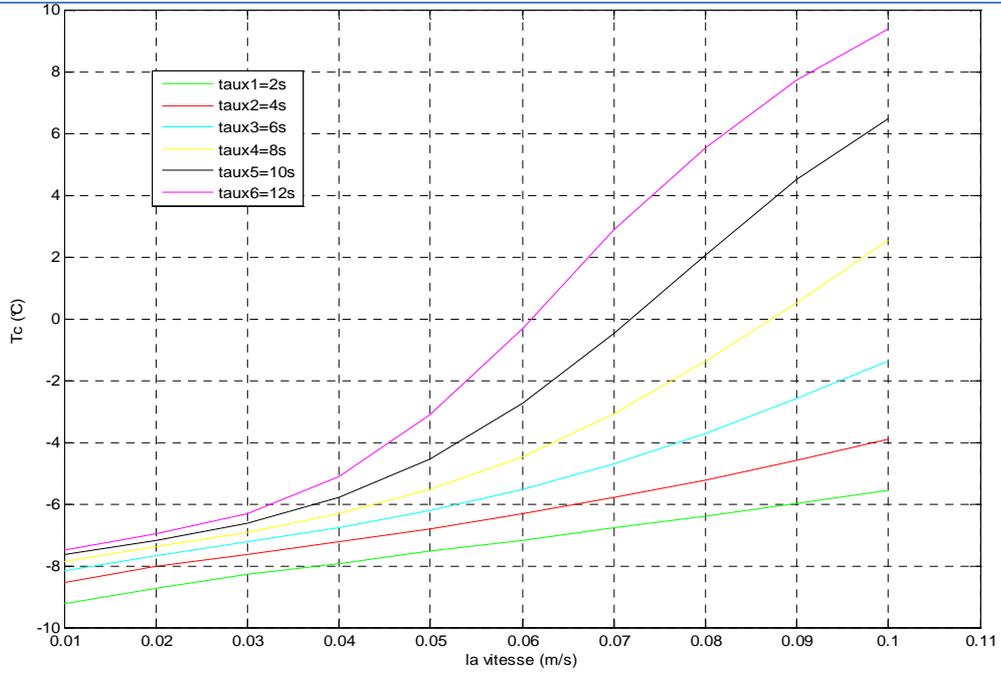


Figure 2.14 : Configuration à plaque-Evolution de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction du débit du fluide pour différentes fréquences.

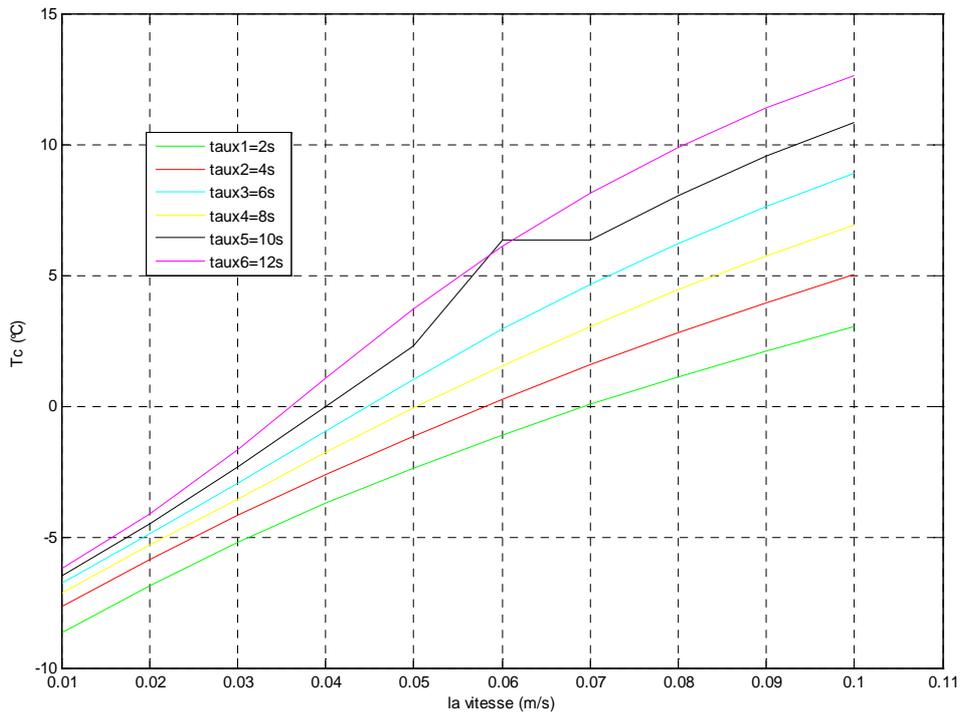


Figure 2.15 : Configuration à tige-Evolution de la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur en fonction du débit du fluide pour différentes fréquences

D'après les résultats obtenus qui sont représentées sous formes des graphes ci-dessus, on peut dire que :

- Il apparait clairement que la puissance froide est maximale pour la configuration à plaque (Fig.2.13).
- la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur est minimale pour la configuration à plaque (Fig.2.14). Donc la configuration à plaque assure un meilleur transfert thermique.

En se basant sur cette analyse qualitative des résultats on déduit que la configuration à plaque est la meilleure moyenne qui sera utilisée dans notre dispositif de réfrigération pour obtenir une puissance froide souhaitée de 100 W avec un minimum de masse du matériau actif (Gd).

Les résultats de l'étude de l'influence du débit du fluide sur la puissance froide récupérée de l'échangeur froid montrent l'existence d'un optimum (Fig.2.13), il dépend de la géométrie, la nature du matériau, du fluide et aussi de l'écart de température souhaitée.

Comme il fallait s'y attendre, la puissance froide décroît avec l'augmentation de température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur.

Le débit optimum dépend de la température moyenne froide.

Plus le débit du fluide est faible plus la température moyenne froide du fluide sortant du régénérateur est basse pour les deux configurations, ceci est dû à la masse thermique du fluide qui diminue avec la diminution de son débit et cette diminution devrait augmenter avec la durée de transfert de chaleur entre le matériau (Gd) et le fluide.

2.5.4.2 L'effet de champ magnétique sur la puissance froide et l'écart température

On choisit la configuration à plaque donnant la forme du régénérateur utilisé par notre dispositif.

Pour cette configuration les paramètres utilisés sont :

- la géométrie : $L=10$ cm ; l'épaisseur du fluide $e_f=0.4$ mm et l'épaisseur du matériau (Gd) $e_s=1$ mm ;
- Le débit volumétrique du fluide : $Q_{vs}=0.5$ ml/s ;
- La période : $\tau = 8$ s.

De la figure 2.15, on peut observer l'influence du champ magnétique sur la puissance froide, lorsque son intensité augmente on remarque que la puissance froide augmente.

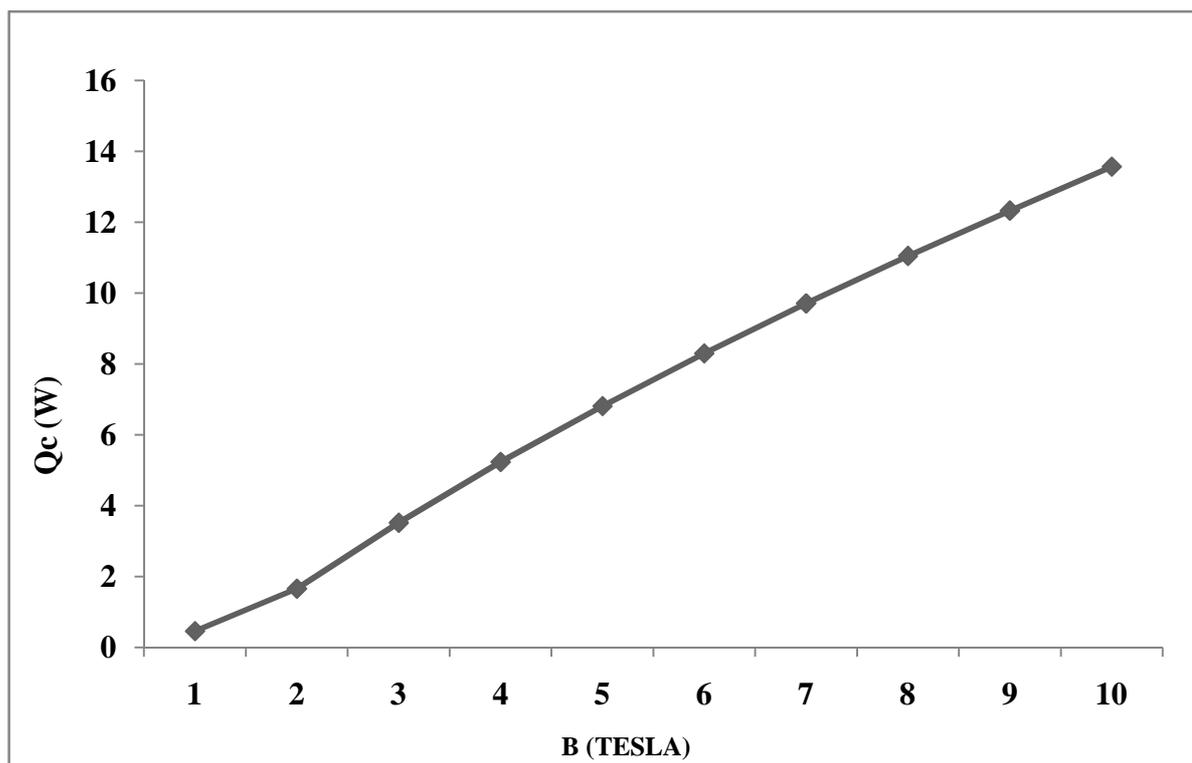


Figure 2.15 : Évolution de la puissance froide en fonction de l'intensité du champ magnétique.

La figure 2.16 montre l'influence du champ magnétique sur l'écart de température, en augmentant son intensité, on observe une augmentation de l'écart de température.

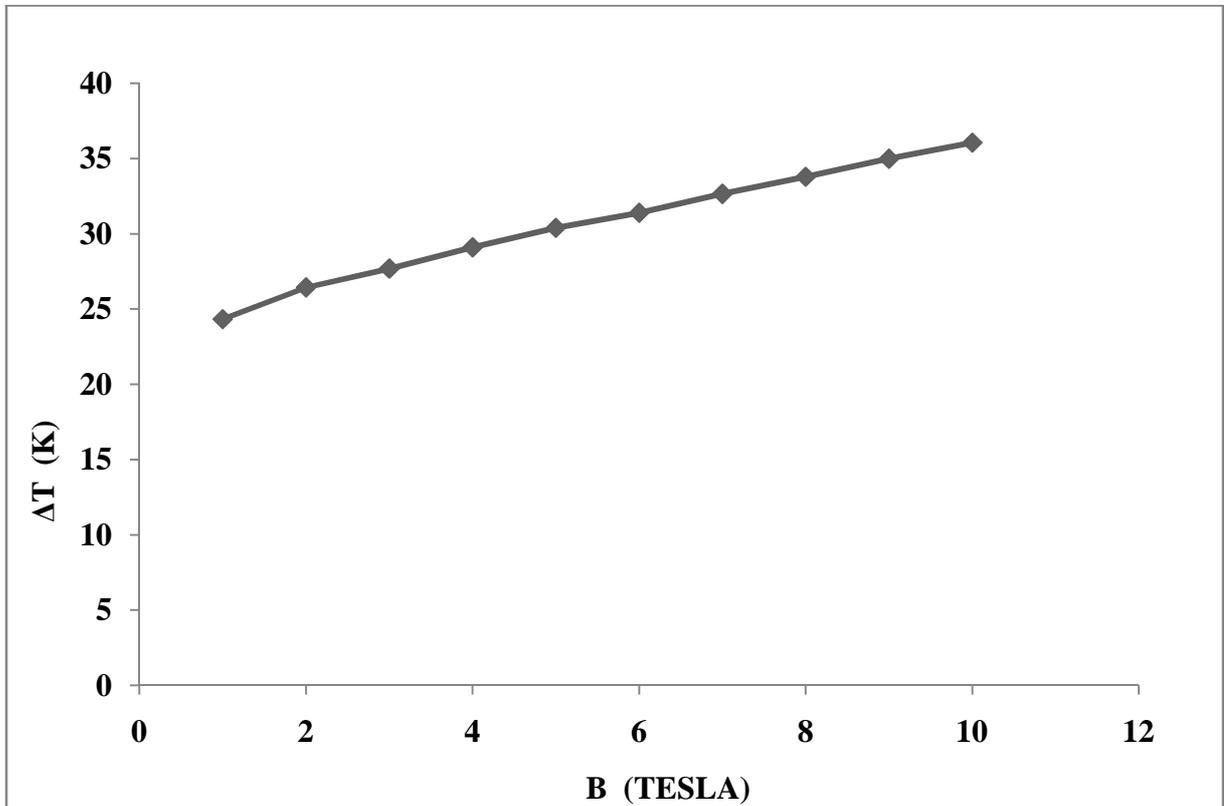


Figure 2.16 : *Évolution de l'écart température en fonction de l'intensité du champ magnétique.*

A partir des deux graphes (Fig.2.15 et Fig.2.16), l'influence du champ magnétique sur la puissance froide et l'écart de température est significative puisque un accroissement de l'intensité du premier est suivi d'une augmentation remarquable de la puissance froide. De même pour l'écart de température. Ceci est dû à la proportionnalité de l'EMC avec le champ magnétique comme la montre la figure (2.16).

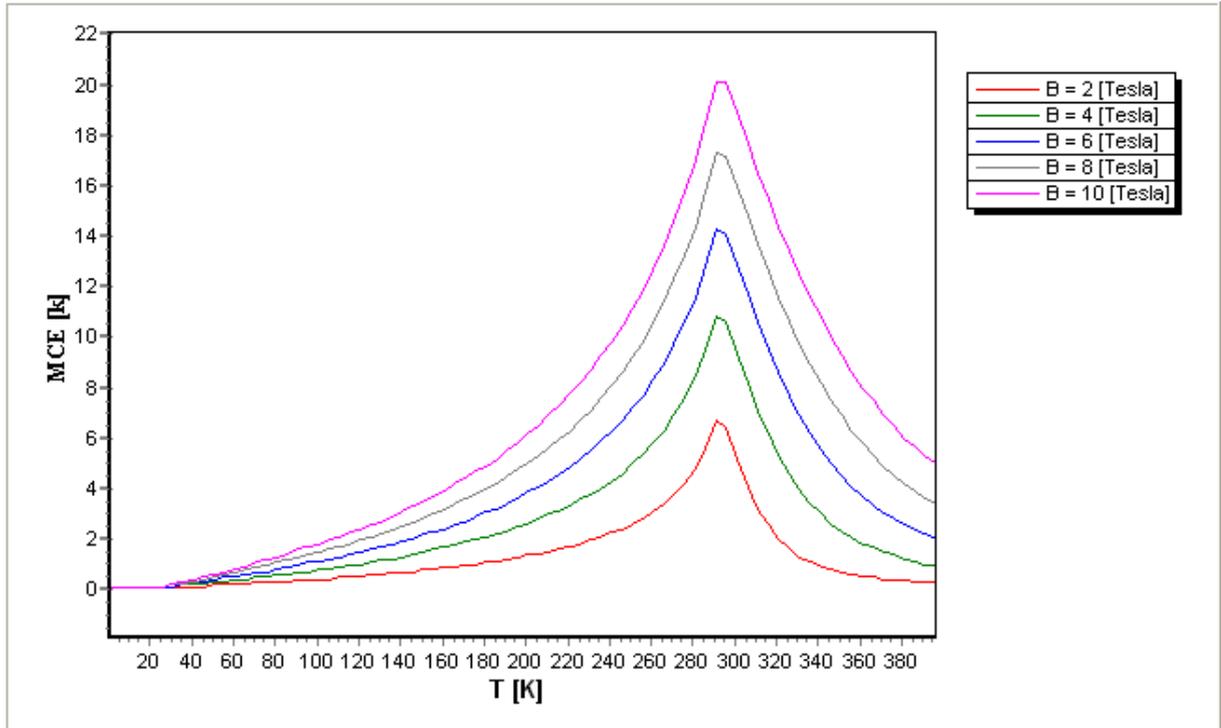


Figure 2.17 : L'évolution de l'EMC du Gadolinium en fonction de la température et du champ magnétique.

Cette méthode traditionnelle de simulation nous a permis d'aboutir à des conclusions concernant les paramètres optimaux tels que le débit du fluide et la fréquence.

Quant à la configuration géométrique du régénérateur qui sera utilisée pour notre dispositif de réfrigération, nous avons constaté que la configuration à plaque est la plus indiquée pour obtenir la puissance froide souhaitée avec un minimum de masse du matériau (Gd).

Le tableau ci-dessous présente les performances et les caractéristiques du système selon les choix préétablis.

Tableau 2.1 : Paramètres et performances préétablis du modèle.

Paramètres et performances	valeurs
Débit du fluide	0.5 ml/s
e_s : épaisseur de plaque	1 mm
e_f : épaisseur du fluide	0.1 mm
π : le période du cycle	8s
T_H : température chaude	20° C
T_C : température froide	0° C
B : le champ magnétique	1.5 Tesla
Q_C : la puissance froide	7.218 Watts
COP : le coefficient de performance	7.218

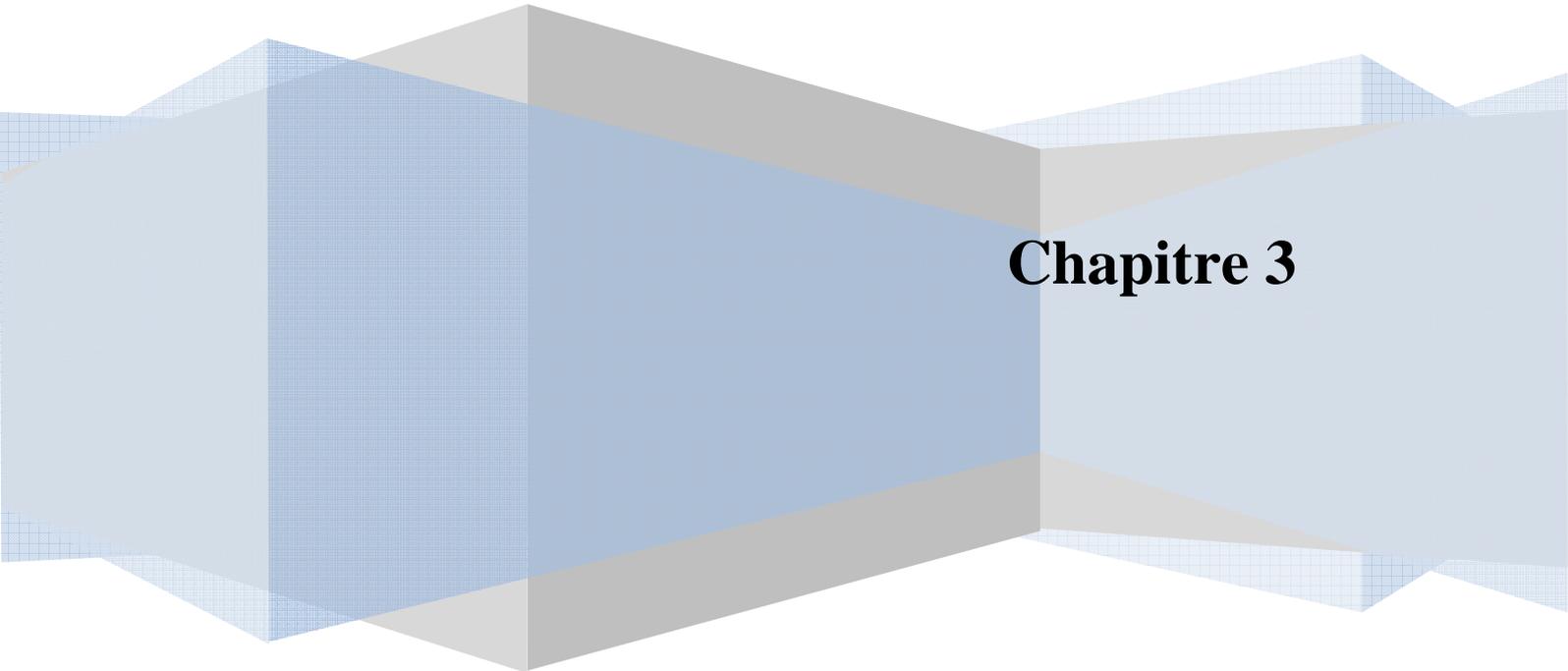
Conclusion :

Ce chapitre a fait sortir la possibilité, la flexibilité et la simplicité d'utilisation du modèle AMRR.

L'approche inverse qui, partant des caractéristiques désirées (cahier de charges) d'un système à concevoir permet de remonter aux paramètres du système, est intéressante et permet au concepteur d'avoir une idée globale ou précise du système désirée.

Les contraintes de domaine, imposées pour déterminer les paramètres, conditionnent le système final ; donc le concepteur doit bien choisir ces contraintes en fonction de ce qu'il veut obtenir (Ex : plutôt un système long ou un système large).

Dimensionnement du dispositif



Chapitre 3

3.1 Dimensionnement du dispositif de réfrigération magnétique :

Le dimensionnement du dispositif de réfrigération magnétique consiste à sélectionner et à dimensionner les composants permettant de satisfaire les besoins frigorifique d'une installation consommatrice, en tenant compte de l'efficacité du régénérateur magnétique.

Les éléments essentiels constituant notre dispositif de réfrigération magnétique sont :

- ✓ Le régénérateur ;
- ✓ La pompe ;
- ✓ Les ventilateurs ;
- ✓ Le vérin pneumatique ;
- ✓ Le système de régulation.

3.1.1 Dimensionnement du régénérateur

Nous allons à présent utiliser les paramètres optimaux qui nous donnent une puissance froide nécessaire et un coefficient de performance donné, suivant la simulation développée précédemment pour dimensionner un régénérateur en forme de plaques (Fig. 3.1) :

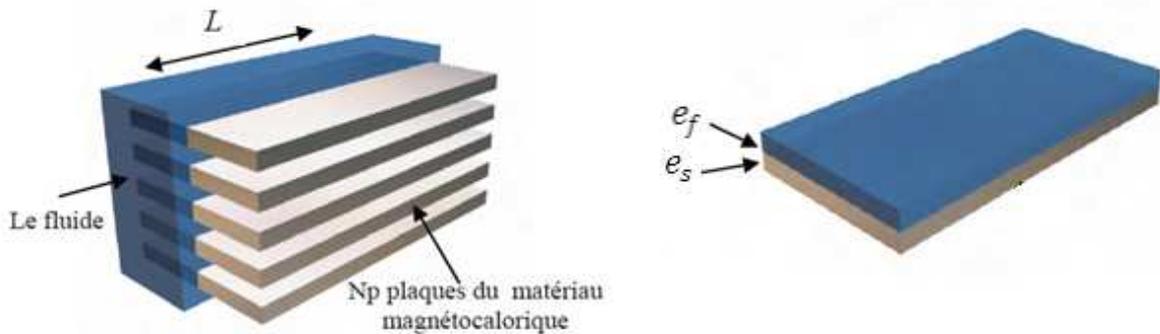


Figure 3.1 : Dimensions caractéristiques du régénérateur en plaques.

➤ *Données de problème*

La longueur des plaques $L=100$ mm ;

L'épaisseur de solide (Gd) utilisé pour une seule plaque est : $e_s=1$ mm ;

L'épaisseur de fluide (eau+antigel) est : $e_f=0.1$ mm ;

Le débit de travail par passage est : $Q_{vs} = 0.5$ ml/s

La masse d'une seule plaque vérifiant ces dimensions est égale à $m_s = 78$ g ;

La température chaude $T_H = 20^\circ\text{C}$;

La température froide $T_C = 0^\circ\text{C}$;

La simulation nous donne :

- ✓ une puissance froide de $Q_C = 2.177$ W;
- ✓ une puissance chaude de $Q_H = 2.479$ W;
- ✓ un coefficient de performance $COP = 7.218$;
- ✓ un coefficient de performance du cycle Carnot $COP_{ca} = 13.66$.

Pour que notre dispositif donne une puissance froide de l'ordre de 100 watt on doit disposer

$N_p = 47$ plaques.

La hauteur du régénérateur est donnée par la formule suivante :

$$H = (N_p - 1) \cdot (e_s + e_f) + e_s \quad (3.1)$$

Avec :

H : La hauteur du régénérateur.

N_p : Le nombre de plaques.

e_s : L'épaisseur de solide (Gd).

e_f : L'épaisseur de fluide (eau+antigel).

$$h_{eq} = 46 \times (1 + 0.1) + 1 = 51\text{mm}.$$

En calculant la puissance froide totale de tout le régénérateur, on trouve :

$$Q_{Ctot} = (N_p - 1) \cdot Q_C \quad (3.2)$$

$$Q_{Ctot} = 100.142 \text{ w.}$$

On calcule la puissance chaude totale de tout le régénérateur :

$$Q_{Htot} = (N_p - 1) \cdot Q_H \quad (3.3)$$

$$Q_{Htot} = 114.034 \text{ w.}$$

On peut alors calculer le poids du matériau réfrigérant Gd (régénérateur) qui produit cette puissance froide par la relation :

$$m_R = N_p \cdot m_s \quad (3.4)$$

On aura :

$$m_R = 3666 \text{ g.}$$

Le débit volumique nécessaire pour ce régénérateur :

$$Q_v = (N_p - 1) \cdot Q_{vs} \quad (3.5)$$

$$Q_v = 23 \text{ ml/s.}$$

Finalement nous calculons le rapport entre le coefficient de performance du modèle et celui de Carnot :

$$Rap = \frac{cop}{cop_{ca}}$$

$$Rap = \frac{7.218}{13.66} = 0.5285.$$

3.1.2 Dimensionnement des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs qui permettent le transfert d'énergie entre deux fluides ou un fluide et un gaz séparé par un solide [41].

Dans tout ce qui suit, nous allons préoccuper du dimensionnement des caractéristiques mécaniques et thermiques des échangeurs, et les exploiter directement pour échanger l'énergie thermique produite par le régénérateur.

3.1.2.3 Choix de l'échangeur

Le choix final dépend très souvent des facteurs : le coût, l'encombrement et des conditions opératoires.

Vu les dimensions réduites du régénérateur, étant $10\text{ cm} \times 5.1\text{ cm}$, et les puissances importantes des sources froide et chaude, étant de l'ordre de 100 w , il est judicieux de choisir des échangeurs de chaleurs à plaque de type compact.

Nous donnons un schéma représentatif de ce type d'échangeur :

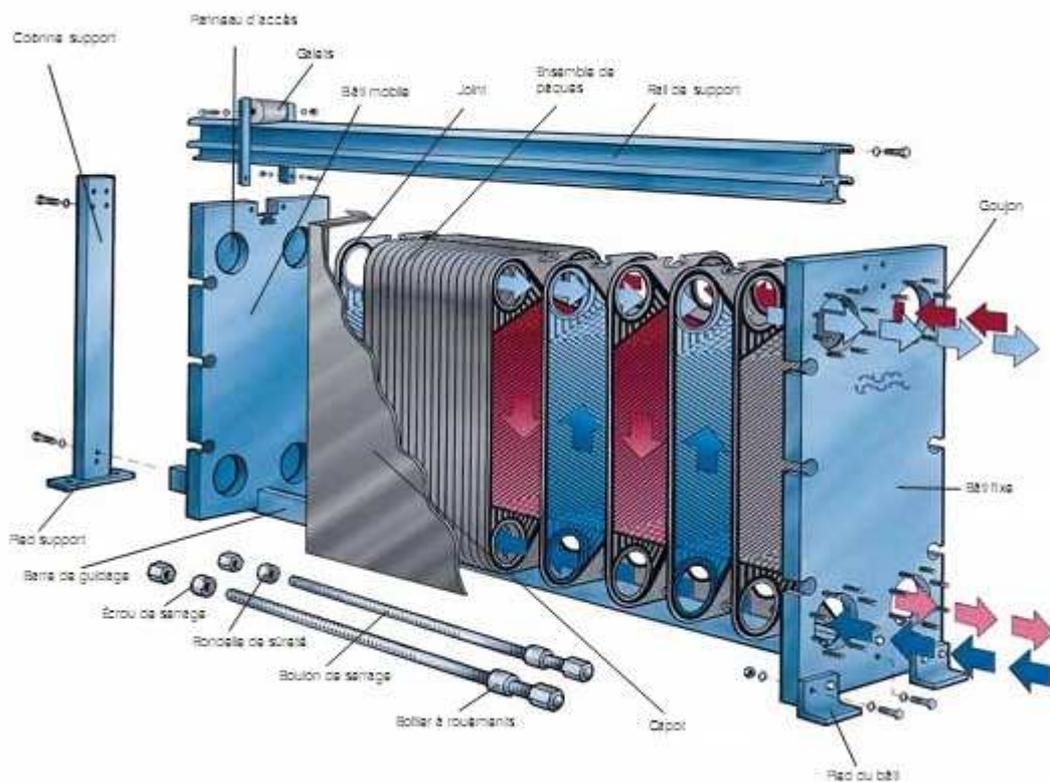


Figure 3.2 : Echangeur à plaque de type compact

➤ **Les hypothèses simplificatrices du problème**

Dans les calculs qui suivent, nous avons retenu les hypothèses suivantes :

- ✓ Le régime permanent et unidimensionnel ;
- ✓ Echange de chaleur adiabatique ;
- ✓ la surface de séparation est la seule surface d'échange ;
- ✓ L'échange par rayonnement est négligeable ;
- ✓ Les propriétés thermo-fluides sont constantes.

➤ **Données du problème**

Les données relatives à ce problème (échangeurs froid et chaud) sont résumées dans les deux tableaux suivants :

- ✓ Pour l'échangeur froid

Tableau3.1 : *Données relatives au dimensionnement de l'échangeur froid.*

données	côté fluide froid	côté fluide chaud
fluide	Eau +antigel	air
Débit (ml/s)	23	\dot{m}_a
Température d'entrée (°C)	-1.1	20
Température de sortie (°C)	0	10

La température froide sortie régénérateur (température entrée échangeur froid)

$T_{fc} = -1.1^\circ\text{C}$ est donnée par le code de calcul.

- ✓ Pour l'échangeur chaud

Tableau3.2 : *Données du problème relatives au dimensionnement de l'échangeur chaud.*

Données	côté fluide chaud	côté fluide froid
Fluide	Eau +antigel	air
Débit (ml/s)	23	\dot{m}_a
Température d'entrée (°C)	T_{fh}	10
Température de sortie (°C)	20	20

3.1.2.2 Calcul thermique

On se propose une combinaison (échangeur à plaque, eau+antigel, air). L'écoulement étant à contre-courant. Les échangeurs de ce type sont analysés en fonction du nombre de plaques.

Le bilan total d'énergie est :

- ✓ Pour l'échangeur froid

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_f C_f (T_{c,o} - T_{c,i}) \tag{3.6}$$

- ✓ Pour l'échangeur chaud

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_f C_f (T_{h,i} - T_{h,o}) \tag{3.7}$$

Où,

\dot{Q}_H : La puissance froide.

\dot{Q}_C : La puissance froide.

\dot{m}_f : Le débit massique du fluide.

C_f : La chaleur spécifique du fluide.

3.1.2.3 Calcul de débit d'air

Puisque, les échanges de chaleur au sein de nos échangeurs sont adiabatiques donc les puissances échangées à travers les échangeurs de chaleurs seront :

✓ Pour l'échangeur froid :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f C_f (T_{c,o} - T_{c,i}) = \dot{m}_a C_a (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (3.8)$$

Le débit de l'air sera :

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_c}{C_a (T_{h,i} - T_{h,o})} \quad (3.9)$$

✓ Pour l'échangeur chaud :

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_f C_f (T_{h,i} - T_{h,o}) = \dot{m}_a C_a (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3.10)$$

Le débit de l'air sera :

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_H}{C_a (T_{c,o} - T_{c,i})} \quad (3.11)$$

3.1.2.4 Calcul géométrique

Les débits des fluides chauds et froids et leurs températures sont connus à l'entrée et à la sortie du chaque échangeur. Donc on utilise la méthode des différences de températures logarithmiques moyennes (DLMT).

L'objectif consiste alors à déterminer la surface d'échange requise.

La différence moyenne logarithmique de température est définie par :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3.12)$$

Ici le ΔT_1 et le ΔT_2 représentent la différence de la température entre les deux fluides aux deux extrémités (admission et sortie) de l'échangeur de chaleur.

Nos échangeurs sont de type contre-courant, le schéma suivant illustre le diagramme des températures d'un échangeur contre-courant :

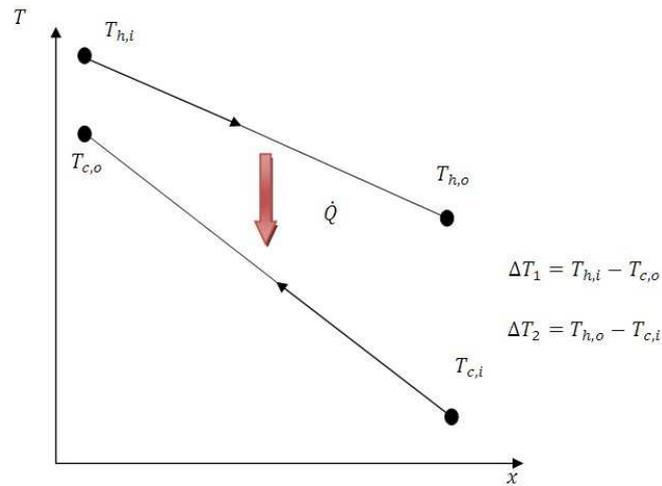


Figure 3.3 : Diagramme des températures d'un échangeur contre-courant.

Donc :

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,in} \tag{3.13}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,out} \tag{3.14}$$

On se propose l'utilisation d'un échangeur constitué des plaques en chevron (par exemple), Ce dernier est normalement défini par ses dimensions extérieures dans l'ordre suivant : (L x L x L). Comme le montre la figure (3.3).

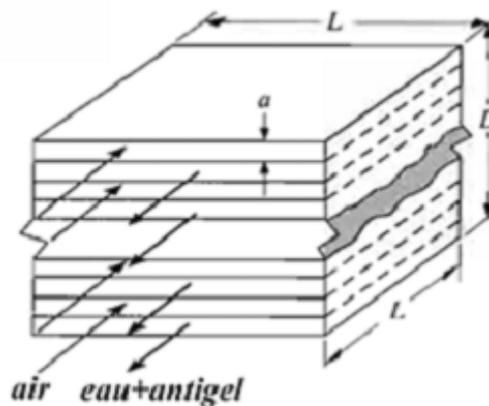


Figure 3.4 : Schéma typique de l'échangeur à plaques type contre-courant.

L'épaisseur de passage a est lié à les dimensions de l'échangeur de chaleur par l'expression suivante :

$$a = \frac{L}{N} \quad (3.15)$$

La surface d'échange est donnée par :

$$A = L^2(N - 1) \quad (3.16)$$

Pour les échangeurs à plaques type compacts on a souvent :

$$a \ll L.$$

Puisque on s'attend à obtenir des dimensions de l'ordre de millimètres (mm), le régime d'écoulement devrait être laminaire, le nombre de Nusselt de chaque coté est donné par la table a.1 de l'annexe 1 :

$$Nu_D = \frac{hD_h}{k} = 7.54 \quad (3.17)$$

A partir de l'équation (2.20) le diamètre hydraulique est :

$$D_h = 2a$$

On remplace D_h dans l'équation (3.17) et on tire :

$$h = \frac{Nu_D k N}{2L} \quad (3.18)$$

Donc le coefficient d'échange h_f Côté fluide (eau + antigel) est :

$$h_f = \frac{Nu_D k_f N}{2L} = \frac{7.54 \times 0.625}{2} \times \frac{N}{L}$$

Soit : $h_f = 2.36 \frac{N}{L}$ (3.19)

Ainsi pour le coté de l'air le coefficient d'échange h_a donné par :

$$h_a = \frac{Nu_D k_a N}{2L} = \frac{7.54 \times 0.026}{2} \times \frac{N}{L}$$

Soit : $h_a = 0.099 \frac{N}{L}$ (3.20)

La puissance échangée à travers un échangeur de chaleur est :

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \quad (3.21)$$

Et le coefficient d'échange global est donné par :

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_f}\right) + \left(\frac{1}{h_a}\right)} \quad (3.22)$$

A partir des équations (3.21) et (3.22) on exprime la longueur L en fonction de N comme suit:

$$L = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{lm}(N-1)} \left[\frac{1}{h_a L} + \frac{1}{h_f L} \right] \quad (3.23)$$

En remplaçant h_a et h_f , la longueur des plaques peut s'écrire sous la forme :

$$L = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{lm}(N-1)N} \left[\frac{1}{0.099} + \frac{1}{2.36} \right] \quad (3.24)$$

3.1.2.5 Résultats de dimensionnement des échangeurs

Les résultats de calcul sont présentés dans le tableau suivant :

Tableau 3.3 : Résultats de dimensionnement des échangeurs.

Résultats	Echangeur froid	Echangeur chaud
Le débit d'air m_a (g/s)	9.938	11.32
La différence moyenne logarithmique ΔT_{lm}	14.87	4.21
La longueur d'échangeur en fonction de nombre de passages N (m)	$\frac{70.835}{(N-1)N}$	$\frac{285.08}{(N-1)N}$
Le nombre de passages N	34	60
La longueur d'échangeur (m)	0.0631	0.0805
Epaisseur d'un passage (mm)	1.86	1.34
La surface d'échange A (m ²)	0.1355	0.3823
Le rapport surface/volume d'échanges (m ² /m ³)	522.98	732.92
Le nombre de Reynolds R_e	51.23	22.79

La longueur du l'échangeur à chaleur diminue avec l'augmentation de nombre de passages comme est montré dans la figure (3.4) :

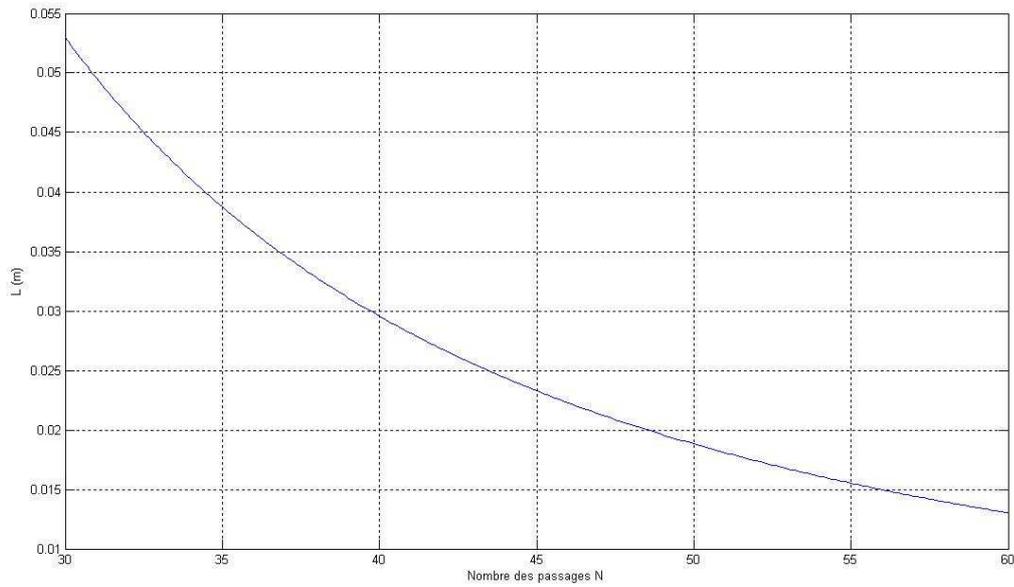


Figure 3.5 : La longueur de passage L en fonction du nombre de passages N pour l'échangeur froid.

Pour les deux échangeurs de chaleur, les régimes d'écoulement sont bels et bien laminaires

3.1.3 Calcul des pertes de charges dans le réseau

On admet que l'expression de la courbe de réseau est de la forme :

$$\Delta P = (\Delta P_L + \Delta P_S + \Delta P_R + \Delta P_E) = A Q_v^2 \quad (3.25)$$

Où,

ΔP_L : les pertes de charges linéaires dans les conduites ;

ΔP_S : la perte de charge singulière totale dans les conduites ;

ΔP_R : la perte de charge dans le régénérateur ;

ΔP_E : la perte de charge dans l'échangeur de chaleur ;

3.1.3.1 Calcul de la perte de charge linéaire

La longueur totale du tube en silicone dans un seul circuit est estimé à 1 m.

La perte de charge linéaire dans un conduite est donnée par :

$$\Delta P = f \frac{4L}{D_h} \frac{\rho v_m^2}{2g_c} \quad (3.26)$$

Où,

f est le coefficient de perte de charge linéaire (sans dimension), généralement il dépend du nombre de Reynolds et de la géométrie de la section du passage de la conduite. Dans les écoulements turbulents, f est aussi dépendant à la rugosité de la surface intérieure de conduite.

Pour le calcul du coefficient de perte de charge linéaire f on doit connaitre le régime de l'écoulement :

$$R_e = \frac{\rho v_m D_h}{\mu} = 3506.94$$

On remarque que $R_e < 2000$ ce qui justifie bien le type d'écoulement turbulent, donc la valeur du coefficient de perte de charge linéaire sera lu à partir du diagramme de Moody (Fig.), pour $R_e = 3506.94$ et $\frac{e}{D_h} = 0.0001$ la valeur lue est 0.04.

On obtient : $\Delta P_L = 823.03$ Pa.

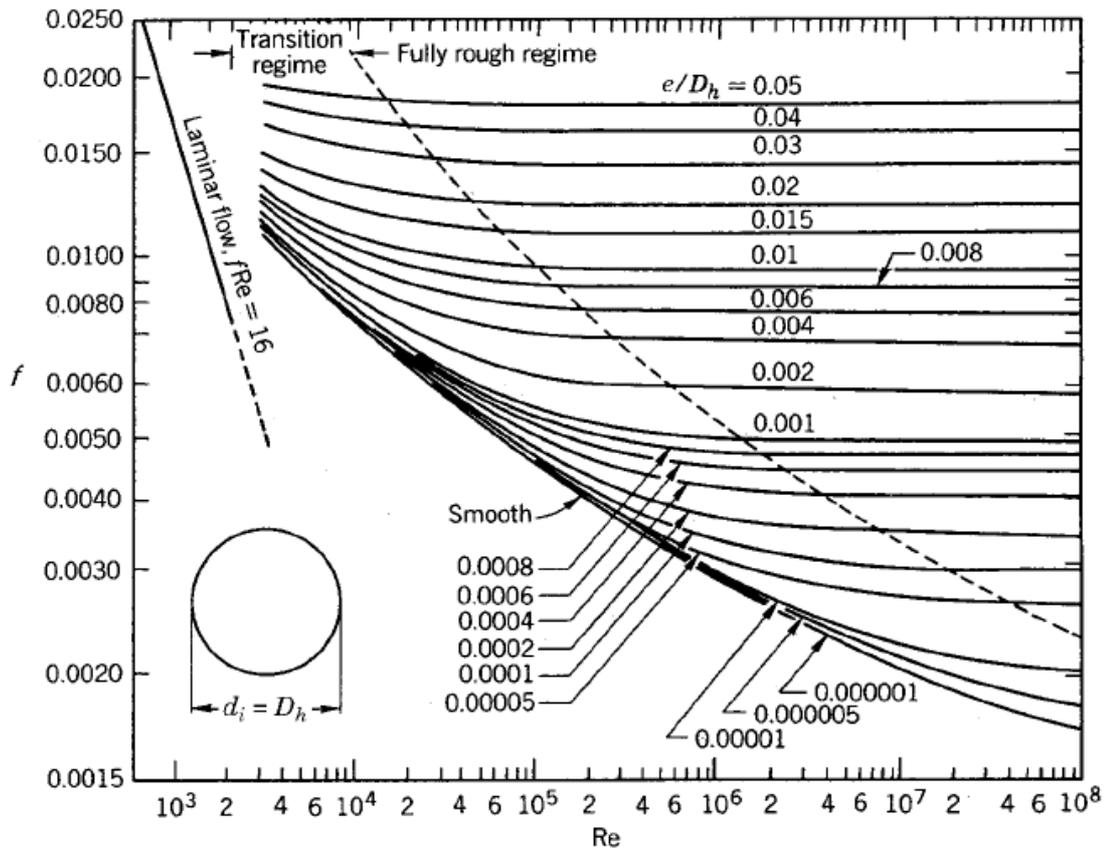


Figure 3.6 : Le coefficient de perte de charge linéaire f en fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité relative de la conduite (Le diagramme de Moody) [45].

3.1.3.2 Calcul de la perte de charge singulière

La chute de pression liée à une singularité peut être calculée par la relation suivante :

$$\Delta P_S = K \frac{\rho v_m^2}{2g_c} \quad (3.27)$$

Avec :

ρ : la densité du fluide évaluée à la température locale et à la pression moyenne ;

v_m : la vitesse moyenne de l'écoulement (évaluée à l'entrée de la singularité) ;

K : le coefficient de perte de charge singulière.

Notre dispositif contient deux circuits hydrauliques et chaque circuit contient :

- ✓ Deux électrovannes ($K_{\text{électrovanne}} = 0.5$) ;
- ✓ Deux coudes à 90° ($K_{\text{coude à } 90^\circ} = 1.3$) ;
- ✓ Deux coudes arrondis avec un rapport $\frac{R}{D} = 1.5$ ($K_{\text{coude arrondi}} = 0.4$);
- ✓ Deux bifurcations arrondies avec un rapport $\frac{R}{D} = 1$ ($K_{\text{bifurcation arrondie}} = 0.25$).

Les coefficients pertes de charge singulieres pour des conduites de section circulaire sont indiqués dans le tableau b. de l'annexe B.

Toutes les singularités ont le même diamètre et le débit du fluide qui circule dans chacune est constant donc on peut exprimer la perte de charge singuliere totale comme suit :

$$\Delta P_S = \sum K_i \frac{\rho v_m^2}{2g_c}$$

$$\Delta P_S = 252.05 \text{ Pa}$$

Où,

$$v_m = \frac{Q_v}{S} = 0.2928 \text{ m/s.}$$

3.1.4 Calcul de perte de charge dans le régénérateur

On calcule la perte de charge dans un seul passage pour ce faire on doit connaitre le régime de l'écoulement :

en calculant le nombre de Reynolds par le biais de la formule suivante :

$$R_e = \rho \cdot v_{moy} \frac{D_h}{\mu} \tag{3.28}$$

$$D_h = \frac{4S_R}{P_R} = 2a$$

$$D_h = 0.2 \text{ mm.}$$

On obtient :

$$R_e = 11.98.$$

Dans la gamme des débits qui nous intéressent, le régime d'écoulement est laminaire. Les pertes de charges linéaires dues aux frottements peuvent être déterminées par l'expression :

$$\Delta P = \rho \frac{64}{R_e} \frac{L}{D_h} \frac{v_{moy}^2}{2}$$

$$\Delta P = 4006.68 \text{ Pa (dans un seul passage).}$$

Puisque le régénérateur contient 46 passages, la perte de charge totale dans le régénérateur devient :

$$\Delta P_R = 46 \times \Delta P$$

$$\Delta P_R = 184307.28 \text{ Pa.}$$

3.1.5 Calcul des pertes de charge dans les échangeurs de chaleur

3.1.5.1 procédure de calcul

dans un échangeur de chaleur à plaques de type compact, les pertes de charge sont calculées de la manière suivante :

On calcule la vitesse massique à travers le panneau d'accès comme suit :

$$G_p = \frac{\dot{m}}{(\pi/4)D_p^2} \quad (\text{Kg/m. s}^2) \quad (3.29)$$

Avec :

\dot{m} : Le débit massique de fluide (Kg/s).

D_p : Le diamètre du panneau d'accès (m).

Puis, nous calculons la vitesse massique à travers un passage en utilisant la formule suivante :

$$G = \frac{\dot{m}}{A_o} \quad (\text{Kg/m. s}^2) \quad (3.30)$$

$$\text{Où, } A_o = N_p \times w \times a \quad (3.31)$$

Avec :

N_p : Nombre des passages dans chaque coté.

w : la largeur des plaques (m).

a : L'épaisseur des passages (m).

Par la suite, on calcule le nombre de Reynolds et le coefficient du frottement comme suit :

$$Re = GD_h/\mu \quad (3.32)$$

Le coefficient du frottement pour les plaques en chevron est calculé par la corrélation suivante [45] :

$$f = 0.8Re^{-0.25} \quad (3.33)$$

Finalement les pertes de charge dans un échangeur à plaques type compact sont données par [45] :

$$\Delta P_E = \frac{1.5G_p^2 n_p}{2g_c \rho_{f_i}} + \frac{4fLG^2}{2g_c D_e} \left(\frac{1}{\rho_f} \right)_m + \left(\frac{1}{\rho_{f_o}} - \frac{1}{\rho_{f_i}} \right) \frac{G^2}{g_c} + \frac{\rho_{f_m} g L}{g_c} \quad (3.34)$$

Mais on ne prend pas en compte le terme qui exprime la perte de charge due à l'effet de moment $\left(\left(\frac{1}{\rho_{f_o}} - \frac{1}{\rho_{f_i}} \right) \frac{G^2}{g_c} \right)$ car la différence entre la densité d'entrée et de sortie du fluide caloporteur (eau + antigel) est négligeable. Donc les pertes de charge dans l'échangeur de chaleur coté fluide caloporteur froid sera données par :

$$\Delta P_E (\text{coté fluide caloporteur}) = \frac{1.5G_p^2 n_p}{2g_c \rho_f i} + \frac{4fLG^2}{2g_c D_e} \left(\frac{1}{\rho_f}\right)_m + \frac{\rho_f m g L}{g_c} \quad (3.35)$$

➤ **données du problème**

les données sont résumés dans le tableau (3.4) ci-dessous :

Tableau 3.4 : Données du problème relatives au calcul des pertes des charges dans les échangeurs.

	Echangeur froid	Echangeur chaud
Nombre des passages dans chaque coté N_p	17	30
La longueur de l'échangeur L (m)	0.0631	0.0805
Le diamètre du panneau d'accès D_p (m)	0.01	0.01
L'épaisseur d'un passage a (mm)	1.86	1.34
Le diamètre hydraulique (m)	3.72	2.68
Le débit massique de fluide (g/s)	27.6	27.6
Le débit massique de l'air (g/s)	9.938	11.32
La masse volumique du fluide ρ_f (Kg/m ³)	1200	1200
La masse volumique de l'air ρ_a (Kg/m ³)	1.2117	1.2117
Viscosité dynamique du fluide μ_f (Kg/m.s)	1.0019×10^{-3}	1.0019×10^{-3}
Viscosité dynamique de l'air μ_a (Kg/m.s)	181.18×10^{-7}	181.18×10^{-7}

3.1.5.2 Résultats du calcul des pertes de charge dans les échangeurs

Les résultats du calcul qui a été fait sont résumés dans le tableau suivant :

Tableau 3.5 : Résultats concernant les pertes de charge dans les échangeurs.

	Echangeur froid		Echangeur chaud	
	fluide	air	fluide	air
La surface d'échange totale A_o ($m^2 \times 10^{-3}$)	1.995	1.995	3.236	3.236
La vitesse massique à travers le panneau G_P ($Kg/m.s^2$)	531.41	126.53	531.41	144.13
La vitesse massique à travers les passages G ($Kg/m.s^2$)	13.835	4.981	8.53	3.50
Le nombre de Reynolds R_e	51.369	1022.7	22.81	517.95
Le coefficient du frottement f	0.2988	0.141	0.366	0.168
La perte de charge ΔP_E (Pa)	826.161	99.47	1124.26	103.379

3.1.6 Calcul de la puissance de la pompe

Dans le cas de notre dispositif de réfrigération à faibles débits et Compte tenu de la spécificité de l'écoulement et des contraintes liées au cycle AMRR, le choix de la pompe type péristaltique (Fig. 3.6) est bien justifié. En effet, ce genre de pompe permet un contrôle du débit par simple variation de la tension d'alimentation de son moteur, et que le seul élément de la pompe en contact avec le produit pompé est l'intérieur du tube. Ce qui permet de déplacer des liquides ou des gaz sans risque de contamination de ces fluides, ni de détérioration de la pompe (fluides corrosifs, produits chimiques actifs, etc.).

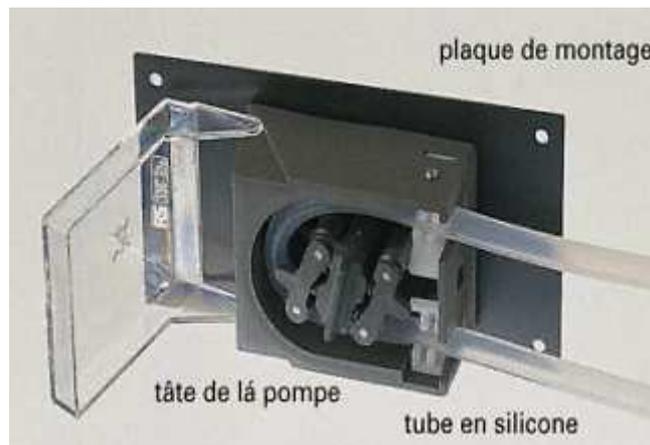


Figure 3.7 : Pompe péristaltique.

La puissance d'une pompe est donnée par l'équation suivante :

$$P = \frac{Q_v \Delta P}{\eta_p} \quad (3.36)$$

$$\Delta P = (\Delta P_L + \Delta P_S + \Delta P_R + \Delta P_E) \quad (3.37)$$

Où :

ΔP_L : les pertes de charges linéaires dans les conduites ;

ΔP_S : la perte de charge singulière totale dans les conduites ;

ΔP_R : la perte de charge dans le régénérateur ;

ΔP_E : la perte de charge dans l'échangeur de chaleur ;

η_p : le rendement de la pompe.

On calcule la puissance de cette pompe péristaltique à partir de l'équation :

$$P_{\text{péristaltique}} = \frac{Q_{v_f} \Delta P}{\eta_p} \quad (3.38)$$

Où :

$$\Delta P = (\Delta P_L + \Delta P_S + \Delta P_R + \text{MAX } \Delta P_E(\text{coté fluid})) = 186.507 \text{ KPa.}$$

$$Q_{v_f} = 23 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s.}$$

Pour un rendement $\eta_p = 0.9$:

$$P_{\text{péristaltique}} = 4.77 \text{ watts.}$$

Donc on va utiliser une pompe péristaltique d'une puissance de l'ordre de 5 W.

3.1.7 Calcul de la puissance de la fan utilisée pour circuler l'air

La puissance de la fan est à travers l'équation :

$$P_{fan} = \frac{Q_{v_a} \Delta P_E(\text{coté l'air})}{\eta_f} \quad (3.39)$$

Où,

$\Delta P_E(\text{coté l'air})$: Les pertes de charge dans le coté de l'air (KPa).

Q_{v_a} : le débit volumique de l'air entrant (m^3/s).

Les données nécessaires pour la détermination des puissances des fans sont résumées dans le tableau suivant :

Tableau 3.6 : Données du problème relatives au calcul des puissances des fans.

données	Echangeur froid	Echangeur chaud
Le débit Q_{v_a} (m^3/s).	8.202×10^{-3}	9.342×10^{-3}
Les pertes de charge coté de l'air (Pa)	99.47	103.379

Après le calcul on a obtenu :

✓ Pour l'échangeur froid :

$$\eta_f P_{fan} = 0.816 \text{ w.}$$

✓ Pour l'échangeur chaud :

$$\eta_f P_{fan} = 0.966 \text{ w.}$$

On met une fan d'une puissance de 1.5 Watts semble suffisante pour faire circuler l'air dans chaque échangeur de chaleur.

3.1.8 Dimensionnement du vérin pneumatique

Le choix du vérin est principalement orienté par deux grandeurs à savoir la course et la force fournie.

En effet, le vérin doit pouvoir fournir une force suffisante pour vaincre les forces d'interactions entre le bloc actif et l'aimant au cours du déplacement .ainsi le diamètre minimal du vérin est donné par :

$$\varnothing_{min} = \sqrt{\frac{4F_{max}}{\pi.P}} \quad (3.40)$$

Avec :

F_{max} : la force maximale (estimée à 300 N) [Annexe C].

P : la pression disponible dans la conduite.

La pression d'utilisation étant la pression relative (ou manométrique) disponible à l'entrée de l'installation.la pression de 6 bars est considérée comme référence pour indiquer les caractéristiques de débits, c'est pourquoi des nombreux constructeurs donnent les caractéristiques de leurs produits à cette pression.

On fait un choix d'un Vérins simple effet (VSE), car les vérins simple effet (VSE) sont économiques, et la consommation de fluide est réduite, les courses proposées sont limitées (jusqu'à 100 mm).

$$\varnothing_{min} = 25.24 \text{ mm}$$

Le choix d'un diamètre standard de 32 mm semble suffisant et le réglage des forces se fait par la pression .pour assurer une désaimantation parfaite du matériau, on doit disposer d'une course minimale supérieure à 50 mm.

3.2 Contrôle de cycle AMRR

Comme on l'a expliqué précédemment, le principe AMRR utilisé dans notre dispositif exige une succession d'opérations réglées à des dixièmes de seconde près .un programmable permet de régler les paramètres du cycle AMRR. Ces paramètres sont au nombre de quatre : débit de la pompe, temps d'aimantation, temps de d'activation de la pompe.

Les automates sont constitués par des ensembles de relais pré-programmable. La programmation des contrôleurs se fait par ordinateur à l'aide du logiciel fourni par le producteur des automates. Une liaison par le port série de l'ordinateur permet la transmission de l'architecture codée du programme vers l'automate. Le temps d'exécution d'une instruction est de l'ordre de 100 ms, ce qui impose une limite à la fréquence de cycle.

Le schéma de la figure (3.7) illustre le contrôle du cycle AMRR par automates.

L'automate1 pour le contrôle du vérin pneumatique et pour la détermination de la durée du cycle.une liaison numérique transmet un signal de synchronisation vers l'automate 2 qui de sa part assure la commande adéquate de la pompe péristaltique.

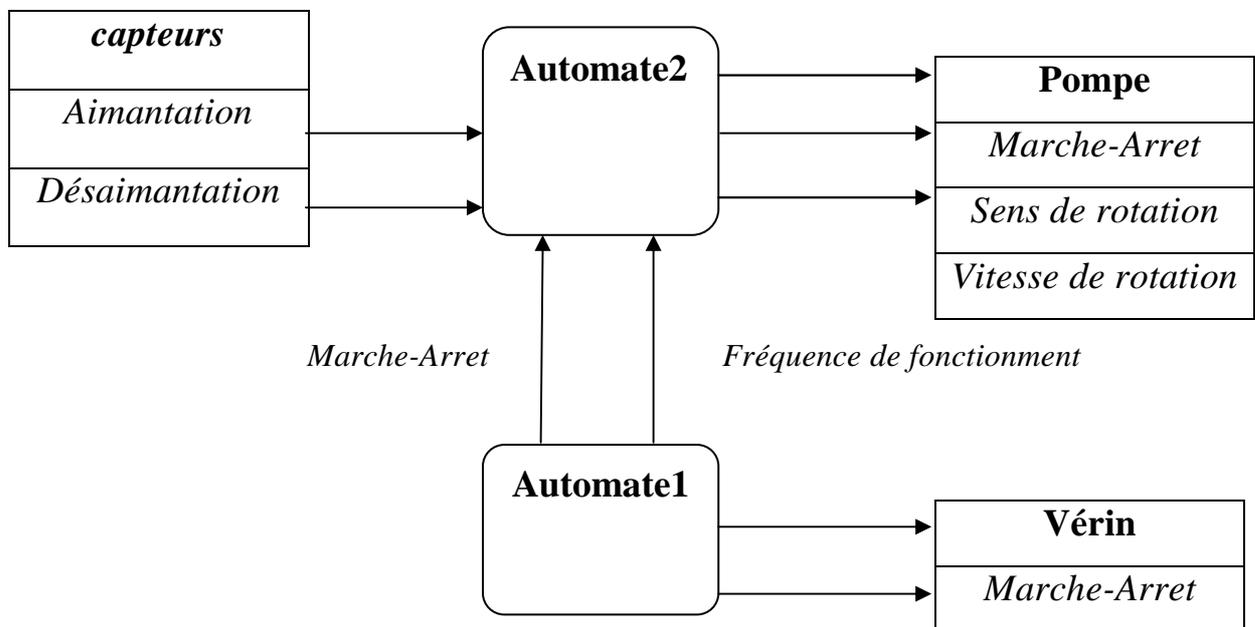
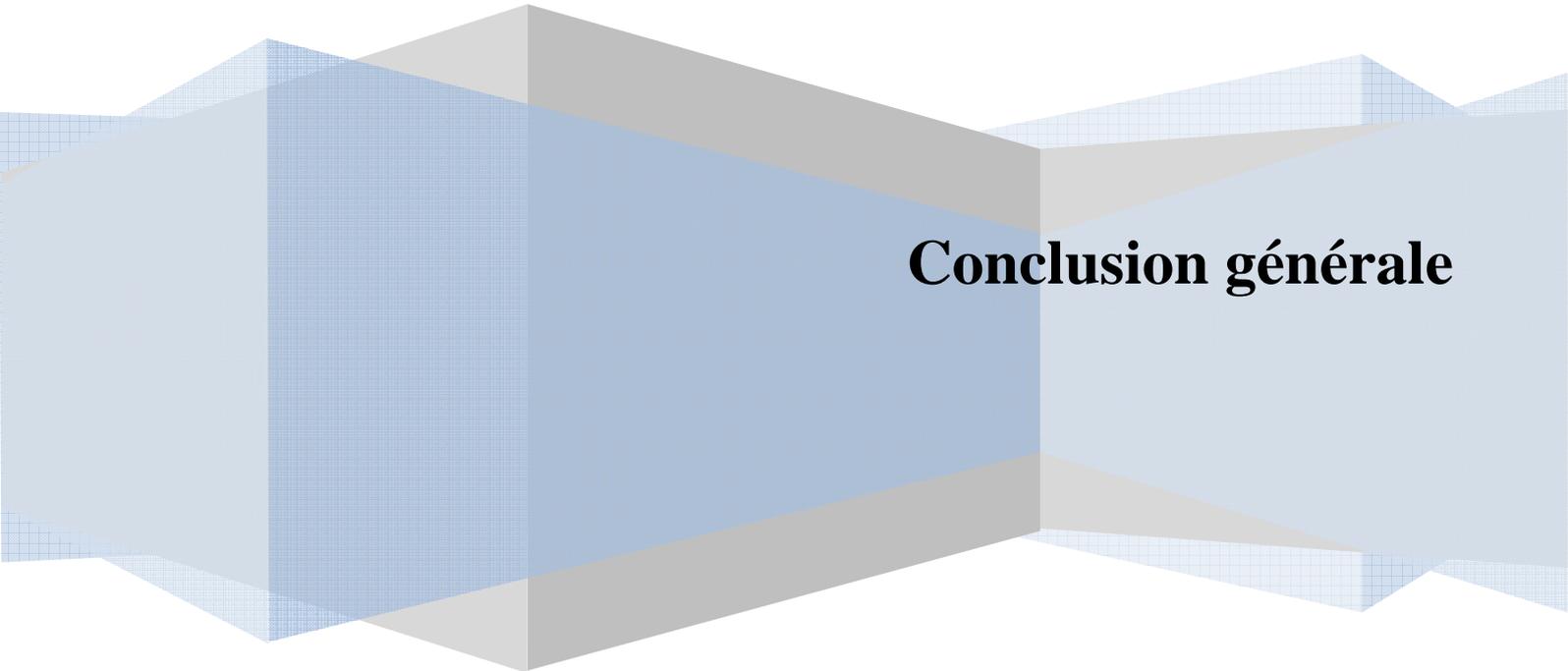


Figure 3.8 : Schéma de controle de cycle AMRR.

Conclusion générale



Conclusion générale

Conclusion générale

Le travail réalisé au cours de ce mémoire porte sur la réfrigération magnétique à température ambiante. Elle est prometteuse et devrait permettre de réaliser des systèmes compacts et à haute efficacité énergétique tout en préservant l'environnement. Elle répond de ce fait aux préoccupations actuelles relatives à la maîtrise et l'économie de l'énergie et à la réduction des gaz à effet de serre. Cependant c'est une thématique émergente qui malgré l'importance et la richesse des travaux de recherche réalisés ces dernières années reste encore "vierge". La rupture technologique qu'elle offre nécessite de lever un certain nombre de verrous scientifiques et techniques relatifs au matériau et au système.

La modélisation thermique du cycle AMRR, a révélé son comportement spécifique, à savoir l'amplification du gradient thermique le long du régénérateur. On a pu vérifier le principe physique de la régénération active, expliqué précédemment.

L'influence des paramètres du cycle AMRR sur les performances thermiques intervient à la fois sur l'écart température ΔT et la puissance froide, cela complique le choix des paramètres optimaux. En effet, ΔT et la puissance froide varient en sens opposé en fonction des paramètres du cycle. Ainsi par exemple, la diminution du débit du fluide s'accompagne d'une diminution des échanges entre le fluide et le matériau, ce qui favorise l'augmentation de l'écart de température au détriment de la puissance froide. Cependant, à géométrie donnée et écart de température imposé, il existe un débit optimisant la puissance froide.

Suivant les critères de dimensionnement, un calcul géométrique et thermique a été fait pour les éléments essentiels composant notre dispositif de réfrigération magnétique. Nous nous sommes focalisé sur le régénérateur, les échangeurs de chaleur et les pompes.

Nous espérons avoir posé, par ce travail, les jalons des systèmes de réfrigération magnétique qui permettront à des recherches ultérieures d'approfondir un

ou plusieurs des systèmes proposés ou dans le cas échéant proposer un banc d'essai, pour l'étude des performances magnéto-caloriques du Gd et ses alliages, et de s'en inspirer pour faire la conception de nouveaux systèmes et de les réaliser.

Bibliographies

- [1] Smaili, A., Chahine, R., Thermodynamic investigations of optimum active magnetic regenerators. 1998, *Cryogenics*, vol. 38, pp 247-252.
- [2] Yu, B.f., Gao, Q., Zhang, B., Meng, X.Z., Chen, Z., Review on Research Of Room Temperature Magnetic Refrigeration. 2003, *International Journal Of Refrigeration*, Vol.26, pp 622-636.
- [3] Shanov, B., Contribution à l'Etude d'un Dispositif de Réfrigération Magnétique. 2004, *Projet de fin d'étude*, LEG.
- [4] Zimm, C., Jastrab, A., Sternberg, A., Pecharsky, V.K., Gschneider, Jr., Osborne, M., Anderson, I., Description and performance of near-room temperature magnetic refrigerator. 1998, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol.43, pp.1759-1766.
- [5] Gschneidner, Jr K.A., Pecharsky, V.K., Tsokol, A., Recent developments in magnetocaloric materials. 2005, *Rept. Prog. Phys.*, Vol.68, 1479.
- [6] Egolf, P.W.Ed., 1st International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature. 2005, *Institut International du Froid*, Paris.
- [7] De Lacheisserie, E.T., *Magnétisme tome 1 : Fondements*. 2000, EDP Sciences, ISBN 2-86 883-464-7.
- [8] Allab, F., Lebouc, A., Fournier, J.M., Yonnet, J.P., Fruchart, D., Gignoux, D., *Réfrigération magnétique : caractérisation des matériaux à EMC géant*. 2003, *Conférence EF'2003*, Gif-sur-Yvette.
- [9] Pesty, F., *Études calorimétriques des comportements multicritiques des phases ondes de densité de spin dans un composé moléculaire*. 1993, *Habilitation à diriger des recherches*, université Paris-Sud.
- [10] Tishin, A.M., *Hand Book of Magnetic Material Vol.12*. 1999, Ed. Bus chow K.H.J., North Holland, Amsterdam.
- [11] Allab, F., *Conception et réalisation d'un dispositif de réfrigération magnétique basé sur l'effet magnéto-calorique et dédié à la climatisation automobile*, 2008, *Thèse de Doctorat*, Institut National Polytechnique de Grenoble.

Bibliographies

- [12] Pecharsky, V.K., Gschneider, K.A. Jr., Magnetocaloric Effect and Magnetic Refrigeration. 1999, JMMM 200, pp 44-56.
- [13] Pnomarev, B.K., Apparatus for measuring the magnetocaloric effect in metal specimens in pulsed up 0 to 8 T. 1983, Instrum. Exp. Tech., Vol.26, pp 659-662.
- [14] Gopal, Br., Chahine, R., Bose, T.K., A sample translatory type insert for automated magnetocaloric effect measurements. 1997, Rev. Sci. Instrum., Vol.68, pp 1818-1822.
- [15] Kato, H., Nara, K., Okaji, M., Instrumentation for highly sensitive measurement of magnetocaloric effect : application to high T_c superconductors. 1991, Cryogenics, Vol.31, pp 425-430.
- [16] Pecharsky, V.K., Gschneider, K.A. Jr., Giant Magnetocaloric Effect of optimally prepared Gd₅Si₂Ge₂. 2003, J. Appl. Phys., Vol.93, pp 4722-4728.
- [17] Pecharsky, V.K., Gschneider, K.A. Jr., Some common misconceptions concerning magnetic refrigerant materials. 2001, J. Appl. Phys., Vol.90, pp 4614-4622.
- [18] Tegus, O., Brück, E., Buschow, K.H.J., De Boer, F.R., Transition-metal-based magnetic refrigerants for room temperature applications. 2002, Nature, Vol.415, pp 150-151.
- [19] Materials For Magnetic Refrigeration. Advances in Cryogenic Engineering, Vol.43, pp 1729-1736.
- [20] Fujita, A., Fujieda, S., Fukamichi, K., Large magnetocaloric effect in La (FexSi_{1-x})₁₃ Itinerant-electron metamagnetic compounds. 2002, Applied Physics Letters, Vol.81, pp 1276-1278.
- [21] Wada, H., Tanabe, Y., Giant Magnetocaloric effect of MnAs_{1-x} Sb_x. 2001, Applied Physics Letters, Vol.79, pp 3302-3304.
- [22] Bacmann, M., Soubeyroux, J.L., Barrett, R., Fruchart, D., Zach, R., Niziol, S., Fruchart, R., Magnetoelastic Transition and Antiferro-ferromagnetic Ordering in the System MnFeP_{1-y}As_y. 1994, JMMM,134, pp 59-67.

Bibliographies

- [23] Allab, F., Conception et réalisation d'un dispositif de réfrigération magnétique basé sur l'effet magnéto-calorique et dédié à la climatisation automobile. 2008, Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble.
- [24] Kittel, C., (trad. Bardou, N., Kolb, E.), Physique de l'état solide [Solid state physics], 1998.
- [25] <http://www.arti-21cr.org/research/ongoing/Astronautics-040107.pdf>.
- [26] <http://www.mech.ubc.ca/FCH2/Publications>.
- [27] Bohigas, X., Molins, E., Roing, A., Tejada, J., Zhang, X.X., Room Temperature Magnetic Refrigerator Using Permanent Magnets. 2000, IEEE Trans. Mag., Vol.36 no 3, pp 538-544.
- [28] <http://www.arti-21cr.org/research/ongoing/Astronautics-040107.pdf>.
- [29] Okamura, T., Yamada, K., Hirano, N., Nagaya, S., Performance of a room temperature rotary magnetic refrigerator. 2006, International Journal of Refrigeration, Vol.29, pp 1327-1331.
- [30] Okamura, T., Yamada, K., Hirano, N., Nagaya, S., Improvement of 100W class room temperature magnetic refrigerator. 2007, Second IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature Portoroz, 11-13, Slovenia.
- [31] Kitanovski, A., Egolf, P.W., 2006, International Journal of Refrigeration, Vol.29, pp 3-21.
- [32] YU, B.F., GAO, Q., CHEN, Z., Review on research of room temperature magnetic refrigeration. 2003, International Journal of Refrigeration, Vol.26, pp 622-636.
- [33] Bouchard, J., Nesreddine, H., Chahine, R., Impact of demagnetization on magnetocaloric effect in pure gadolinium. 1st International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature Materials 1B1, 2005, pp 1-5, Montreux.
- [34] Pillet, M., Les Plans d'Expériences par la Méthode TAGUCHI. 1997, Les Editions d'Organisation, ISBN 2-70-812031-X.

Bibliographies

- [35] Pecharsky, V.K., Gschneider, K.A. Jr., Giant magnetocaloric effect of optimally prepared $Gd_5Si_2Ge_2$, 2003, J. Appl. Phys. Vol.93, pp 4722-4728.
- [36] Tegus, O., Brück, E., Buschow, K.H.J., De Boer, F.R., Transitionmetal based magnetic refrigerants for room temperature applications. 2002, Nature, Vol.415, pp 150-151.
- [37] Zhou, X., Li, W., Kunkel, H.P., Williams, G., Influence of the nature of the magnetic phase transition on the associated magnetocaloric effect in the NiMnGa system. 2005, J. Magn. Mater., Vol.293, pp 854-862.
- [38] Incropera, F.P., De Witt, D. P., Fundamentals of Heat and mass transfer. 2002, 5th Ed, John Wiley & Sons.
- [39] futura-sciences 03.10.06.
- [40] Rowe, A.M., Barclay, J.A., Design of an active magnetic regenerator test apparatus. 2002, Proceedings of the Engineering Conference, Vol.47.
- [41] Bianchi, A.M., Fautrelle, Y., Etay, J., Transferts thermiques. 2004, 1^{ère} édition, Presses polytechnique et universitaires romandes, Lausanne, ISBN 2-88074-496-2.
- [42] Pecharsky, V. K., Gschneider, K. A., Advanced magnetocaloric materials: What does the future hold?. 2006, International Journal of Refrigeration, Vol.29, pp 1239-1249.
- [43] Lee, S.J., Kenkel, J.M., Pecharsky, V.K., Jiles, D.C., Permanent Magnet Array For Magnetic Refrigerator. 2002, J. Appl. Phys., Vol.91, pp 8894-8896.
- [44] Engelbrecht, K.L., Nellis, G.F., Klein, S.A., Boeder, A.M., Modeling Active Magnetic Regenerative Refrigeration Systems. September 2005, International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, 27-30, Montreux, Switzerland.
- [45] Ramesh, K., Sekulic, P., fundamentals of heat exchanger design. 2003, John Wiley & Sons.

ANNEXE A : Les facteurs de friction et valeurs du nombre de nusselt d'un écoulement laminaire pour différents sections [38].

Cross Section	$\frac{b}{a}$	$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$		$f Re_{D_h}$
		(Uniform q_w'')	(Uniform T_w)	
	—	4.36	3.66	64
	1.0	3.61	2.98	57
	1.43	3.73	3.08	59
	2.0	4.12	3.39	62
	3.0	4.79	3.96	69
	4.0	5.33	4.44	73
	8.0	6.49	5.60	82
	∞	8.23	7.54	96
	∞	5.39	4.86	96
	∞	5.39	4.86	96
	—	3.11	2.49	53

Used with permission from W. M. Kays and M. E. Crawford, *Convection Heat and Mass Transfer*, 3rd ed. McGraw-Hill, New York, 1993.

ANNEXE B : Pertes de charges singulières pour des conduites de section circulaire [45].

