

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

Ecole Doctorale Energies Renouvelables

Pôle



Ecole Nationale Polytechnique  
Département d'Electronique



Centre de développement des Energies  
Renouvelables

## Mémoire de Magister

### Liquéfaction du Gaz Naturel par le procédé de la Réfrigération Magnétique

Présenté par :  
Mr BELKADI Mustapha

Proposé et dirigé par :  
Pr SMAILI Arezki

Mémoire  
Présenté pour l'obtention du diplôme de Magister en Photo-thermique

Soutenu le 07 Février 2012 devant le Jury :

	Nom	Prénom	Grade / Etablissement
Président	AIT ALI	Mohand Ameziane	Professeur / ENP
Rapporteur	SMAILI	Arezki	Professeur / ENP
Examineurs	BOUHDJAR	Amor	Directeur de Recherche / CDER
	OUALLI	Hamid	Maître de Conférences A / EMP
	ATIF	Abdelmadjid	Maître de Conférences A / USTHB

## Dédicace

*Je dédie ce modeste travail:*

*À la mémoire de mon père.*

*À ma mère en témoignage de son amour et ses sacrifices sans limites. Elle a réussi à nous inculquer les meilleures des valeurs et surtout l'amour du savoir.*

*À la mémoire de mon frère aîné qui fut à l'origine de mon ouverture sur l'environnement du savoir.*

*À mon frère Omar et ses enfants: Sara, Ikrame, Fatma-Zohra et Mohamed.*

*À ma sœur Fatima et ses enfants: Fatma, Azeddine, Said, R'biha, Amina et Merieme.*

*À ma femme qui fut à l'origine de mon épanouissement.*

*À la lumière de ma vie mon petit ange Ahmed Nadjemeddine.*

*À mes neveux et nièces: Djamel, Ahmed, Razika, A/Nacer, Said, Mourad, Fouzia, Rabar et Abdou.*

*À tous mes oncles, tantes, belles sœurs, cousins et cousines.*

*À tous mes amis: Soufik, Kamel, Salim et Abdelskader,...*

*À tous mes amis d'enfance: Kouider, Mostache, Moh, Madani,...*

*À tous mes collègues de travail...*

*À toute ma famille, mes proches et mes connaissances...*

*BELKADI Mustapha*

## **Remerciements**

*Je remercie en premier lieu, mon Directeur de recherche, Monsieur SMAILLI Arezki, Professeur à l'Ecole Nationale Polytechnique, pour m'avoir encadré, pour l'échange de vues permanent, pour ses appréciables contributions et son aide efficace dans la réalisation de ce mémoire.*

*Je tiens à remercier Monsieur AIT ALI Mohand Ameziane, Professeur à l'Ecole Nationale Polytechnique, pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury de ce mémoire*

*Je remercie également Messieurs BOUHDJAR Amor, Directeur de Recherche au Centre de Développement des Energies Renouvelables, OUALLI Hamid, Maître de Conférences à l'Ecole Militaire Polytechnique et ATIF Abdelmadjid, Maître de Conférences à l'Université des Sciences et Technologies Houari Boumediene, pour m'avoir honoré et accepté d'examiner ce travail.*

*J'exprime ma gratitude à tous les enseignants de l'Ecole Doctorale "Energies Renouvelables" qui ont participé à ma formation.*

*Je remercie aussi tous les responsables de la Division Exportations Gaz de l'Activité Commercialisation de Sonatrach, en particulier Monsieur TEZKRATT Slimane, Directeur Opérations Gaz et Transport Maritime et Monsieur MAOUCHI Lakhdar, Chef de Département Opérations GNL, pour leurs encouragements et l'intérêt porté à la formation du personnel.*

*Je tiens à exprimer ma reconnaissance à mes collègues du Département Opérations GNL, Monsieur MEBERBECHE Smail, Madame El-OSMANI Nada et Madame CHERGUI Nacéra, pour leurs aides dans le travail durant toute la période de préparation de ce mémoire.*

*Je remercie en particulier Madame TAZAIRT Wahiba, Assistante Etudes Technico-commerciales au sein du Département Opérations GNL, pour les corrections qu'elle a bien voulu apporter à ce document.*

*J'adresse enfin mes remerciements à tous mes collègues de travail, en particulier Monsieur SLATNI El-Hadi, Monsieur BOURAHLA Tarek Djamel Eddine, Madame ZAAF Nassima et Madame HAMBLLI Anissa, Pour leurs aides et contributions au bon déroulement de ce travail, et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.*

## ملخص

الهدف المرجو من هذه الدراسة هو تقييم مردودية وتصميم جهاز تبريد مغناطيسي لتميع الغاز الطبيعي يعمل على اساس الاثر المغناطو-حراري لبعض المعادن. هذا الجهاز يتكون من عنصر فعال، سائل حراري ومولد للحقل المغناطيسي. في إطار العمل، تم اولا معالجة ظاهرة التبريد المغناطيسي باعتبار جملة من المعادلات الرياضية الخاصة بحفظ الطاقة داخل المواد الصلبة و المائعة من اجل تقييم حالة انتقال الطاقة من و إلى المادة المائعة عند مرورها داخل المعدن. بعدها تم انجاز دراسة تفصيلية لعدة تصميمات للجهاز بالاعتماد على البرنامج المعلوماتي Hysys ، وهذا للحصول على التصميم الاكثر فعالية لانتاج كمية معتبرة من الغاز الطبيعي المميع. تم الحصول على مردودية عالية لبعض التصميمات تصل الي 81 % من مردود كارنو. مقارنة بالاجهزة الكلاسيكية سجلنا محدودية في كمية الغاز المميع المنتجة حيث لم تتجاوز 4,85 كغ في اليوم تم انتاجها بجهاز مغناطيسي يعمل تحت ضغط عالي 36 ض.ج وهذا تحت تأثير حقل مغناطيسي بقيمة 5 تسلا.

**المفاتيح :** التبريد المغناطيسي، الأثر المغناطو-حراري، نظرية الحقل الجزيئية ، جهاز تميع مغناطيسي، تميع الغاز، الغاز الطبيعي المميع.

## Résumé

Le travail réalisé dans le cadre de cette étude a pour objectif l'évaluation de performances et le dimensionnement d'un système de réfrigération magnétique (RM) appliqué à la liquéfaction du gaz naturel (i.e. liquéfacteur magnétique). Un tel dispositif consiste essentiellement en un régénérateur magnétique, un fluide caloporteur et une source de champ magnétique. La première partie du travail portait sur la modélisation du cycle thermomagnétique de RM en considérant les équations d'énergie gouvernant les échanges de chaleur entre le fluide et le solide dans le régénérateur magnétique. La deuxième partie a été consacrée à l'analyse de performance et au dimensionnement du liquéfacteur magnétique. A cet effet, à l'aide du logiciel Hysys de nombreuses configurations du liquéfacteur magnétique ont été simulées et étudiées, et ce, afin de déterminer les configurations optimales susceptibles de produire d'appréciables quantités de gaz naturel liquéfié (GNL). Des configurations hautement efficaces ont été trouvées; des performances ayant des valeurs jusqu'à 81% de celle du cycle de Carnot correspondant. Toutefois, en comparaison avec des liquéfacteurs conventionnels à gaz, les débits de GNL trouvés sont limités; des valeurs inférieures à 4.85 kg/jour obtenues sous des hautes pressions d'opération du gaz naturel (de l'ordre 36 bars) et pour un champ magnétique appliqué de 5T.

**Mots clés :** Réfrigération magnétique, Effet magnétocalorique, Régénérateur magnétique actif, Théorie du champ moléculaire, liquéfaction des gaz, GNL.

## Abstract

This work deals with the assessment of performances and the design of a magnetic refrigeration (MR) system for natural gas liquefaction (i.e. natural gas magnetic liquefier) Such a device consists mainly of a magnetic regenerator, a heat transfer circulating fluid, and a magnetic field source. The first part of the work has focused on MR cycle modelling by considering the energy equations of fluid and solid which describe heat exchanges within the magnetic regenerator. The second part was devoted to performance analysis and thermal design of the magnetic liquefier. For this purpose, by using Hysys software a number of magnetic liquefier configurations have been simulated and investigated in order to determine the more promising ones that can produce appreciable amounts of liquefied natural gas (LNG). Highly efficient configurations have been found, showing cycle performances up to 81% of that of the corresponding Carnot cycle. However, in comparison to conventional gas liquefiers, limited flow rates of LGN, up to 4.85 kg/day, have been obtained under higher operating natural gas pressure (of 36 bars) and for an applied magnetic field of 5 T.

**Key words:** Magnetic Refrigeration, Magnetocaloric Effect, Actif Magnetic Regeneration, Molecular Feild Theory, Gas Liquefaction, LNG.

## Liste des Figures

<b>Fig. 1.1</b> : Evolution de la consommation mondiale en énergie primaire	7
<b>Fig. 1.2</b> : Chaîne de liquéfaction du gaz naturel	8
<b>Fig. 1.3</b> : Cycle de liquéfaction de Joule-Thomson	9
<b>Fig. 1.4</b> : Cycle cascade	10
<b>Fig. 1.5</b> : Cycle Pritchard	11
<b>Fig. 1.6</b> : Procédé de liquéfaction MCR utilisant une série de détente et séparation liquide-vapeur	12
<b>Fig. 1.7</b> : Cycle MCR avec pré-refroidissement	13
<b>Fig. 2.1</b> : Principe de l'effet magnétocalorique	15
<b>Fig. 2.2</b> : Evolution de l'EMC du Gadolinium en fonction de la température à champ constant (2T et 5T)	19
<b>Fig. 2.3</b> : Evolution de la chaleur spécifique du Gadolinium en fonction de la température à champ constant (2T et 5T)	19
<b>Fig. 2.4</b> : Analogie entre un cycle magnétothermique et un cycle de réfrigération conventionnel	21
<b>Fig. 2.5</b> : Représentation du cycle AMR et profil associé de température le long du régénérateur	23
<b>Fig. 2.6</b> : Gradient de température dans un lit régénérateur	23
<b>Fig. 2.7</b> : Système AMR	24
<b>Fig. 2.8</b> : Représentation schématique du système magnétique de Steyert	26
<b>Fig. 2.9</b> : Dispositif de réfrigération magnétique à aimants permanents	26
<b>Fig. 2.10</b> : Système magnétique japonais	27
<b>Fig. 2.11</b> : Différentes configurations du régénérateur magnétique actif	28
<b>Fig. 3.1</b> : Bilan énergétique autour d'un volume de contrôle du fluide	31
<b>Fig. 3.2</b> : Bilan énergétique autour d'un volume de contrôle du solide	32
<b>Fig. 3.3</b> : Variation de la vitesse du fluide au cours des phases de refroidissement et de réchauffement	35
<b>Fig. 3.4</b> : Schéma d'aimantation / désaimantation du solide	35
<b>Fig. 3.5</b> : Schéma input output d'un modèle AMR	37
<b>Fig. 3.6</b> : Algorithme de calcul	41
<b>Fig. 3.7</b> : Configuration géométrique du lit régénérateur étudié	42

## Liste des Figures (suite)

<b>Fig. 3.8</b> : Evolution de la température du fluide froid en fonction du nombre de cycles sous l'effet d'un champ magnétique de 5 T pour un débit de 0.003 kg/s	43
<b>Fig. 3.9</b> : Evolution de la puissance frigorifique en fonction du débit du fluide caloporteur, obtenue à un champ magnétique de 5 T	43
<b>Fig. 3.10</b> : Evolution du COP en fonction du débit du fluide caloporteur, obtenu à un champ magnétique de 5 T	43
<b>Fig. 3.11</b> : Evolution de la puissance frigorifique en fonction du rapport L/D	45
<b>Fig. 3.12</b> : Evolution du coefficient de performance en fonction du rapport L/D	45
<b>Fig. 3.13</b> : Evolution de la puissance frigorifique en fonction du débit et de la fréquence du cycle	45
<b>Fig. 3.14</b> : Evolution du coefficient de performance en fonction du débit et de la fréquence du cycle	45
<b>Fig. 3.15</b> : Evolution de la puissance frigorifique en fonction du débit et la température de la source froide	46
<b>Fig. 3.16</b> : Evolution du coefficient de performance en fonction du débit et la température de la source froide	46
<b>Fig. 4.1</b> : Courbe de refroidissement de 1 kg/h de gaz naturel	48
<b>Fig. 4.2</b> : Schéma de principe d'un liquéfacteur magnétique à gaz à plusieurs étages	49
<b>Fig. 4.3</b> : Schéma de fonctionnement d'un étage donné	50
<b>Fig. 4.4</b> : Evolution de l'effet magnétocalorique des matériaux adoptés dans cette étude	52
<b>Fig. 4.5</b> : Evolution des Puissances $Q_H$ et $Q_C$ de l'étage 1 en fonction du débit du fluide caloporteur	54
<b>Fig. 4.6</b> : Evolution du COP de l'étage 1 en fonction du débit du fluide caloporteur	54
<b>Fig. 4.7</b> : Evolution des Puissances $Q_H$ et $Q_C$ de l'étage 2 en fonction du débit du fluide caloporteur	54
<b>Fig. 4.8</b> : Evolution du COP de l'étage 2 en fonction du débit du fluide caloporteur	54
<b>Fig. 4.9</b> : Evolution des Puissances $Q_H$ et $Q_C$ de l'étage 3 en fonction du débit du fluide caloporteur	55
<b>Fig. 4.10</b> : Evolution du COP de l'étage 3 en fonction du débit du fluide caloporteur	55
<b>Fig. 4.11</b> : Organigramme illustrant la procédure de calcul des paramètres thermique d'un cycle AMR en cascade	55

**Liste des Figures (suite)**

<b>Fig. 4.12</b> : Bilan énergétique autour de l'échangeur froid de l'étage 3 (Sortie GNL)	56
<b>Fig. 4.13</b> : Bilan énergétique autour de l'échangeur chaud de l'étage 1 (Entrée charge GN)	58
<b>Fig. 4.14</b> : Simulation par le logiciel Hysys d'un seul étage du liquéfacteur magnétique	58
<b>Fig. 4.15</b> : Paramètres d'entrée pour la simulation du liquéfacteur magnétique et de sortie	59
<b>Fig. 4.16</b> : Procédure d'un calcul thermique d'un échangeur de chaleur	59
<b>Fig. 4.17</b> : Moyenne logarithmique des différences de températures d'un échangeur de chaleur	60
<b>Fig. 4.18</b> : Equivalence de la surface totale d'un échangeur de chaleur avec changement de phase	61
<b>Fig. 4.19</b> : Différence de température moyenne d'un échangeur de chaleur pour un écoulement d'un fluide pur avec changement de phase	62
<b>Fig. 4.20</b> : Différence de température moyenne d'un échangeur de chaleur pour un écoulement d'un mélange en changement de phase	62
<b>Fig. 4.21</b> : Organigramme de la méthode de calcul thermique d'un échangeur de chaleur	63
<b>Fig. 4.22</b> : Schéma de simulation d'un liquéfacteur magnétique à 3 étages fonctionnant sous les conditions : pression atmosphérique, $B=5T$ , fréquence du cycle $=0.1$ Hz	65
<b>Fig. 4.23</b> : Evolution des Puissances $Q_H$ et $Q_C$ de l'étage 2 du cycle AMR pour un fonctionnement entre $-35^{\circ}C$ et $-155^{\circ}C$	66
<b>Fig. 4.24</b> : Evolution du COP de l'étage 2 du cycle AMR pour un fonctionnement entre $-35^{\circ}C$ et $-155^{\circ}C$	66
<b>Fig. 4.26</b> : Schéma de simulation d'un système conventionnel de liquéfaction de GN en cascade classique	70

## Liste des Tableaux

<b>Tableau 1.1</b> : Composition chimique du gaz naturel	3
<b>Tableau 1.2</b> : Propriétés d'une combustion typique d'un gaz naturel	3
<b>Tableau 3.1</b> : Caractéristiques géométriques du lit régénérateur	42
<b>Tableau 3.2</b> : Paramètres de fonctionnement du lit régénérateur	42
<b>Tableau 3.3</b> : Propriétés du lit régénérateur et les paramètres de fonctionnement utilisés pour la validation	44
<b>Tableau 3.4</b> : Résultats de la validation : comparaison entre l'Eq. (3.54) et l'Eq. (3.56)	44
<b>Tableau 4.1</b> : Composition du Gaz Naturel Liquéfié	48
<b>Tableau 4.2</b> : Les plages de températures d'opération et les fluides caloporteurs utilisés pour chaque étage	51
<b>Tableau 4.3</b> : Propriétés de certains fluides caloporteurs à 1 atm.	52
<b>Tableau 4.4</b> : Propriétés des matériaux magnéto-caloriques utilisés	52
<b>Tableau 4.5</b> : Caractéristiques géométriques du lit régénérateur utilisé	53
<b>Tableau 4.6</b> : Paramètres de fonctionnement des étages utilisés pour la simulation du liquéfacteur à pression atmosphérique	64
<b>Tableau 4.7</b> : Résultats de simulation obtenus pour un liquéfacteur à pression atmosphérique	64
<b>Tableau 4.8</b> : Les plages de températures d'opération et les fluides caloporteurs utilisés pour un liquéfacteur à 36 bar composé de 2 étages	66
<b>Tableau 4.9</b> : Paramètres de fonctionnement des étages utilisés pour la simulation d'un liquéfacteur à 36 bar composé de 2 étages	66
<b>Tableau 4.10</b> : Résultats de simulation obtenus pour un liquéfacteur à 36 bars composé de 2 étages	67
<b>Tableau 4.11</b> : Résultats de simulation d'un liquéfacteur à 36 bars obtenus pour différent nombre d'étages	67
<b>Tableau 4.12</b> : Résultats de simulation d'un liquéfacteur à 2 étages obtenus pour différents champs magnétiques	68
<b>Tableau 4.13</b> : Résultats de simulation d'un liquéfacteur à 3 étages obtenus pour différents champs magnétiques	68
<b>Tableau 4.14</b> : Comparaison d'un système AMR avec un cycle conventionnel en cascade	69

## Nomenclature

### Lettres latines

A	Surface de transfert convectif	(m <sup>2</sup> )
A <sub>C</sub>	Section de passage (transversale)	(m <sup>2</sup> )
A <sub>P</sub>	Surface d'échange par unité de volume	(1/m)
B	Induction magnétique	(T)
B <sub>j</sub>	Fonction de Brillouin	(-)
C <sub>p</sub>	Chaleur spécifique	(J/kg K)
C <sub>S</sub>	Chaleur spécifique du solide	(J/kg K)
COP	Coefficient de Performance	(-)
D	Diamètre du lit régénérateur	(m)
D <sub>p</sub>	Diamètre des particules	(m)
EMC	Effet magnétocalorique	(K)
f	Fréquence cycle	(Hz)
g	Facteur de Landé	(-)
h <sub>cv</sub>	Coefficient de transfert de chaleur	(W/m <sup>2</sup> K)
J	Nombre quantique du moment angulaire total	(-)
k	Constante de Boltzman	(J/K)
L	Longueur du lit régénérateur	(m)
M	Magnétisation	(A/m)
M <sub>w</sub>	Masse molaire	(kg/mol)
m	Masse	(kg)
N	Nombre d'atomes par volume	(1/m <sup>3</sup> )
N <sub>a</sub>	Nombre d'atomes par molécule	(-)
Nu	Nombre de Nusselt	(-)
p	Pression	(Pa)
Pr	Nombre de Prandtl	(-)
q	Taux de chaleur	(W)
R	Constante universelle des gaz	(J/mol K)
Re	Nombre de Reynold's	(-)
S	Entropie	(J/K)
S <sub>E</sub>	Entropie électronique	(J/K)
S <sub>M</sub>	Entropie électronique	(J/K)
S <sub>R</sub>	Entropie électronique	(J/K)
T	Température	(K)
t	Temps	(s)
U	Vitesse moyenne	(m/s)
W	Travail	(J)
x	Variable spatiale	(m)

### Indices

Ad	Adiabatique
B	Champ magnétique constant
C	Curie, source froide
CF	Refroidissement (Cold flow)
dem	Démagnétisation
D	Debye
E	Electronique
f	Fluide
fh	Fluide chaud
fc	Fluide froid
H	Source chaude
HF	Réchauffement (Hot flow)
L	Liquéfaction
mag	Magnétisation
M	Magnétique
p	Particule
R	Réseau
S	Solide

**Nomenclature (suite)****Symboles Grecs**

$\lambda$	Conductivité thermique	(W/mK)
$\rho$	Masse volumique	(kg/m <sup>3</sup> )
$\gamma$	Coefficient de la capacité calorifique électronique	(J/K mol)
$\Delta$	Pas de la discrétisation	(m)
$\varepsilon$	Porosité	(-)
$\eta$	Rendement isentropique	(-)
$\mu$	Viscosité dynamique	(Pa s)
$\nu$	Viscosité cinématique	(m <sup>2</sup> /s)
$\mu_B$	Magnéton de Bohr	(J/T)
$\tau$	Temps d'écoulement	(s)

## Table des matières

### Remerciements

<b>Résumés</b> .....	i
<b>Liste des Figures</b> .....	ii
<b>Liste des Tableaux</b> .....	v
<b>Nomenclature</b> .....	vi
<b>Table des matières</b> .....	viii

<b>Introduction</b> .....	1
---------------------------	---

<b>Chapitre 1 Généralités sur le Gaz Naturel Liquéfié</b> .....	3
---	---

1.1 Historique .....	4
1.2 Contribution actuelle du gaz naturel dans le bilan énergétique mondial.....	6
• Réserves, Production et consommation .....	6
• Commercialisation du gaz naturel .....	6
• Marchés du gaz naturel .....	6
1.2 Procédés de liquéfaction du gaz naturel .....	8
1.3 Cycles de liquéfaction.....	8
• Cycles de Joule-Thomson.....	9
• Cycle cascade classique .....	10
• Cycle MCR (Multi-Component Refrigerant) .....	11
• Cycles MCR avec pré-refroidissement par le Propane .....	13
1.4 Procédé de liquéfaction à cascade classique des trois unités de l'ex-CAMEL .....	14

<b>Chapitre 2 Systèmes de réfrigération magnétique</b> .....	15
--	----

2.1 Principe de la réfrigération magnétique.....	15
2.2 Historique .....	16
2.3 Caractérisation de l'Effet Magnétocalorique (EMC) .....	17
• Mesures directes .....	17
• Théorie du champ moléculaire .....	17
2.4 Matériaux à Effet Magnétocalorique et critères de sélection .....	19
2.5 Cycles de Réfrigération Magnétique .....	20

2.5.1 Cycles sans régénération .....	22
2.5.2 Cycles avec régénération .....	22
2.6 Etude descriptive d'un cycle AMR .....	22
2.7 Dispositifs de réfrigération magnétique .....	25
2.7.1 Système magnétique de Brown .....	25
2.7.2 Système magnétique de Steyert .....	25
2.7.3 Système magnétique de Kirol .....	26
2.7.4 Dispositif magnétique réalisé en Espagne.....	26
2.7.5 Dispositif magnétique du G2Elab .....	27
2.7.6 Système magnétique Japonais.....	27
2.7.7 Système magnétique de Zimm .....	27
2.8 Configuration géométrique d'un système de réfrigération magnétique .....	28
2.9 Avantages et inconvénients .....	28
2.10 Domaines d'applications .....	29
<b>Chapitre 3 Modélisation du cycle AMR .....</b>	<b>30</b>
3.1 Formulation mathématique.....	30
3.1.1 Phases de magnétisation et démagnétisation .....	30
3.2.2 Phases de refroidissement et de réchauffement.....	30
3.2.3 Conditions initiales et aux limites .....	35
3.2.4 Paramètres d'évaluation de performances du cycle .....	36
3.3 Résolution numérique.....	38
3.3.1 Modèle numérique.....	38
3.3.2 Algorithme de calcul .....	39
3.4 Exemple d'application.....	42
3.4.1 Caractéristique géométrique .....	42
3.4.2 Maillage utilisé .....	42
3.4.3 Résultats .....	42
3.4.4 Validation .....	44
3.5 Effets des paramètres caractéristiques de performance.....	45
3.5.1 Effet de la configuration géométrique .....	45
3.5.2 Effets du débit d'écoulement et de la fréquence du cycle.....	45
3.5.3 Effet de l'écart de température entre la source chaude et la source froide .....	46
3.6 Conclusion.....	47

<b>Chapitre 4</b>	<b>Calculs et analyse thermique du cycle AMR appliqué à la liquéfaction du gaz naturel</b>	<b>48</b>
4.1	Courbe de refroidissement du gaz naturel	48
4.2	Modèle descriptif d'un liquéfacteur magnétique	49
4.2.1	Schéma de principe	49
4.2.2	Mode opératoire d'un étage donné :	50
4.3	Caractérisation technique du liquéfacteur AMR	51
4.3.1	Nombre d'étages	51
4.3.2	Caractéristiques des matériaux magnétocaloriques utilisés	52
4.3.3	Dimensions et choix du lit régénérateur	53
4.3.4	Source du champ	53
4.4	Application du cycle AMR pour la liquéfaction du gaz naturel	53
4.5	Procédure de calcul thermique d'un liquéfacteur magnétique à plusieurs étages (Approche Directe)	55
4.5.1	Organigramme de la procédure	55
4.5.2	Point de fonctionnement optimal de l'étage 3	56
4.5.3	Cohérence des bilans thermiques	56
4.6	Simulation par le logiciel Hysys du liquéfacteur magnétique	58
4.7	Procédure de calcul d'un échangeur de chaleur	59
4.7.1	Organigramme de la méthode	59
4.7.2	Puissance de l'échangeur:	60
4.7.3	Différence de température moyenne (DTM)	60
4.7.4	Conductance thermique	62
4.7.5	Surface d'échange A et coefficient de transfert global U	63
4.8	Evaluation des performances du liquéfacteur AMR à l'aide du logiciel Hysys	64
4.9	Amélioration de performances du liquéfacteur magnétique	66
4.9.1	Effet de la pression du gaz naturel	66
4.9.2	Effet du nombre d'étages	67
4.9.3	Effet du champ magnétique	68
4.10	Comparaison avec un système conventionnel	69

**Conclusion Générale** ..... 71

**Références Bibliographiques** ..... 73

**Annexes**

## Introduction

Le monde connaît depuis plus d'un siècle un important développement économique. La multiplication de la production de denrées alimentaires et de boissons, le développement de l'industrie chimique et pharmaceutique, la commercialisation des gaz liquéfiés et la tendance consistant à refroidir les immeubles dans les régions méridionales ont provoqué une croissance importante de la fabrication du froid.

Toute cette croissance des besoins en réfrigération et climatisation, environ 15% de la demande énergétique globale [1], a été majoritairement couverte par des systèmes conventionnels, motivés par des considérations économiques, utilisant des réfrigérants avec changement de phase comme les chlorofluorocarbones (CFC), les hydrofluorocarbures (HFC) et les hydro-chlorofluorocarbones (HCFC).

Les exigences environnementales et les normes écologiques actuelles limitent les technologies classiques, notamment les techniques thermodynamiques utilisant des gaz à effet de serre. La recherche sur les futures technologies de réfrigération s'oriente vers d'autres principes : la réfrigération thermoélectrique, la réfrigération thermo-acoustique et la réfrigération magnétocalorique. Toutes ces technologies utilisent des propriétés et phénomènes physiques propres aux matériaux.

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): propriété intrinsèque de certains matériaux magnétiques qui se traduit par une variation de température réversible de la substance sous l'action d'un champ magnétique (augmentation ou diminution de la température adiabatique et de l'entropie magnétique du matériau lors de son aimantation ou de sa désaimantation adiabatiques). La production du froid s'effectue par l'écoulement alternatif d'un fluide caloporteur à travers un lit régénérateur qui joue le rôle d'un générateur de chaleur et en même temps d'un absorbeur de chaleur selon l'état d'aimantation ou de désaimantation du matériau magnétique.

Nous pouvons ainsi réaliser magnétiquement l'équivalent d'un cycle thermodynamique classique avec une meilleure efficacité énergétique et sans utiliser un fluide frigorigène. Néanmoins ce n'est que récemment, grâce aux avancées en sciences des matériaux, que la réfrigération magnétique est envisagée sérieusement pour des applications à température ambiante.

Autour de la température ambiante, la réfrigération magnétique laisse entrevoir de nombreuses applications industrielles : réfrigération domestique ou industrielle, climatisation de bâtiment ou de véhicule, refroidissement de systèmes portables (électronique, médical, etc.). Les avantages économiques, écologiques et environnementaux sont multiples : absence de polluant atmosphérique et de bruit et surtout un rendement énergétique nettement supérieur à celui de l'effet Peltier ou d'un cycle thermodynamique classique [2]. C'est un thème de recherche tout à fait nouveau qui a émergé depuis quelques années aux États-Unis, au Japon, au Canada, au Brésil, aux Pays-Bas, en Espagne, en France, et qui est encore très peu connu. Il peut être abordé à des échelles multiples, du « fondamental » à l'« appliqué », et peut faire interagir des spécialistes des sciences de matériaux, du magnétisme, de thermo-fluide et de l'électrotechnique.

Le travail réalisé dans le cadre de cette étude porte sur l'analyse des performances, la conception et le dimensionnement thermique d'un prototype de réfrigérateur magnétique pour la liquéfaction du gaz naturel. Comme pour le cas des cycles de liquéfaction conventionnels, le présent travail vise à proposer un liquéfacteur magnétique fonctionnant selon des cycles en cascade. Plus précisément, notre objectif ultime est de déterminer le nombre de cycles convenables, les matériaux magnétiques réfrigérants et les fluides caloporteurs appropriés ainsi que les dimensions des échangeurs de chaleurs utilisés.

Ce mémoire comprend quatre chapitres. Le chapitre 1 présente un aperçu général sur le Gaz Naturel Liquéfié et les différents cycles conventionnels utilisés dans l'industrie de GNL. Le chapitre 2 introduit les généralités sur la réfrigération magnétique et ses applications ; à savoir, le principe de fonctionnement, la caractérisation de l'EMC par la théorie du champ moléculaire, les matériaux magnétiques utilisés. Dans le chapitre 3, une formulation mathématique a été développée pour modéliser le phénomène de la réfrigération magnétique. Pour ce faire, l'équation de conservation d'énergie est considérée pour le fluide et le solide afin d'évaluer le transfert de chaleur induit par un écoulement laminaire monodimensionnel d'un fluide caloporteur à travers un lit régénérateur composé d'un matériau magnétique sous forme de grains ou billes (milieu poreux). Le modèle mathématique résultant a été discrétisé selon le schéma implicite de la méthode des différences finies. Les résultats obtenus sont utilisés comme données initiales pour la phase de dimensionnement du liquéfacteur magnétique. Le chapitre 4 est consacré au calcul et l'analyse thermique d'un prototype de liquéfacteur de gaz naturel à plusieurs étages. Chaque étage est composé de deux lits régénérateurs travaillant en alternance. Ceci a été conduit à l'aide du logiciel Hysys, une fois le fonctionnement atteint le régime établi, sur un système similaire où l'élément actif (régénérateur) en phase de magnétisation a été représenté par un générateur de chaleur (heater), tandis que le deuxième élément, en phase de démagnétisation, a été simulé par un absorbeur de chaleur (cooler).

## Chapitre 1 Généralités sur le Gaz Naturel Liquéfié

Le gaz naturel liquéfié (GNL) est un produit liquide issu du gaz naturel par application des procédés cryogéniques de séparation et de liquéfaction, en vue de réduire son volume gazeux pour des raisons de transport (réduction du volume original d'environ 1/600). En effet, lorsque ce gaz est refroidi à une température d'environ  $-162\text{ °C}$  à la pression atmosphérique, il prend la forme d'un liquide clair, transparent, inodore, non corrosif et non toxique. Dans les systèmes conventionnels, le refroidissement est effectué par plusieurs systèmes de réfrigération à changement d'état, utilisant généralement des hydrocarbures comme réfrigérant.

La composition du gaz naturel dépend du champ d'extraction et du procédé de traitement utilisé. Il est composé essentiellement du méthane, environ 85%, d'éthane, de propane et de butanes. Il contient aussi de l'azote et d'autres impuretés comme de la vapeur d'eau, du dioxyde de carbone et du sulfure d'hydrogène qui doivent être éliminés avant d'entamer tout procédé de liquéfaction. Le tableau 1.1 présente une composition moyenne sur l'année 2010 du gaz naturel du champ de Hassi R'mel (Algérie) à l'entrée du complexe de liquéfaction de Skikda GLIK.

**Tableau 1.1** : Composition chimique du gaz naturel à l'entrée du complexe de liquéfaction de Skikda GLIK.

Composition	Analyse moyenne (mol%) - Année 2010
Méthane	83.04
Ethane	7.85
Propane	2.07
Isobutane	0.32
n-Butane	0.50
Iso-pentane	0.11
n-Pentane	0.12
Hexane et plus	0.03
Azote	5.55
Dioxyde de Carbone	0.21
Hélium	0.19

Les propriétés d'une combustion typique du gaz naturel sont données sur le tableau 2.2 :

**Tableau 1.2** : Propriétés d'une combustion typique d'un gaz naturel [3]

Température d'auto-inflammation	876 K
Limites d'inflammabilité	4–16 vol% (in air)
Point d'éclair	86 K
Température de combustion adiabatique et stœchiométrique	2 233 K
Vitesse Maximale de la flamme	0.3 m/s
Densité	0.583
Teneur en eau	16–32 mg/m <sup>3</sup>
Teneur en soufre	5.5 mg/m <sup>3</sup>
Pouvoir calorifique supérieur (PCS)	36.0–40.2 MJ/m <sup>3</sup>

## 1.1 Historique

La découverte du gaz naturel n'est pas récente. Il a été découvert au Moyen-Orient au cours de l'antiquité. Il y a de cela quelques milliers d'années, l'apparition soudaine de gaz naturel s'enflammant brutalement était assimilée à des sources ardentes. En Perse, en Grèce et en Inde, les hommes ont érigé des temples autour de ces feux pour leurs pratiques religieuses. Cependant ils n'évaluèrent pas immédiatement l'importance de cette découverte. C'est la Chine qui comprit l'importance de ce produit et trouva, il ya de cela environ 2500 ans, que l'énergie du gaz naturel peut être utilisée pour le chauffage d'eau.

En Angleterre, le gaz naturel est connu depuis 1659 [3]. Il a été commercialisé à partir de 1790, mais il n'a pas pu remplacer le charbon comme source d'énergie importante dans le monde qu'après la deuxième guerre mondiale.

Aux Etas Unis, l'utilisation des hydrocarbures gazeux a commencé en 1816 comme source de lumière pour les routes de Baltimore [3]. En 1821 William Hart a réussi à forer le premier puits de gaz naturel en Fredonia, New York et en 1858 la première société de gaz naturel a été créée "Fredonia Gas Light Company". Vers 1900, la découverte du gaz naturel a été généralisée dans 17 Etats.

Toutefois, il fut un temps où la découverte du gaz naturel suscitait peu d'intérêt. En effet, faute d'existence d'infrastructures de transport, l'utilisation du gaz naturel demeurait très localisée autour des puits de production. Ainsi, en 1925 le premier pipeline dépassant les 300 kilomètres de longueur a été construit entre la Louisiane et le Texas. Dès lors, le développement du réseau de transport et les systèmes de stockage ont contribué largement à son utilisation [3].

Au cours des années 1940, dans plusieurs pays, le gaz naturel faisait son entrée dans divers usages. Une usine pilote est construite en Caroline du Sud, la voiture au GNL est expérimentée en Grande Bretagne, des véhicules au gaz comprimé roulent en France. Toutefois, pendant longtemps, la consommation de gaz naturel restera confinée à quelques zones géographiques, et jusqu'à la fin des années 50, la demande gazière restait importante uniquement aux USA, en ex-URSS et, dans une moindre mesure, au Canada [4].

Au cours des années 1950, l'énergie charbonnière décline, le pétrole connaît un essor historique, les hydrocarbures gazeux sont utilisés massivement et, partant, le transport maritime du méthane, devint un véritable enjeu.

A la fin des années 1960, le gaz naturel représente un tiers du bilan énergétique américain, mais la consommation américaine est en pleine croissance et face à la perspective de déplétion des réserves de gaz américain, les USA ont recours aux importations à partir du Canada et du Mexique, puis de l'Algérie [4].

En Europe, les réserves de gaz naturel sont disponibles en grandes quantités, aux Pays Bas (Groningen), en France (Lacq) et en ex-Union Soviétique, mais face à une demande de plus en plus croissante, l'approvisionnement devenait limité, et il fallait recourir à des importations à partir de sources géographiquement proches comme l'Algérie [4].

Toutefois, pour que le gaz naturel s'impose vraiment, il lui fallait le développement d'un réseau de transport et de distribution.

Dans les années 1960, le transport du méthane est presque uniquement assuré par des gazoducs.

Le GNL s'impose....

Dès 1917, date d'entrée en production de la première usine de GNL construite en Virginie-Occidentale en 1912, les Américains se lancent dans des expériences, suivis par les Soviétiques en 1935 pour le développement de la technologie de la liquéfaction du méthane et il faudra donc attendre les années 1950 pour voir le transport maritime du GNL devenir réalité [4].

Enfin, le principal défi technique posé par le gaz naturel, en l'occurrence son transport sur de longues distances, vient d'être surmonté, et le gaz naturel liquéfié (GNL) s'impose sur le plan international. Une grande étape est franchie en 1959, lorsque le Méthane Pioneer traverse l'Atlantique avec une cargaison de 5 000 m<sup>3</sup> de gaz naturel liquéfié livrée à Canvey Island au Royaume-Uni en provenance de Lake Charles en Louisiane [4].

En Algérie, depuis sa découverte, en 1956, se pose la question de l'acheminement du gaz de Hassi R'Mel vers les marchés européens.

En 1961, grâce à leur expertise en matière de GNL, les Américains et Britanniques sont sollicités pour la construction de la première grande usine de liquéfaction à Arzew, en Algérie. La Compagnie algérienne du méthane liquéfié (Camel) est constituée.

En 1964 est inaugurée la chaîne méthanière entre l'Algérie et l'Europe occidentale, avec le voyage de deux méthaniers anglais Methane Princess et Methane Progress vers le terminal britannique de Canvey Island, suivi, en 1965, par le navire français Jules Verne, réalisant ainsi, la première chaîne commerciale de GNL dans le monde.

Très rapidement, commence la course au gigantisme. La taille des navires quadruple (passant de 26 000 m<sup>3</sup> à 125 000 m<sup>3</sup>), en même temps que la capacité des réservoirs.

Mais, les développements des puits de gaz, la liquéfaction, le transport et la regazéification requièrent de grands investissements.

Malgré des obstacles à son développement, le gaz naturel devient, à partir des années 70, un acteur majeur sur la scène énergétique internationale. Un rôle qui ira en s'affirmant.

Très vite, son prix attractif lui ouvre la voie de l'industrie, de la génération d'électricité, du secteur résidentiel et tertiaire, du chauffage, de dessalement de l'eau de mer et de la pétrochimie.

En raison de sa disponibilité et de sa qualité d'énergie propre, l'intérêt pour le gaz naturel en fait un enjeu économique vital dans le processus de globalisation énergétique.

Le gaz naturel est désormais considéré comme une énergie de premier choix pour le 21<sup>ème</sup> siècle.

## 1.2 Contribution actuelle du gaz naturel dans le bilan énergétique mondial

### • Réserves, Production et consommation

Les réserves mondiales en gaz naturel sont en forte croissance. Elles ont atteint les 187 100 Gm<sup>3</sup>, soit 169 Gtep, à la fin de l'année 2010 dont 40.5% ont été prouvées au Moyen Orient et 33.7% en CEI (Russie, Turkménistan, Kazakhstan et autres) [5].

La production commercialisée de gaz naturel en 2010 était de 3193.3 Gm<sup>3</sup> avec un taux de croissance de +7.3% par rapport à 2009. L'Amérique du nord (US, Canada & Mexico) reste en tête des pays producteurs avec une production annuelle de 826.1 Gm<sup>3</sup>, suivie par la Russie qui a produit 588.9 Gm<sup>3</sup>, tandis que le Moyen Orient, il n'a produit que 460.7 Gm<sup>3</sup> [5].

La consommation de gaz naturel dans le monde en 2010 a connu un taux de croissance de +7.4% par rapport à 2009. L'Amérique du nord et l'Europe ont consommé respectivement 846.1 et 1137.2 Gm<sup>3</sup>. La figure 1.1 représente l'évolution de la consommation mondiale en énergie primaire depuis 1985 [5].

### • Commercialisation du gaz naturel

Le gaz naturel a des avantages environnementaux et techniques, mais il est toujours en compétition avec d'autres sources d'énergies (substitution possible). Son commerce dépend ainsi des contrats long-terme dont le prix est l'une des conditions commerciales qui assurent l'équilibre à long-terme entre les intérêts des partenaires dans le contrat. Il est généralement indexé sur d'autres produits énergétiques : Pétrole brut, Charbon, Produits Pétroliers, etc.

### • Marchés du gaz naturel

Le transport du gaz nécessite des infrastructures rigides et coûteuses, ce qui limite le commerce sur de très grandes distances et donne naissance à des marchés locaux et régionaux. Trois principaux marchés régionaux, avec des liens marginaux tendant à se renforcer, se sont développés :

- Etats Unis et Canada : c'est un marché mature libre avec un très grand nombre d'acteurs. Il est caractérisé par une compétition gaz-gaz dans un réseau très développé (contrat court - terme ; marché spot et marché à terme). Les importations de GNL vers l'US ont marqué un chiffre de 12.23 Gm<sup>3</sup> en 2010 [5].

- Japon : c'est un marché où toute la demande gazière est satisfaite par les importations de GNL sur la base de contrats long terme (Marché de 93.48 Gm<sup>3</sup> en 2010) [5]. Il est caractérisé par des coûts élevés du GNL, absorbés par les producteurs d'électricité et une compétition principale gaz naturel contre pétrole brut.

- Europe : Près de 50% de la demande est satisfaite par des importations sur la base de contrats long terme à l'exception de quelques contrats court terme. Il est caractérisé par le contrôle des Etats mais la libéralisation est en cours. La compétition principale est gaz naturel contre produits pétroliers.

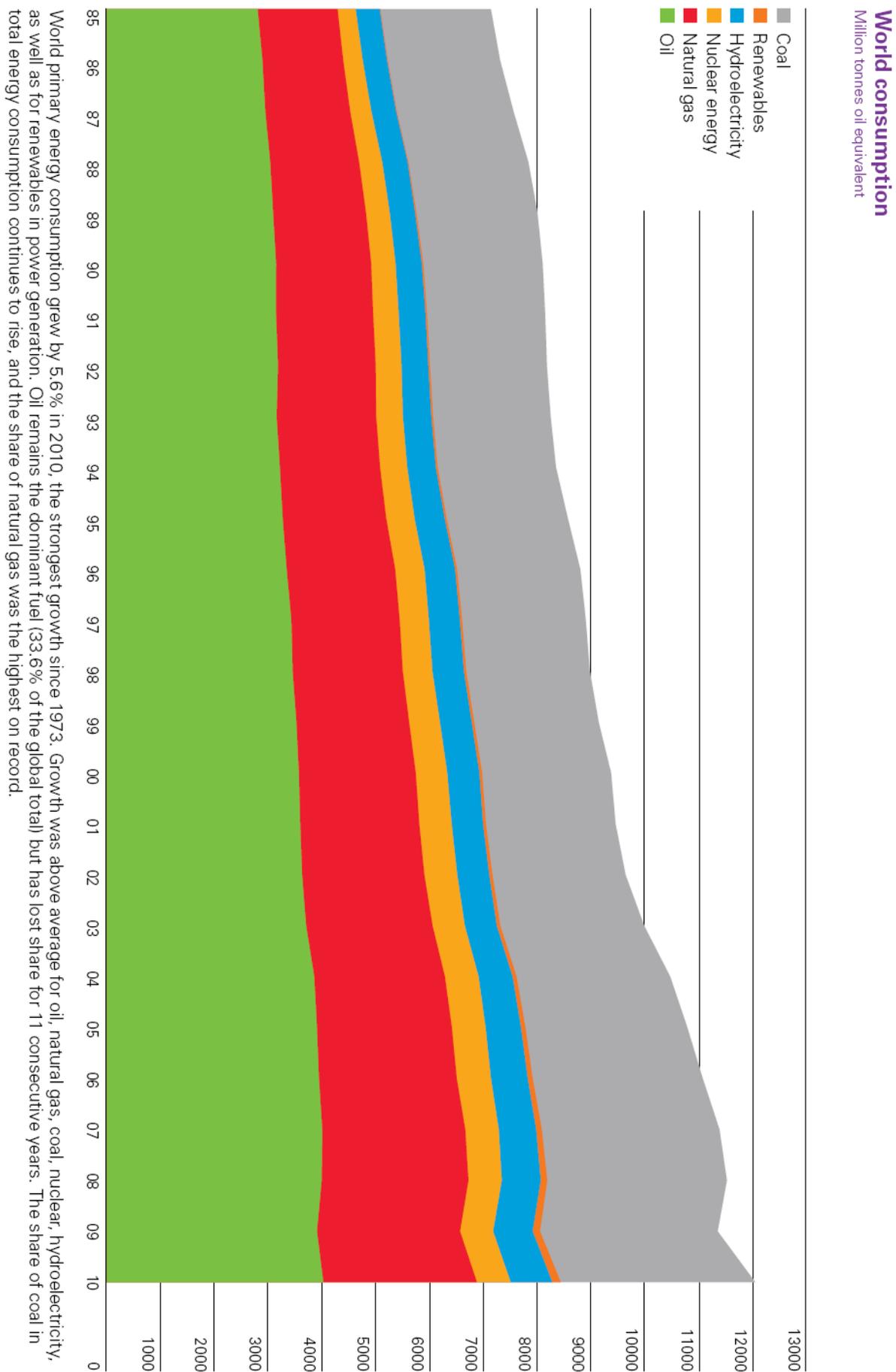


Fig. 1.1 : Evolution de la consommation mondiale en énergie primaire [5]

## 1.2 Procédés de liquéfaction du gaz naturel

Dans les systèmes actuels, la liquéfaction du gaz ne s'obtient pas uniquement par un apport de froid au gaz mais par un effet combiné de ce refroidissement et de la propre détente adiabatique du gaz après qu'il ait été préalablement comprimé. Deux modes de détente peuvent être rencontrés dans les cycles de liquéfaction :

- Détente de Joule-Thomson : c'est une détente du gaz à faible vitesse qui n'échange ni travail ni chaleur avec le milieu extérieur (détente isenthalpique). Elle s'accompagne d'un refroidissement du gaz si la température initiale est inférieure à la température dite d'inversion (au dessus elle produit un réchauffement, c'est le cas de l'hélium et de l'hydrogène à la température ambiante).
- Turbo-Expander : il s'agit d'une détente théoriquement isentropique où le gaz comprimé par le compresseur est utilisé pour faire travailler une machine de détente (turbine).

Avant d'entamer toute opération de liquéfaction, le gaz doit être traité pour éliminer tous les composants susceptibles de se solidifier à basse température, tel que la vapeur d'eau et les hydrocarbures lourds (C5+) ainsi que toutes les impuretés toxiques qui peuvent causer la corrosion des installations (CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>S, Hg, etc.). Pour des raisons purement commerciales, le propane et le butane peuvent aussi être séparés du gaz naturel.

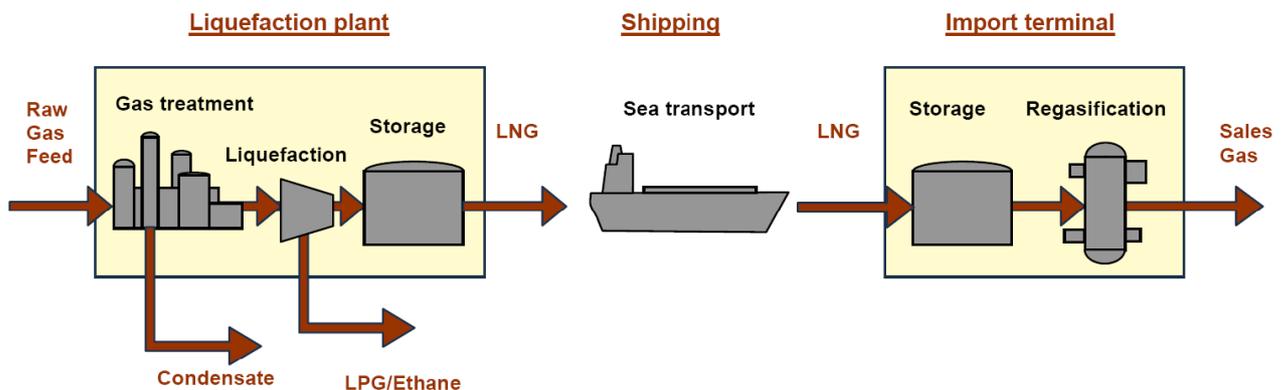


Fig. 1.2 : Chaîne de liquéfaction du gaz naturel [6]

## 1.3 Cycles de liquéfaction

Les cycles de liquéfaction de gaz naturel reposent sur les mêmes principes de base que les réfrigérateurs ou les systèmes de conditionnement d'air. La seule différence réside au niveau de la température à atteindre pour produire du GNL.

- Cycles de Joule-Thomson

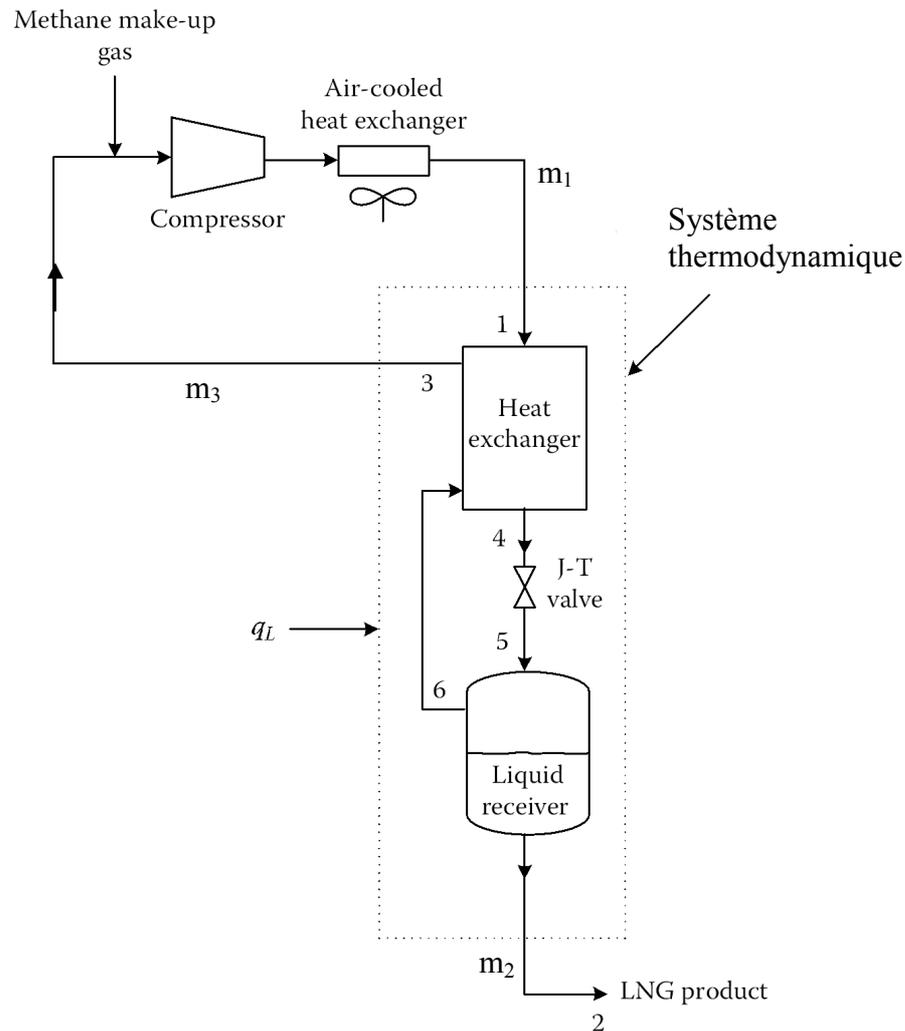


Fig. 1.3 : Cycle de liquéfaction de Joule-Thomson [7]

Dans un cycle simplifié de Joule-Thomson (fig. 1.3), la liquéfaction commence par la compression du gaz à liquéfier suivie par un refroidissement dans un aéro-réfrigérant et un échangeur gaz-gaz et se termine par une détente isenthalpique à travers une vanne Joule-Thomson.

Lors de sa détente, le gaz voit sa température diminuer (soit un  $\Delta t$  de 47 °C pour une détente de 101 bars à 1 bar d'un gaz composé essentiellement de méthane). Le gaz froid à basse pression sera recyclé dans l'échangeur gaz-gaz pour refroidir le gaz HP (haute pression) et aspiré de nouveau par le compresseur pour refaire le cycle jusqu'à l'apparition du liquide. Le mélange gaz-liquide formé est ainsi séparé dans un séparateur bi-phasique où le liquide est acheminé vers le stockage et le gaz vers le recyclage.

Le débit du gaz froid à recycler diminue d'une manière significative lorsqu'on atteint le régime établi. Ceci permet de faire l'appoint en gaz naturel pour recomposer le liquide produit.

La fraction liquide  $F_L$  produite ( $\frac{m_2}{m_1}$ ) est donnée par la formule suivante :

$$F_L = \frac{h_3 - h_1 - q_L}{h_3 - h_2} \quad (1.1)$$

où,  $h$  est l'enthalpie massique,

$q_L$  est le transfert de chaleur total avec le milieu extérieur par unité de masse du gaz à l'entrée du système thermodynamique.

- Cycle cascade classique

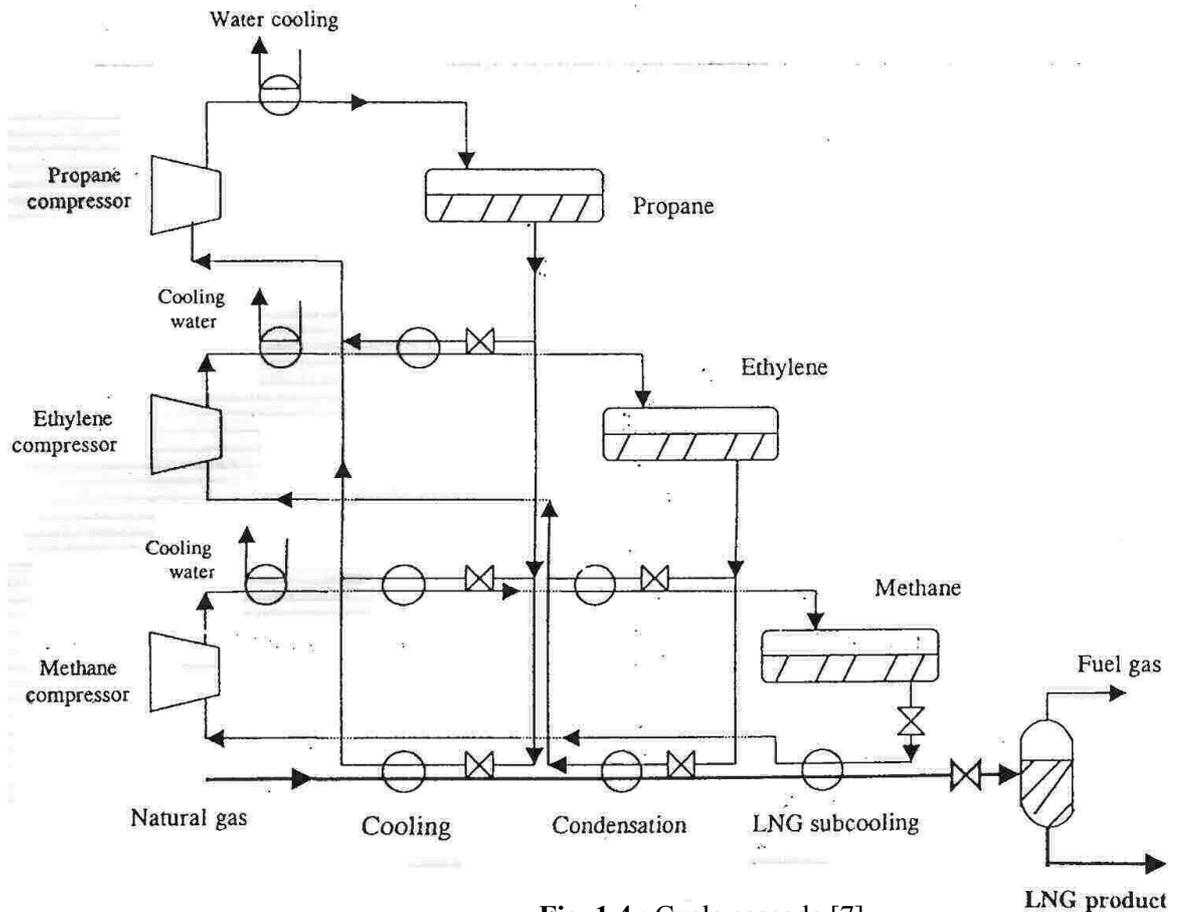


Fig. 1.4 : Cycle cascade [7]

Le cycle cascade classique commence par l'utilisation d'un gaz réfrigérant qui pourrait être liquéfié à la température ambiante par application seule de la pression. Le froid produit, après détente de ce réfrigérant, sera utilisé pour liquéfier un deuxième réfrigérant qui se trouve sous une pression pratique (modérée). Une température plus basse est ainsi obtenue après détente du deuxième réfrigérant. Celle-ci sera aussi utilisée pour liquéfier un troisième réfrigérant.

Le nombre de réfrigérants ainsi que les niveaux de détente sont déterminés selon le niveau de température recherchée du gaz à liquéfier.

En pratique, l'utilisation de trois réfrigérant (Propane, Ethylène et Méthane) dans la cascade classique est largement suffisante pour liquéfier le gaz naturel.

### • Cycle MCR (Multi-Component Refrigerant)

Parmi les procédés utilisés dans l'industrie du GNL, on trouve le cycle de Pritchard, développé par J. R. Pritchard, qui utilise le MCR comme réfrigérant pour refroidir le gaz naturel de la température ambiante à une température d'environ  $-150^{\circ}\text{C}$  à travers un échangeur cryogénique.

Le MCR, composé essentiellement de méthane, d'éthane, de propane, de butane et d'azote, subit les quatre phases d'un cycle de réfrigération :

- Compression de  $P_1$  (basse pression) à  $P_2$  (haute pression).
- Refroidissement dans un échangeur à air ou à eau puis condensation dans l'échangeur cryogénique.
- Détente isenthalpique à travers une vanne J-T.
- Evaporation dans un échangeur cryogénique par le MCR HP et le gaz à liquéfier.

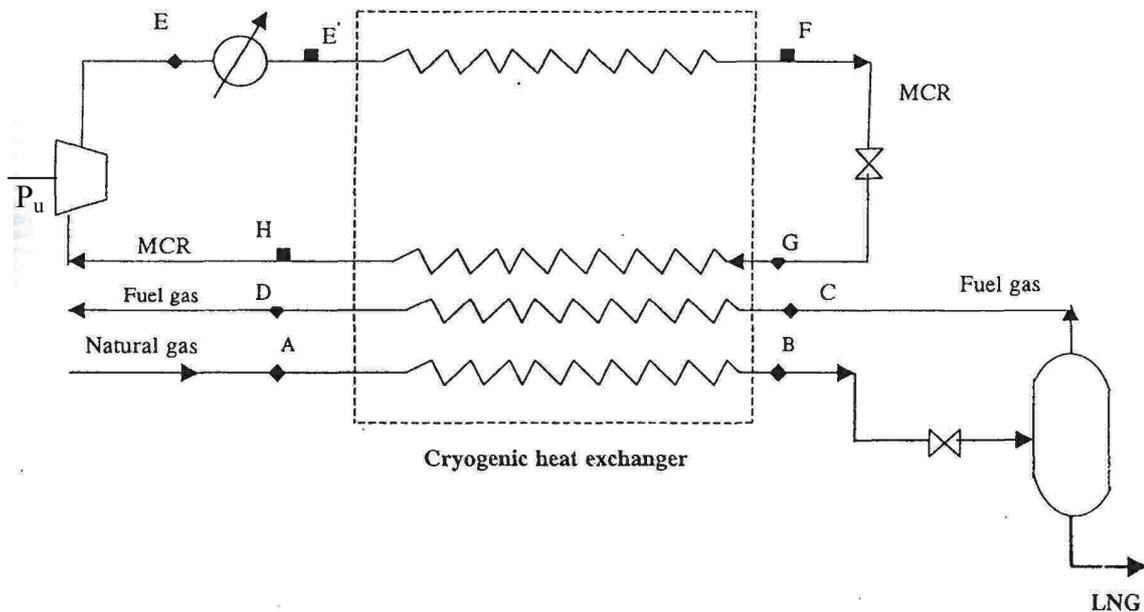


Fig. 1.5 : Cycle Pritchard [7]

À la sortie de l'échangeur cryogénique, le gaz naturel à liquéfier subit une détente isenthalpique pour atteindre la température de  $-162^{\circ}\text{C}$ . La fraction vapeur est alors réchauffée dans l'échangeur cryogénique pour être utilisée comme gaz (FG).

Il s'agit de noter que le cycle Pritchard utilise un seul compresseur. Sa puissance est calculée par la formule suivante :

$$P_U = \eta_{is} m_{MCR} g H_{ad} \quad (1.2)$$

Avec

$$H_{ad} = \frac{Z_{moy} R T_1}{M_w g \left( \frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (1.3)$$



- Cycles MCR avec pré-refroidissement par le Propane

Dans un procédé avec pré-refroidissement, le MCR subit un refroidissement initial, en amont de la détente Joule-Thomson, par un réfrigérant externe (Propane) en vue d'améliorer l'efficacité du cycle. C'est une combinaison d'un cycle cascade et un cycle de Pritchard. Il est développé pour la première fois pour l'usine de liquéfaction de Brunei par APCI (Air Product and Chemicals Inc.).

Il est à remarquer que l'utilisation d'un réfrigérant externe (C3) nécessite l'utilisation d'un deuxième compresseur.

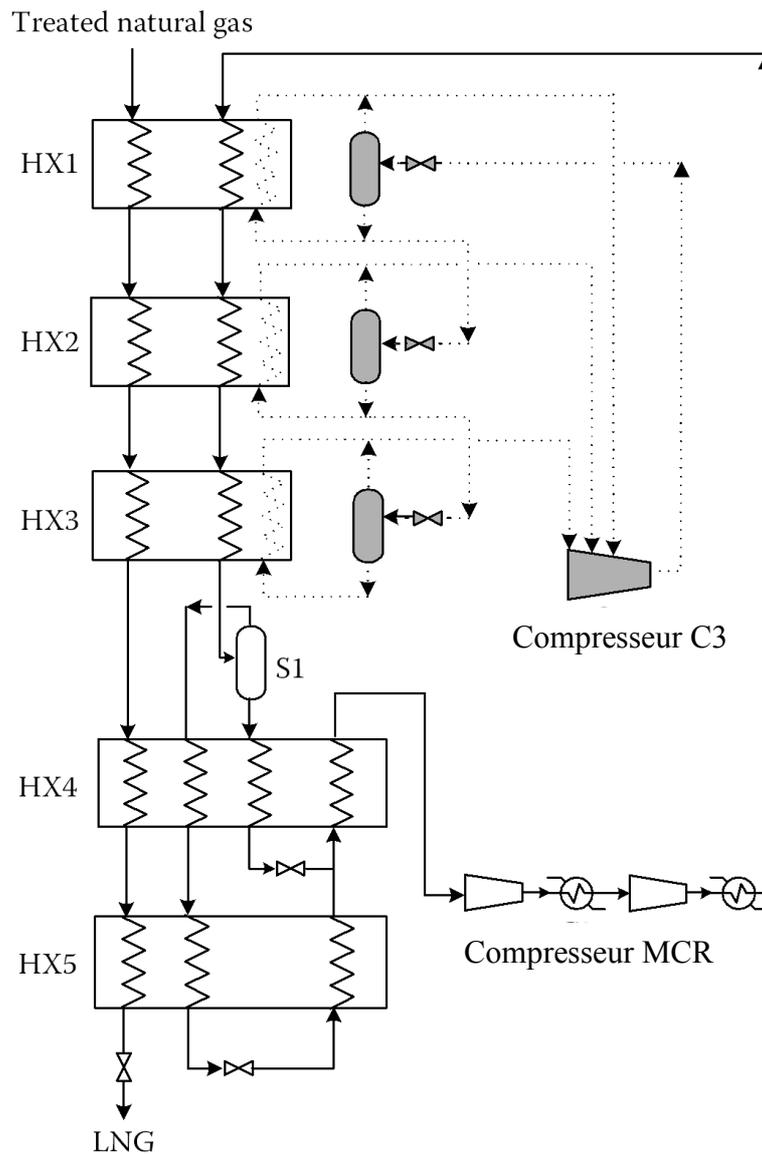


Fig. 1.7 : Cycle MCR avec pré-refroidissement

#### 1.4 Procédé de liquéfaction à cascade classique des trois unités de l'ex-CAMEL

Le procédé utilisé pour le premier complexe commercial du GNL dans le monde est celui à cascade classique. Il est mis en œuvre dans les trois unités de l'ex-CAMEL (Compagnie Algérienne de Méthane Liquéfié), installé à Arzew (Algérie) et mise en service en 1963. La capacité de liquéfaction de ces unités est de  $0,5 \times 10^9$  Nm<sup>3</sup>/an (Annexe A, figure A.1) [8].

Il s'agit d'un cycle en cascade classique, fonctionnant avec 3 étages au propane, 4 étages à l'éthylène et 3 étages au méthane. Le transfert de froid se fait par étapes successives à des températures progressivement décroissantes.

**Le cycle propane** est amorcé par le refroidissement et la condensation totale du propane à 37 °C à la pression de 13 bars. La chaleur est cédée à l'eau de mer disponible à 32 °C. Le liquide obtenu subi une détente à 7,5 bar, ce qui abaisse sa température à 16 °C, suivie de deux autres détente à 4,2 et 1,2 bar permettant d'obtenir des températures d'ébullition respectivement de -3 °C et -37 °C qui assurent :

- le refroidissement et la condensation totale à -31 °C de l'éthylène du second cycle à une pression de 19 bars ;
- le prérefroidissement du méthane du troisième cycle jusqu'à -35 °C ;
- le prérefroidissement avec une condensation partiel du gaz naturel jusqu'aux conditions d'entrée dans la colonne d'extraction. les produits lourds sont extraits au fond de la colonne avec un peu d'éthane et du propane. Les vapeurs sont reprises par le compresseur à leurs températures d'ébullition.

**Le cycle éthylène** assure :

- le refroidissement puis la condensation totale à - 96 °C du méthane réfrigérant du troisième cycle à la pression de 30 bars ;
- Le refroidissement puis la condensation totale du gaz naturel à 38 bars.

**Le cycle méthane** assure le refroidissement final (sous-refroidissement) du GNL jusqu'à la température de - 151 °C.

Le **GNL** est ensuite soumis à deux détente successives respectivement jusqu'à 4 bars et 1.3 bar ; une phase vapeur riche en azote est ainsi produite qui sera utilisée comme fuel gaz. Après la détente finale de 1,3 bar, la teneur en azote du GNL diminue à 2 % environ.

## Chapitre 2 Systèmes de réfrigération magnétique

### 2.1 Principe de la réfrigération magnétique

Le principe de la réfrigération magnétique repose sur l'effet magnétocalorique (EMC). Cette propriété intrinsèque est définie comme étant le réchauffement ou le refroidissement de certains matériaux magnétiques respectivement sous l'application ou la suppression d'un champ magnétique extérieur (Fig. 2.1). Cet effet est maximal autour de la température de transition (température de Curie ou température de Néel). En effet, au voisinage de cette température critique, les variations de l'aimantation sont importantes et se traduisent par de fortes évolutions de l'entropie magnétique du matériau, entraînant une modification de sa température.

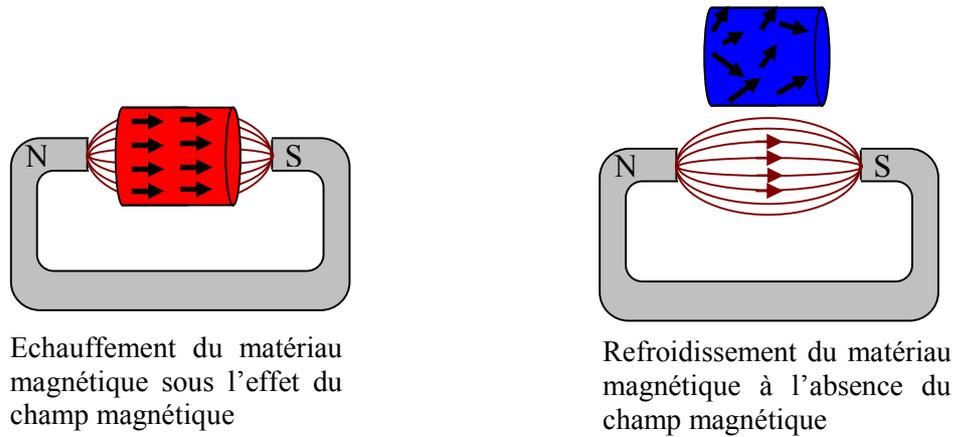


Fig. 2.1 : Principe de l'effet magnétocalorique

L'Effet Magnétocalorique EMC est la conséquence directe du couplage magnétothermique entre les différentes contributions du matériau magnétocalorique à l'entropie totale  $S$  [9] : ces contributions sont d'ordre magnétique  $S_M$ , électronique  $S_E$  et de réseau  $S_R$ .

$$S(T, B) = S_M(T, B) + S_E(T) + S_R(T) \quad (2.1)$$

Si un matériau magnétocalorique est placé dans un champ magnétique, on assiste généralement à un processus rapide. Pratiquement, aucun échange de chaleur n'aura lieu avec l'environnement. Ainsi, pour ce procédé adiabatique, l'entropie totale  $S$ , qui est habituellement la somme de l'entropie magnétique, électronique et de réseau, demeure constante,  $S(T, B) = \text{Constante}$ , mais l'aimantation augmente. Ceci signifie que l'entropie magnétique  $S_M$ , diminue. Donc, les entropies électronique et de réseau  $S_E$  et  $S_R$ , doivent augmenter.

Dans ce cas, l'effet magnétocalorique généré s'exprime par le changement de température adiabatique:

$$\Delta T_{ad} = - \int_0^B \left( \frac{T}{C_p} \right) \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_B dB \quad (2.2)$$

Si le champ est appliqué isothermiquement, l'EMC résultant sera donné par le changement d'entropie magnétique :

$$\Delta S = - \int_0^B \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_B dB \quad (2.3)$$

où,  $B$  est le champ magnétique appliqué,  $T$  est la température du matériau et  $M(B, T)$  est la magnétisation.

## 2.2 Historique

Le phénomène d'effet magnétocalorique fut mis en évidence dans le fer par Otto Warburg en 1881 [10] et c'est seulement en 1918 que Weiss et Piccard l'ont expliqué théoriquement et lui ont donné le nom d'effet magnétocalorique [2].

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 [11].

La première démonstration expérimentale importante de la réfrigération magnétique a été réalisée par W.F. Giaque qui en 1933, a pu descendre sous la température de 1 K [11].

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  $\mu$ W à 0.26 K [1].

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 de l'ordre de 60% à 70% du cycle de Carnot correspondant [11].

En 1976 Barclay et al. ont construit un réfrigérateur magnétique tournant à régénération, celui-ci opère entre 4 K et 15 K et produit 0.9 W [11].

Dans la même année Brown fut le premier à appliquer la réfrigération magnétique autour de la température ambiante au "Lewis Research Centre de la NASA". En utilisant le Gadolinium (Gd) comme matériau magnétocalorique, il a atteint 47 K avec un champ magnétique de 7 T [1].

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 [1].

Les articles publiés jusque là, peuvent être classifiés principalement en deux catégories. La première comprend les travaux sur la modélisation numérique des différents cycles thermodynamiques. La deuxième catégorie est consacrée au développement de matériaux

magnétiques convenables pour les réfrigérateurs magnétiques en vue de substituer les matériaux purs existants par des alliages de meilleures propriétés.

Ce qui a été effectué dans le domaine de l'application de l'effet magnéto-calorique pour la liquéfaction des gaz, on trouve le cas cité par [2], qui a annoncé que l'Institut de recherche sur l'hydrogène de l'Université de Québec à Trois-Rivières (Québec) a mené une étude sur un liquéfacteur à gaz basé sur l'EMC. La source du champ est un aimant supraconducteur ( $B = 5$  T); le matériau (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 au chapitre 3. La source chaude est à température ambiante ( $T_H = 300$  K) et la source froide est à  $-173$  °C ( $T_C = 100$  K). Le circuit du gaz à liquéfier passe par l'échangeur froid. La puissance froide est estimée à 500 W.

Dans le même cadre, une étude analytique a été menée par Utaki et al. [12]. Elle porte sur l'évaluation des performances d'un dispositif de liquéfaction d'Hydrogène. Le matériau utilisé est un matériau idéal à effet magnéto-calorique constant. En effet, l'hydrogène passe d'un état gazeux (300 K) à un état liquide (22 K) à travers plusieurs étages (de 7 à 9 étages) utilisant divers fluides caloporteurs. Ce nombre d'étages a été réduit à 5 pour un cas et 3 pour un autre par un processus de pré-refroidissement de la charge d'hydrogène respectivement par le GNL jusqu'à 120 K et l'Azote liquide jusqu'à 77 K.

Smaili et al. [13] ont proposé une méthode de simulation numérique pour la prédiction des performances d'un liquéfacteur d'Hydrogène constitué par un étage travaillant entre 25°C et -25°C. Le système utilisé est un lit régénérateur à plaques et la puissance frigorifique maximale obtenue est de l'ordre de 2.5 W pour un champ magnétique de 7 T.

### 2.3 Caractérisation de l'Effet Magnéto-calorique (EMC)

- **Mesures directes**

La mesure directe est la méthode la plus évidente pour déterminer l'effet magnéto-calorique d'un matériau. 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 [8]. Ce principe nécessite la mise au point des dispositifs plus sophistiqués pour caractériser de manière complète et précise l'EMC notamment pour des mesures à des champs relativement forts (plus de 1 T).

- **Théorie du champ moléculaire**

Pour calculer l'effet magnéto-calorique EMC à l'aide de l'Eq. (2.2), il est nécessaire de connaître la magnétisation  $M(B, T)$  en fonction de la température et du champ. Selon la mécanique statistique, la grandeur de la magnétisation peut s'exprimer par [14] :

$$M(B, T) = Ng\mu_B JB_J(X) \quad (2.4)$$

où,  $B_J(X)$  est la fonction de Brillouin, elle est donnée par l'Eq.2.5.

$$B_J(X) = \frac{2J+1}{2J} \coth\left(\frac{2J+1}{2J} X\right) - \frac{1}{2J} \coth\left(\frac{1}{2J} X\right) \quad (2.5)$$

Avec

$$X = \frac{g\mu_B JB}{kT} + \frac{3T_c JB_J(X)}{T(J+1)} \quad (2.6)$$

Celle-ci peut être résolue par itération.

Ici,  $\mu_B$  est le magnéton de Bohr,  $g$  est le facteur de Landé,  $J$  est le nombre quantique du moment angulaire total,  $k$  est la constante de Boltzmann, et  $N$  est le nombre de moments magnétiques par unité de masse.

La chaleur spécifique, elle-même, est exprimé en fonction de l'entropie magnétique  $S_M$ , l'entropie du réseau  $S_R$  et l'Entropie électronique  $S_E$  par :

$$C_p(B, T) = T \left( \frac{\partial S}{\partial T} \right)_B = T \left[ \frac{\partial S_M(B, T)}{\partial T} + \frac{\partial S_R(T)}{\partial T} + \frac{\partial S_E(T)}{\partial T} \right] \quad (2.7)$$

Pour déterminer l'EMC, il est souvent commode d'évaluer, tout d'abord, chaque contribution de la substance à l'entropie totale ( $S_M$ ,  $S_R$  et  $S_E$ ).

Selon la théorie du magnétisme, l'entropie magnétique  $S_M$  peut s'exprimer par la relation :

$$S_M(B, T) = R \left[ \ln \sinh \left( \frac{2J+1}{2J} X \right) - \ln \sinh \left( \frac{1}{2J} X \right) - XB_J(X) \right] \quad (2.8)$$

où  $R$  est la constante universelle des gaz.

En utilisant le modèle de Debye relatif à la contribution du mode vibration, l'entropie du réseau  $S_R$  peut s'écrire comme :

$$S_R(T) = R \left[ -3 \ln(1 - e^{-T_D/T}) + 12 \left( \frac{T}{T_D} \right)^3 \int_0^{T_D/T} \frac{z^3}{e^z - 1} dz \right] \quad (2.9)$$

où  $T_D$  est la température de Debye.

D'après le modèle statistique de Fermi-Dirac [14], l'entropie électronique  $S_E$  peut être formulée par :

$$S_E(T) = \gamma T \quad (2.10)$$

où  $\gamma$  est le coefficient de capacité calorifique électronique.

Une autre méthode alternative pour calculer le changement de température adiabatique,  $\Delta T_{ad}$ , au lieu d'utiliser l'Eq.(2.2), en considérant la condition de magnétisation (ou démagnétisation) isentropique suivante :

$$S(0, T) = S(B, T + \Delta T_{ad}) \quad (2.11)$$

où,  $S(T, B) = S_M + S_E + S_R$  et  $\Delta T_{ad}$  désigne l'EMC résultant.

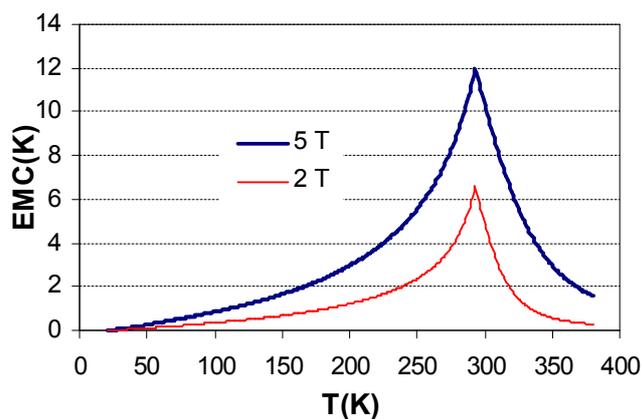
## 2.4 Matériaux à Effet Magnétocalorique et critères de sélection

Pour appliquer l'effet magnétocalorique avec une efficacité élevée, des propriétés optimales sont requises pour les aimants et les matériaux magnétocaloriques. De ce fait, il faut prendre en compte diverses familles dotées d'un effet magnétocalorique convenable.

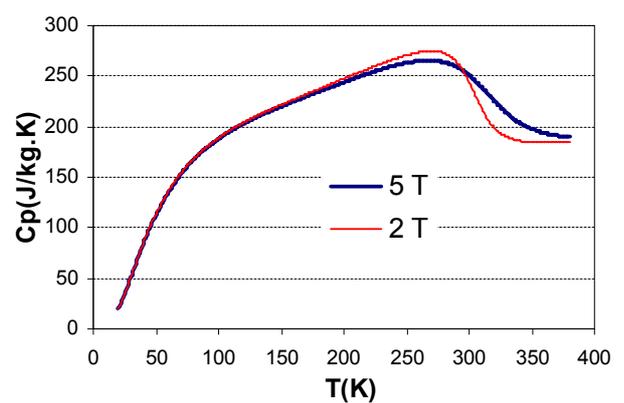
Les seuls corps purs qui possèdent un fort effet magnétocalorique au voisinage de l'ambiante (20°C) sont l'Arsenic et surtout le Gadolinium. C'est pourquoi, ce dernier est souvent utilisé dans les démonstrateurs de « frigo magnétique ». Toutefois son prix élevé et sa mauvaise résistance à la corrosion aqueuse ne permettent pas de concurrencer les systèmes de réfrigération classiques et l'Arsenic, lui, est très toxique. De ce fait, les recherches actuelles sur les matériaux se sont orientés principalement vers la substitution du Gadolinium par deux grandes familles : les alliages à base de Gadolinium et ceux à base de Manganèse tels que  $Gd_5(SixGe_{1-x})_4$  et  $MnFeP_{1-x}As_x$ . Il s'agit de trouver des compositions permettant de disposer d'un EMC conséquent sous un champ magnétique faible, sur un large domaine de température, tout en assurant des coûts de matière première et de mise en œuvre réduits [15].

A l'heure actuelle, certaines substances toxiques dans de tels composés sont en voie d'être remplacées par des éléments plus respectueux de l'environnement. On trouve des discussions sur divers types de matériaux et leurs propriétés distinctes dans des études approfondies. Actuellement, les entropies totales et la puissance frigorifique associée, le changement de température adiabatique et le coût des matériaux sont à l'étude. D'autres propriétés telles que la résistance à la corrosion, les propriétés mécaniques, la conductivité thermique, la résistivité électrique et l'impact sur l'environnement prennent également de l'importance.

Aujourd'hui, les meilleurs matériaux abordables existants ont, selon la littérature, un EMC d'environ 2 à 8 K par Tesla [13]. Les figures 2.2 et 2.3 montrent respectivement l'évolution de l'EMC et la chaleur spécifique du Gadolinium en fonction de la température calculés par la théorie du champ moléculaire pour des champs magnétiques de 2T et 5T.



**Fig. 2.2:** Evolution de l'EMC du Gadolinium en fonction de la température à champ constant (2T et 5T)



**Fig. 2.3:** Evolution de la chaleur spécifique du Gadolinium en fonction de la température à champ constant (2T et 5T)

Evidemment, les matériaux magnétiques les plus attractifs pour la réfrigération magnétique sont ceux qui réunissent au mieux les critères suivants [2] [11] [14]:

- Une variation d'entropie magnétique  $\Delta S_m$  élevée sur une plage de température la plus large possible afin de disposer d'une forte puissance frigorifique. Cela se traduit par un moment magnétique élevé et une transition de phase étendue (valeurs élevées de  $J$  et  $g$ );
- Une variation de température adiabatique  $\Delta T_{ad}$  élevée (fort effet magnétocalorique). Cela se traduit par une faible chaleur spécifique  $C_p$ ;

En plus de ces caractéristiques magnétiques, les propriétés suivantes sont également souhaitables pour obtenir des réfrigérants plus efficaces:

- Une température de transition proche de la température de la source froide;
- Forte chaleur spécifique pour réduire les oscillations en température lors des alternances des débits du fluide;
- Des hystérésis magnétique et thermique minimales permettant d'avoir des fréquences de fonctionnement élevées et donc une grande puissance froide;
- Une grande résistance électrique pour diminuer les pertes par courant de Foucault;
- Une grande conductivité thermique dans le sens des échanges avec le fluide et faible dans les autres directions afin d'améliorer l'efficacité des échanges et limiter les pertes par diffusion dans le matériau;
- De bonnes propriétés mécaniques afin de simplifier les processus de fabrication;
- Un coût d'élaboration et de production faible, nécessaire pour les applications commerciales;
- Faible porosité afin de limiter le volume mort;
- Faible rugosité du matériau et faible viscosité du fluide pour réduire les pertes de charges à l'écoulement;
- Fort coefficient d'échange thermique par convection  $h_{cv}$ .

## 2.5 Cycles de Réfrigération Magnétique

A priori, l'aimantation adiabatique d'un matériau se traduit par une augmentation de sa température. Réciproquement, une désaimantation permet de le refroidir, et cela de façon quasi réversible. On peut réaliser ainsi magnétiquement l'équivalent d'un cycle thermodynamique classique avec une meilleure efficacité énergétique et sans fluide frigorigène (figure 2.4). L'aimantation du matériau est alors équivalente à la compression d'un gaz et sa désaimantation à la détente.

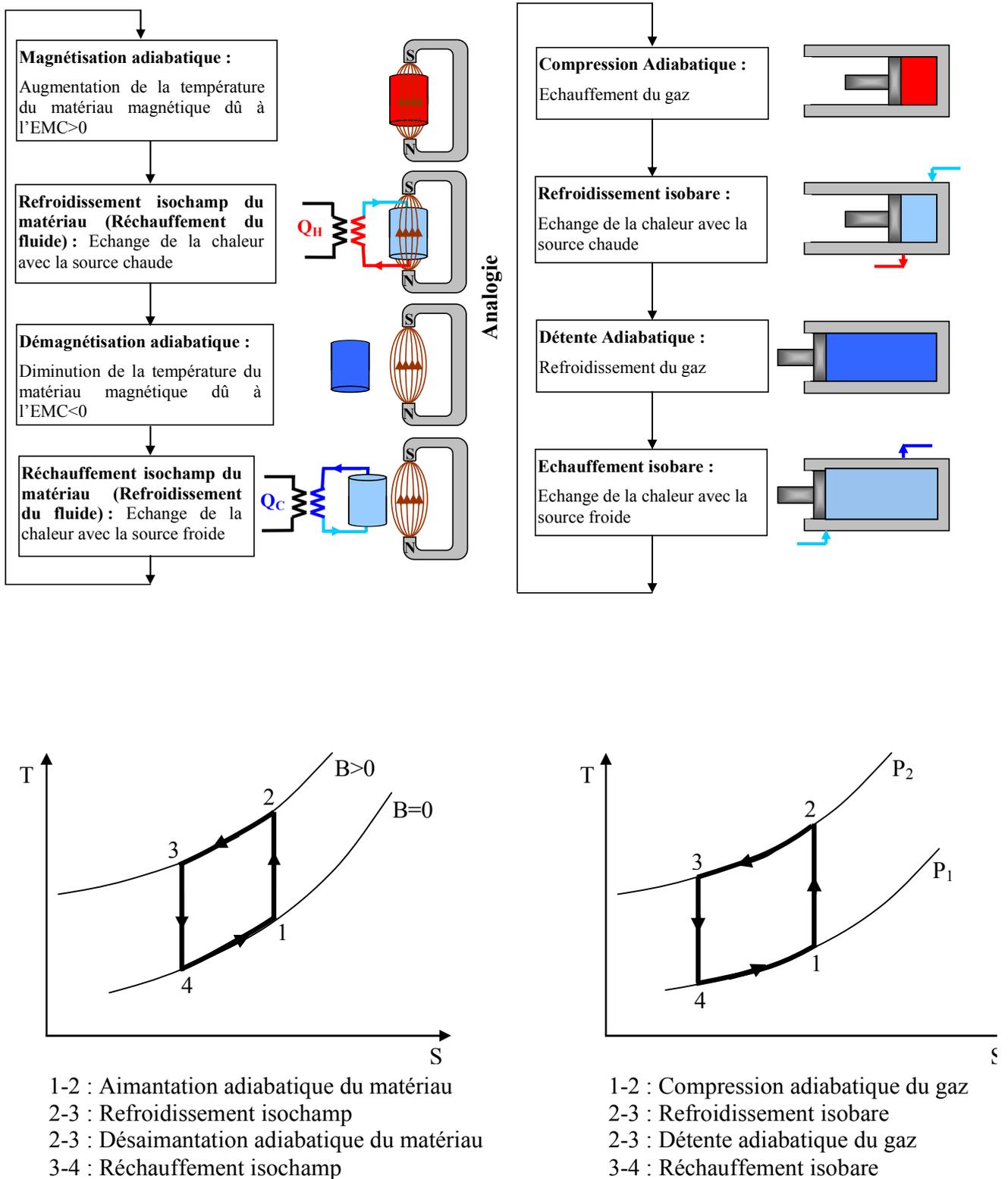


Fig. 2.4 : Analogie entre un cycle magnétothermique et un cycle conventionnel de réfrigération à compression de vapeur

### 2.5.1 Cycles sans régénération

Les machines construites et testées fonctionnent soit suivant des modèles à “coup singulier” (c’est-à-dire, magnétisation isotherme puis démagnétisation adiabatique du réfrigérant), soit suivant le cycle de Carnot (i.e. deux évolutions adiabatiques et deux évolutions isothermiques); qui ne nécessitent donc pas de régénération (i.e. échanges de chaleur avec d’autres substances) [14].

### 2.5.2 Cycles avec régénération

Afin d’utiliser convenablement l’EMC dans un réfrigérateur magnétique, un cycle thermomagnétique doit être accompli. Deux types sont souvent considérés [14]:

- les cycles à régénération (ou à récupération) externe, qui sont analogues à ceux employés dans les cycles conventionnels à gaz (Ericsson, Brayton, Stirling, etc.).
- le cycle à régénération magnétique active (Actif Magnetic Refrigeration : AMR), sans précédent, i.e. le matériau magnétique agit en même temps comme réfrigérant et régénérateur (ou régénérateur actif).

Chaque cycle présente des avantages et des inconvénients pour des conditions d’opération particulières.

## 2.6 Etude descriptive d’un cycle AMR

Tout comme pour les réfrigérant classique, la production du froid par l’exploitation directe de l’EMC autour de la température ambiante est limitée par le fait que les matériaux magnétocaloriques existants ne permettent pas d’atteindre des écarts de température élevés, en particulier dans les systèmes à aimants permanents, car les valeurs de l’EMC sont limitées ; de l’ordre de 2 K/T pour des matériaux ferromagnétiques typiques.

Autrement dit, l’inconvénient principal d’un cycle thermomagnétique est que la température du matériau magnétocalorique doit descendre au dessous de la température du système à réfrigérer (source froide). Ceci ne permet donc pas d’atteindre des températures très basses avec un seul cycle et une variation du champ magnétique modérée.

Ce problème technique a été contourné grâce à des cycles magnétothermiques spécifiques, appelés **cycles à régénération**, où les écarts de températures induits par le processus d’aimantation et désaimantation peuvent être amplifiés. Le rôle de régénération est assuré par le matériau réfrigérant qui subit les cycles aimantation / désaimantation ; les échanges de chaleur entre la source chaude et la source froide sont assurés par un fluide caloporteur qui traverse le matériau en circulant alternativement entre les deux sources. Le principe de fonctionnement d’un tel système est montré en figure (2.5) :

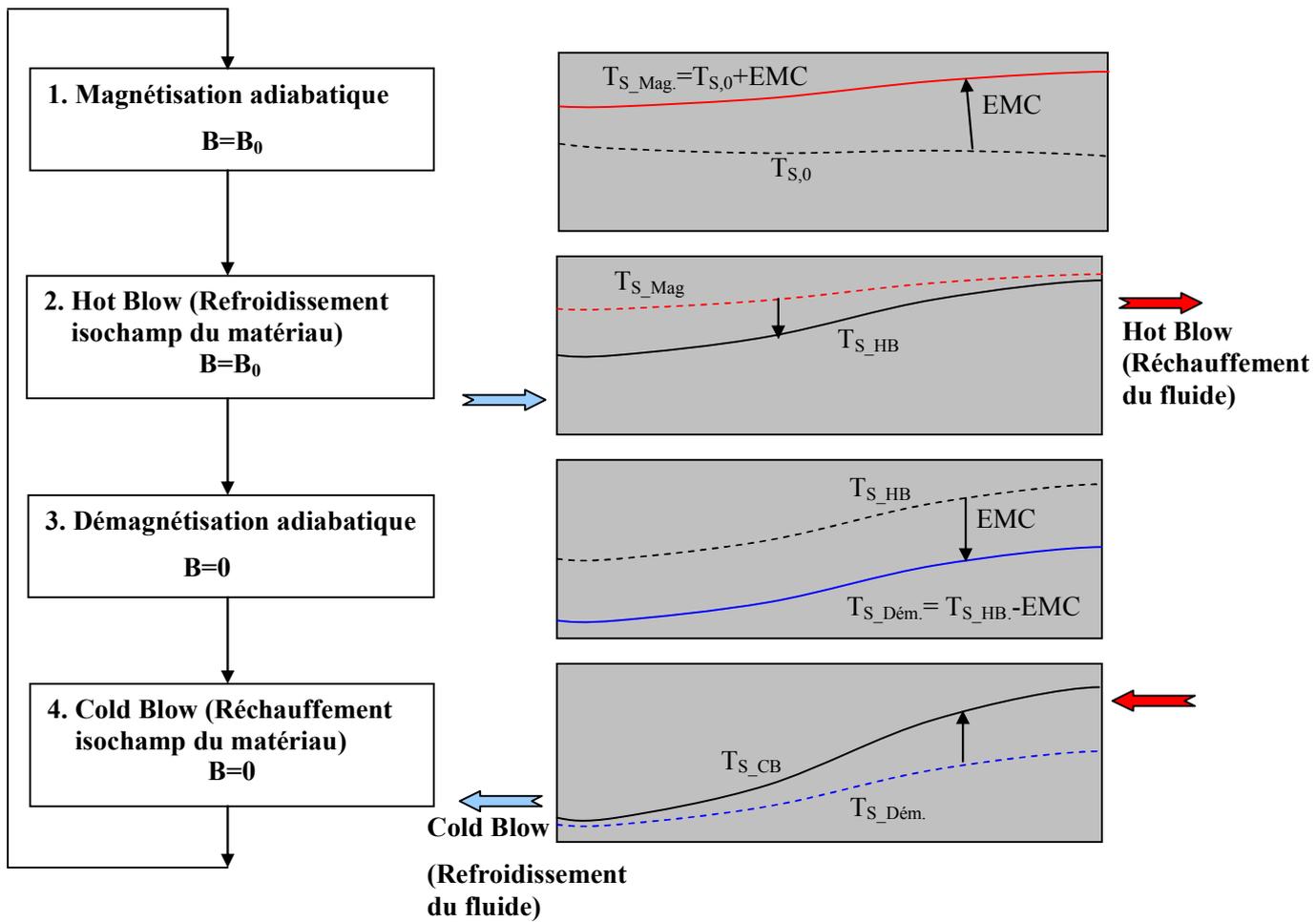


Fig. 2.5 : Description du cycle AMR et profils de température associés le long du régénérateur

Le gradient de température  $\Delta T$  observé (Fig. 2.6) sera amplifié en alternant le fluide entre les deux sources de chaleur jusqu'à atteindre le régime établi.

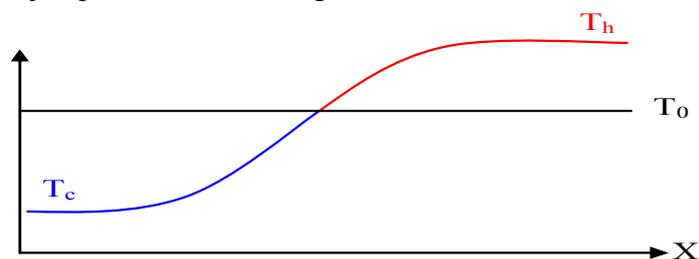


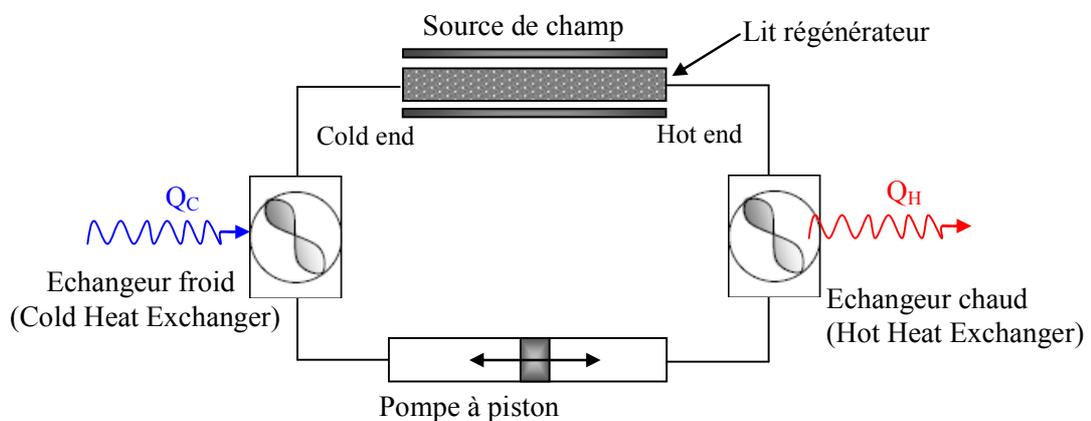
Fig. 2.6 : Gradient de température dans un lit régénérateur

Il est à remarquer qu'un système AMR est caractérisé par un fonctionnement périodique. Chaque période ( $2\tau$ ) représente un cycle magnétothermique qui fonctionne d'une manière identique au cycle sans régénération :

1. Magnétisation adiabatique : augmentation de la température du matériau sous l'effet du champ magnétique.
2. Réchauffement du fluide (Hot Blow) : circulation du fluide de la source froide vers la source chaude produisant un échange de chaleur avec le matériau qui se traduit par un refroidissement isochamp du matériau et réchauffement du fluide caloporteur. Cette chaleur sera cédée à la source chaude à travers l'échangeur chaud.
3. Démagnétisation adiabatique : diminution à nouveau de la température du matériau à la suppression du champ magnétique.
4. Refroidissement du fluide (Cold Blow) : circulation du fluide en sens inverse de la source chaude vers la source froide. Il en résulte un échauffement isochamp du matériau et refroidissement du fluide caloporteur. Ce dernier sera mis en contact thermique avec le fluide à refroidir à travers l'échangeur froid.

Comme illustré en figure 2.7, un système de Réfrigération Magnétique Active (AMR) est essentiellement composé des éléments suivants :

- Un élément actif composé d'un matériau à EMC (lit régénérateur) ;
- Une source de champ menée d'un système de déplacement qui permet de magnétiser et démagnétiser le matériau magnétique ;
- Une pompe alternative qui sert à alterner le fluide caloporteur entre la source chaude et la source froide.
- Un échangeur chaud qui permet au fluide caloporteur de rejeter la chaleur vers la source chaude.
- Un échangeur froid qui sert à récupérer de l'énergie thermique de la source froide (système à réfrigérer).



**Fig. 2.7** : Système AMR

L'application du principe de régénération nécessite un changement du champ magnétique dans le matériau magnétocalorique. Ceci peut être réalisé à l'aide de différents principes :

- Champs magnétiques modifiés en alternance dans des blocs statiques de matériau magnétocalorique par l'application d'électroaimants.
- Mouvement rectiligne du matériau magnétocalorique avec des assemblages d'aimants permanents statiques.
- Mouvement rectiligne d'assemblages d'aimants permanents avec des blocs de matériaux magnétocaloriques statiques.
- Mouvement rotatif de matériaux magnétocaloriques avec des assemblages d'aimants permanents statiques.
- Mouvement rotatif d'assemblages d'aimants permanents avec des blocs de matériaux magnétocaloriques statiques.

## 2.7 Dispositifs de réfrigération magnétique

Suite au premier système de réfrigération magnétique construit par Brown en 1976 [16], de nombreux chercheurs de part le monde ont commencé à attacher de l'importance à la réfrigération magnétique autour de la température ambiante et ont développé consécutivement quelques systèmes intéressants.

Parmi les systèmes trouvés dans la littérature, on cite :

### 2.7.1 Système magnétique de Brown

Le système de Brown est un système tournant basé sur le cycle thermomagnétique d'Ericsson. Le matériau utilisé est le Gd en forme de plaques de 1 mm d'épaisseur, séparées par des fils d'acier inoxydable traversés verticalement par un fluide composé de 80% d'eau et de 20% d'alcool dans un passage de 1 mm. Sous l'application d'un champ magnétique maximal de 7T généré par un supraconducteur, sans charges et après 50 cycles de régénération, une température de 46°C a été atteinte pour la source chaude et -1°C pour la source froide, soit un  $\Delta T$  de 47 °C [16].

### 2.7.2 Système magnétique de Steyert

C'est un système tournant utilisant un matériau magnétocalorique poreux en forme d'anneau et travaillant selon le cycle de Brayton. Il se déplace alternativement entre deux zones de champ magnétique, zone à faible champ magnétique et zone de fort champ, grâce au mouvement rotatif de la roue.

Lors de son passage dans la zone à faible champ magnétique, le matériau magnétocalorique reçoit de la chaleur du fluide caloporteur et se manifeste inversement, c'est-à-dire cède de la chaleur, lors de son passage dans la zone à fort champ magnétique. De sa part, le fluide caloporteur reçoit et cède de la chaleur respectivement de la source froide (système à refroidir) et au réservoir de la source chaude. La figure 2.8 décrit schématiquement le système magnétique de Steyert [17].

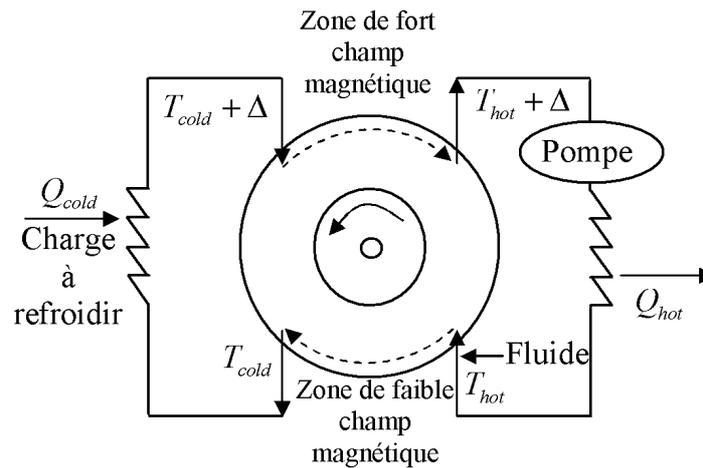


Fig. 2.8 : Représentation schématique du système magnétique de Steyert [17]

### 2.7.3 Système magnétique de Kirol

Ce système a été conçu par Kirol selon le cycle d'Ericsson d'une machine tournante [1]. Le champ magnétique est produit par des aimants permanents NdFeB et atteint une valeur maximale de 0.9 T dans l'entrefer.

Le réfrigérant est un rotor composé d'un disque plat constitué de 270 g de Gadolinium. L'écart de température obtenu est de 11 K.

### 2.7.4 Dispositif magnétique réalisé en Espagne

Le dispositif représenté par la figure (2.9) a été développé par l'équipe de l'Université Polytechnique de Catalogne à Barcelone. Le matériau magnétocalorique est un ruban de Gadolinium (Gd 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. L'écart de température obtenu est respectivement de 1.6 et 5 K pour un champ de 0.3 T et 0.95 T. Ceci correspond à 2.5 fois l'EMC du Gd. Même si les performances obtenues sont faibles, ce dispositif est le premier qui a montré la faisabilité de la réfrigération magnétique avec des champs accessibles par des aimants permanents.

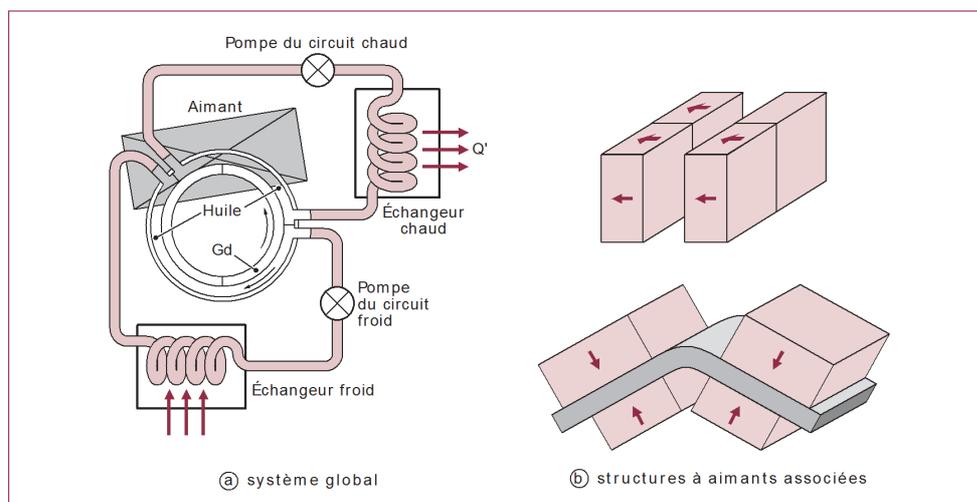


Fig. 2.9 : Dispositif de réfrigération magnétique à aimants permanents [18]

### 2.7.5 Dispositif magnétique du G2Elab

Le dispositif réalisé au G2Elab (Laboratoire de Génie Electrique de Grenoble) est de type alternatif. Le régénérateur est constitué de plaques parallèles de Gadolinium de 1 mm d'épaisseur et de 50 mm de longueur [11]. Le champ magnétique est produit par un aimant permanent (cylindre d'Halbach) créant un champ magnétique de 0.8 T. Le fluide utilisé est l'eau. Sa circulation est assurée par une pompe péristaltique fonctionnant dans les deux sens. Le vérin pneumatique produit le mouvement du bloc réfrigérant et assure les phases aimantation / désaimantation. L'automate programmé permet de gérer le vérin et la circulation du fluide pour effectuer les 4 phases de cycle. Le système est fermé et il n'y a pas d'échange avec l'extérieur. Il a été conçu pour étudier le cycle AMRR et l'exploiter en utilisant différents matériaux.

### 2.7.6 Système magnétique Japonais

Okamura et al. [19] ont construit un système de réfrigération magnétique, comme le montre la figure (2.10). 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. Le système a été amélioré, 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 magnétocalorique.

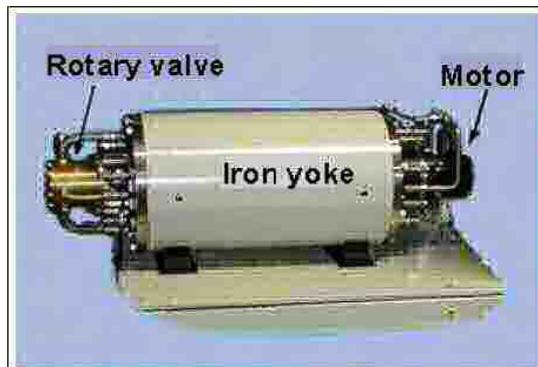


Fig. 2.10 : Système magnétique japonais [19]

### 2.7.7 Système magnétique de Zimm

L'ACM (Astronautics Corporation of America in Madison) a conduit de nombreux travaux de recherche sur la réfrigération magnétique et déposé plusieurs brevets dans ce domaine. 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 [20]. Les lits régénérateurs échangent de la chaleur 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 1 à 4 Hz et divers débits d'eau, les écarts de température obtenus entre la source chaude et la source froide sont de l'ordre de 25°C.

## 2.8 Configuration géométrique d'un système de réfrigération magnétique

La configuration géométrique est un paramètre important dans la conception d'un système de réfrigération magnétique. Elle est incontournable pour optimiser les échanges thermiques. De nombreuses configurations peuvent exister (Fig. 2.11) : plaques, tubes, poudres, billes, toiles ou grilles métalliques empilées, etc.

Le choix de la forme du régénérateur magnétique obéit au même critère que les échangeurs classiques, à savoir la compacité définie comme le rapport entre la surface d'échange et le volume total du régénérateur ( $m^2/m^3$ ).

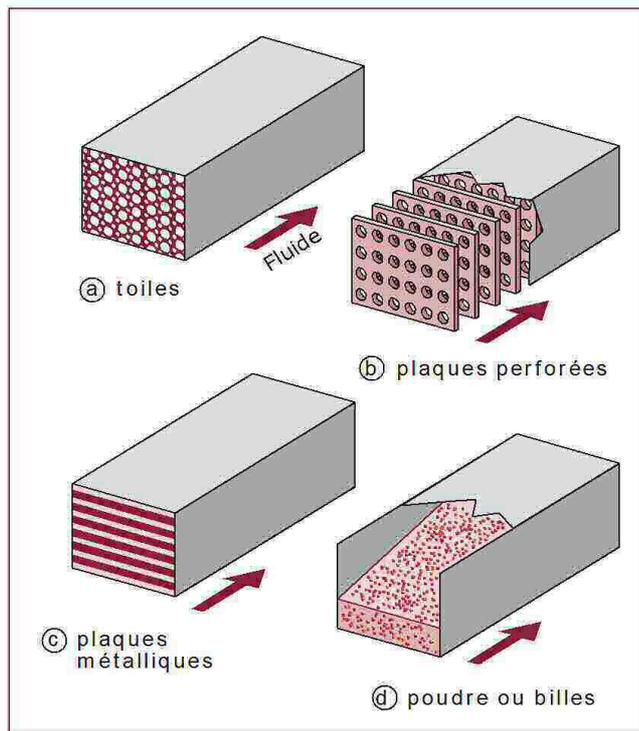


Fig. 2.11 : Différentes configurations du régénérateur magnétique actif [21]

## 2.9 Avantages et inconvénients

La réfrigération magnétique présente de véritables avantages en comparaison avec les autres techniques de production du froid :

- Technologie "verte", sans recours aux frigorigènes conventionnels ;
- Technologie insonore (sans compresseur). Ceci est appréciable dans les applications médicales, par exemple ;
- Efficacité énergétique plus élevée. Des cycles thermodynamiques proches des procédés de Carnot sont réalisables grâce à la réversibilité de l'EMC ;
- Conception simple des machines, par exemple un régénérateur à échangeur de chaleur rotatif poreux ;
- Coûts de maintenance faibles ;
- Basse pression (atmosphérique). Ceci constitue un avantage pour certaines applications telles que le conditionnement d'air fixe et automobile.

En revanche, il existe des inconvénients :

- Nécessité de développement des matériaux à EMC convenable pour permettre des fréquences plus élevées dans les réfrigérateurs magnétiques rectilignes ou rotatifs ;
- Nécessité de protéger les composants électroniques des champs magnétiques. Mais il faut préciser qu'ils sont statiques, de faible portée et qu'ils peuvent être blindés ;
- Limitation de la force de champ des aimants permanents. Les aimants et les électroaimants supraconducteurs sont (trop) onéreux
- Limitation des changements de température. Les systèmes multiétagés perdent de l'efficacité à cause du transfert de chaleur entre les étages

### **2.10 Domaines d'applications**

Les avantages multiples de la réfrigération magnétique lui offrent un potentiel d'application dans de nombreux domaines, de l'industrie aux technologies du quotidien, où elle peut concurrencer les systèmes de réfrigération conventionnels ou encore de réfrigération thermométrique basée sur l'effet Peltier, par exemple :

- Réfrigération domestique ou industrielle ;
- Climatisation de bâtiment ;
- Climatisation de véhicule ;
- Refroidissement de systèmes portables : électronique, médical, etc. ;
- Liquéfaction de gaz.

## Chapitre 3 Modélisation du cycle AMR

Le régénérateur magnétique actif est un élément spécifique dans le système de réfrigération magnétique ; il joue le rôle d'un générateur de chaleur et en même temps, d'un absorbeur de chaleur. La théorie de base de la réfrigération magnétique active s'articule sur le même principe qu'un générateur passif sauf que les propriétés thermophysiques du matériau varient avec l'application et la suppression du champ magnétique. Dans ce chapitre, on s'intéresse à modéliser le cycle AMR à travers son régénérateur magnétique. Il s'agit donc d'étudier l'écoulement du fluide caloporteur dans le lit régénérateur en se basant sur les équations fondamentales de transfert de chaleur et de conservation de l'énergie.

### 3.1 Formulation mathématique

#### 3.1.1 Phases de magnétisation et démagnétisation

On considère que la magnétisation et la démagnétisation du matériau se font d'une manière instantanée sans échange de chaleur avec le milieu extérieur. La température du solide est ainsi calculée, pour un cycle de régénération  $k$ , par :

$$T_s^{(k)} = T_s^{(k-1)} \pm EMC \quad (3.1)$$

Il est utile de rappeler que l'Effet magnétocalorique  $EMC$  (ou  $\Delta T_{ad}$ ) peut se calculer par l'intégration numérique de l'équation d'aimantation du matériau à effet magnétocalorique donné par l'Eq. (2.2). Ou bien, il peut être calculé à partir du changement de température adiabatique en considérant la condition de magnétisation (ou démagnétisation) isentropique, donnée par l'Eq. (2.11).

#### 3.2.2 Phases de refroidissement et de réchauffement

Dans ce paragraphe, on s'intéresse à l'étude des transferts de chaleur monodimensionnels instationnaires entre le fluide caloporteur et le matériau. Le modèle utilisé tient compte de la variation de l'EMC et de la chaleur spécifique du matériau en fonction de la température et du champ magnétique. Tous les autres paramètres et propriétés du solide et du fluide sont considérées constants.

Le modèle proposé dans cette étude est basé sur l'équation de conservation de masse pour le fluide et les équations de conservation d'énergie pour le fluide et le solide en adoptant les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Régime d'écoulement laminaire et monodimensionnel ;
- Fluide Newtonien ;
- Les propriétés physiques sont supposées constantes ;
- Les pertes thermiques vers le milieu extérieur sont négligeables ;

Dans le cas où le matériau est formé de grains ou de billes, on tient compte aussi des considérations suivantes :

- Milieu poreux homogène et isotrope ;
- La porosité du lit est uniforme et constante au cours du temps.

• **Equation de conservation de la masse du fluide :**

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \text{div}(\rho_f U) = 0 \quad (3.2)$$

où,  $\rho_f$  est la masse volumique du fluide et  $U$  est la vitesse moyenne d'écoulement du fluide.

• **Equation de conservation de l'énergie du fluide**

L'équation de l'énergie se déduit à partir d'un bilan énergétique autour d'un élément de volume  $dv_f = A_f \cdot dx$  ; avec  $A_f$  est la section de passage du fluide.

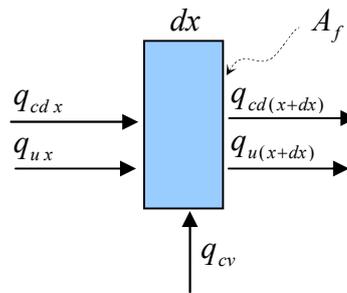


Fig. 3.1 : Bilan énergétique autour d'un volume de contrôle du fluide

Les différents flux intervenant dans le transfert de chaleur autour d'un volume de contrôle du fluide sont :

- Taux de chaleur échangé par convection entre le solide et le fluide :

$$q_{cv} = h_{cv} A (T_s - T_f) \quad (3.3)$$

Avec  $A = P \cdot dx$  est la surface latérale de transfert de chaleur convectif.

$P$  est le périmètre mouillé.

- Taux de chaleur transféré par conduction dans le fluide :

$$q_{cdx} = -\lambda_f A_f \frac{\partial T_f}{\partial x} \quad (3.4)$$

$$q_{cd(x+dx)} \approx q_{cdx} + \frac{\partial(q_{cdx})}{\partial x} dx \quad (3.5)$$

$$q_{cd(x+dx)} = -\lambda_f A_f \frac{\partial T_f}{\partial x} + \frac{\partial(-\lambda_f A_f \frac{\partial T_f}{\partial x})}{\partial x} dx \quad (3.6)$$

où,  $\lambda_f$  est la conductivité thermique du fluide.

- Taux de chaleur transporté par le fluide lors de son écoulement :

$$q_{ux} = \rho_f U A_f C_{pf} T_f \quad (3.7)$$

$$q_{u(x+dx)} = q_{ux} + \frac{\partial(q_{ux})}{\partial x} dx = \rho_f U A_f C_{pf} T_f + \frac{\partial(\rho_f U A_f C_{pf} T_f)}{\partial x} dx \quad (3.8)$$

- Variation temporelle de l'énergie interne de l'élément de volume :

$$\frac{\partial \tilde{u}_f}{\partial t} = \rho_f C_{pf} A_f dx \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad (3.9)$$

où,  $\rho_f$  et  $C_{pf}$  sont respectivement la masse volumique et la chaleur spécifique du fluide et  $\tilde{u}_f$  dénote l'énergie interne du fluide.

Le principe de conservation de l'énergie donne :

$$(q_{cdx} - q_{cd(x+dx)}) + (q_{ux} - q_{u(x+dx)}) + q_{cv} = \rho_f C_{pf} A_f \frac{\partial T_f}{\partial t} dx \quad (3.10)$$

$$\lambda_f A_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} dx - \rho_f C_{pf} A_f U \frac{\partial T_f}{\partial x} dx + h_{cv} P (T_s - T_f) dx = \rho_f C_{pf} A_f \frac{\partial T_f}{\partial t} dx \quad (3.11)$$

Dans le cas où la conduction axiale dans le fluide est négligeable, on obtient :

$$\rho_f C_{pf} A_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho_f C_{pf} A_f U \frac{\partial T_f}{\partial x} = h_{cv} P (T_s - T_f) \quad (3.12)$$

### • Equation de conservation de l'énergie du solide

L'équation de l'énergie se déduit à partir d'un bilan énergétique autour d'un élément de volume  $dv_s = A_s dx$  ; avec  $A_s$  est la section transversale du solide.

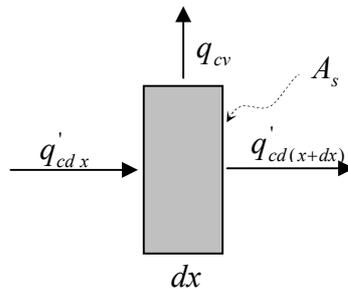


Fig. 3.2 : Bilan énergétique autour d'un volume de contrôle du solide

Les différents flux intervenants dans le transfert de chaleur autour d'un volume de contrôle dans le solide sont :

- Taux de chaleur échangé par convection entre le solide et le fluide :

$$q_{cv} = h_{cv} A (T_s - T_f) = h_{cv} (T_s - T_f) P dx \quad (3.13)$$

- Taux de chaleur transféré par conduction dans le solide :

$$q'_{cdx} = -\lambda_s A_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \quad (3.14)$$

$$q'_{cd(x+dx)} \approx q'_{cdx} + \frac{\partial(q'_{cdx})}{\partial x} dx = -\lambda_s A_s \frac{\partial T_s}{\partial x} + \frac{\partial(-\lambda_s A_s \frac{\partial T_s}{\partial x})}{\partial x} dx \quad (3.15)$$

où,  $\lambda_s$  est la conductivité thermique du solide.

- Variation temporelle de l'énergie interne de l'élément de volume :

$$\frac{\partial \tilde{u}'_s}{\partial t} = \rho_s C_s A_s dx \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (3.16)$$

où,  $\rho_s$  et  $C_s$  sont respectivement la masse volumique et la chaleur spécifique du solide et  $\tilde{u}'_s$  dénote l'énergie interne du solide.

Le principe de conservation de l'énergie donne :

$$(q'_{cdx} - q'_{cd(x+dx)}) - q_{cv} = \frac{\partial \tilde{u}'_s}{\partial t} \quad (3.17)$$

$$\lambda_s A_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} dx - h_{cv} P (T_s - T_f) dx = \rho_s C_s A_s \frac{\partial T_s}{\partial t} dx \quad (3.18)$$

Les équations régissant le transfert de chaleur durant les phases de refroidissement et de réchauffement sont données comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T_f}{\partial t} + U \frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{h_{cv} P}{\rho_f C_{pf} A_f} (T_s - T_f) \end{array} \right. \quad (3.19)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T_s}{\partial t} = -\frac{h_{cv} P}{\rho_s C_s A_s} (T_s - T_f) + \frac{\lambda_s}{\rho_s C_s} \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} \end{array} \right. \quad (3.20)$$

Dans le cas où la conduction axiale dans le solide est négligeable :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T_f}{\partial t} + U \frac{\partial T_f}{\partial x} = \alpha(T_s - T_f) \end{array} \right. \quad (3.21)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T_s}{\partial t} = -\beta(T_s - T_f) \end{array} \right. \quad (3.22)$$

$$\text{où, } \alpha = \frac{h_{cv}P}{\rho_f A_f C_{pf}} \text{ et } \beta = \frac{h_{cv}P}{\rho_s A_s C_s}$$

Si le lit régénérateur considéré est un milieu poreux, les équations régissant le transfert de chaleur dans le lit peuvent être reformulées comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T_f}{\partial t} + \frac{U}{\varepsilon} \frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{h_{cv}A_p}{\varepsilon \rho_f C_{pf}} (T_s - T_f) \end{array} \right. \quad (3.23)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{-h_{cv}A_p}{(1-\varepsilon)\rho_s C_s} (T_s - T_f) \end{array} \right. \quad (3.24)$$

où,  $\varepsilon$  est la porosité du lit régénérateur et  $\frac{U}{\varepsilon}$  représente la vitesse interstitielle du fluide.

#### • Caractérisation des échanges thermiques

Du point de vue thermique, un problème de convection est caractérisé par son coefficient de transfert thermique  $h_{cv}$ . Ce dernier est une fonction dépendante, de manière complexe, de plusieurs paramètres, à savoir : la nature du fluide, le régime d'écoulement, la configuration géométrique, etc. Plusieurs corrélations, basées sur les nombres adimensionnels, peuvent être utilisées pour évaluer ce coefficient selon la configuration géométrique considérée.

Le coefficient  $h_{cv}$  est donné à partir de la définition du nombre de Nusselt  $Nu$  et le diamètre hydraulique  $D_h$  par la formule suivante :

$$Nu = \frac{h_{cv} \cdot D_h}{\lambda_f} \quad (3.25)$$

Par ailleurs, on s'appuie sur des corrélations qui permettent d'exprimer le nombre de Nusselt en fonction des nombres de Reynolds  $Re$  et de Prandtl  $Pr$  qui sont définis par :

$$Re = \frac{\rho_f U D_h}{\mu_f} \quad (3.26)$$

$$Pr = \frac{\mu_f C_{pf}}{\lambda_f} \quad (3.27)$$

Dans cette étude, on s'intéresse à étudier un système AMR constitué d'un lit régénérateur en milieu poreux. Dans ce cas, le coefficient de transfert de chaleur  $h_{cv}$  et la surface d'échange par unité de volume  $A_p$  sont donnés par les corrélations suivantes [22][23] :

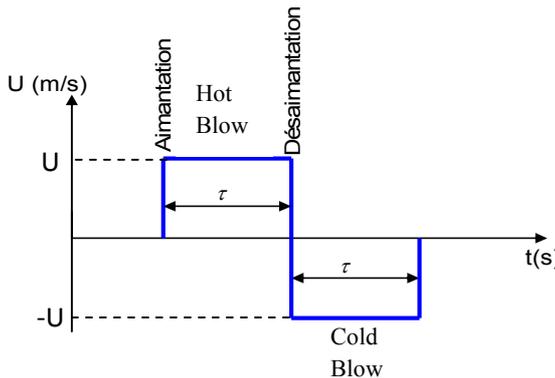
$$Nu = \frac{h_{cv} \cdot D_p}{\lambda_f} = 2 + 1.8 Re^{0.5} Pr^{0.33} \quad (3.28)$$

$$A_p = \frac{6(1-\varepsilon)}{D_p} \quad (3.29)$$

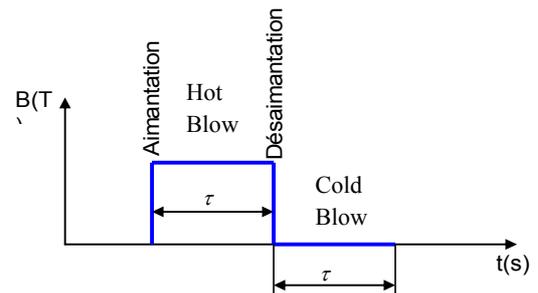
où,  $D_p$  est le diamètre des particules,  $\varepsilon$  est la porosité du lit.

### 3.2.3 Conditions initiales et aux limites

Pour mieux cerner le problème de réfrigération magnétique, il est utile de noter qu'un système AMR est caractérisé par un fonctionnement périodique. Les figures 3.3 et 3.4 représentent respectivement l'évolution schématique de la vitesse d'écoulement du fluide et de l'aimantation du matériau.



**Fig. 3.3** : Variation de la vitesse du fluide au cours des phases de refroidissement et de réchauffement



**Fig. 3.4** : Schéma d'aimantation / désaimantation du solide.

Durant la phase de réchauffement (Hot Blow), l'écoulement se fait dans le sens inverse de celui de la phase de refroidissement (Cold Blow). En utilisant le même repère pour la position  $x$  et les températures du fluide et du solide ( $T_f, T_s$ ), la vitesse sera donc prise avec le signe négatif durant la phase du cold blow.

Le système d'équations différentielles (3.23) et (3.24) est composé de deux dérivées temporelles et une dérivée spatiale. Sa résolution nécessite la mise en place de deux conditions initiales et une condition aux limites. Elles sont posées de la manière suivante :

- **Conditions initiales**

Initialement, le solide et le fluide sont à la température de la source chaude  $T_H$ . En appliquant un champ magnétique, le solide voit sa température augmenter sous l'effet de l'EMC. Par l'écoulement du fluide durant un temps suffisant ( $t_\infty \gg 2\tau$ ), le solide sera refroidit jusqu'à la température initiale  $T_H$ . Ceci nous permet de commencer le cycle de régénération à partir de la phase de démagnétisation.

$$\begin{cases} T_{f\_HB}^{(k=0)}(t_\infty, x) = T_H \\ T_{S\_HB}^{(k=0)}(t_\infty, x) = T_H \end{cases} \quad (3.30)$$

- **Cycle initial (k=0)**

$$\begin{cases} T_{f\_HB}^{(k=0)}(t_\infty, x) = T_H \\ T_{S\_HB}^{(k=0)}(t_\infty, x) = T_H \end{cases} \quad (3.31)$$

Pour les cycles qui suivent ( $k \geq 1$ ), les conditions initiales sont fixées comme suit :

- **Cold Blow (refroidissement du fluide)**  $[0, \tau]$

$$\begin{cases} T_{f\_CB}^{(k)}(t = 0, x) = T_{f\_HB}^{(k-1)}(2\tau, x) \\ T_{S\_CB}^{(k)}(t = 0, x) = T_{S\_HB}^{(k-1)}(2\tau, x) - EMC \end{cases} \quad (3.32)$$

$$\begin{cases} T_{f\_CB}^{(k)}(t = 0, x) = T_{f\_HB}^{(k-1)}(2\tau, x) \\ T_{S\_CB}^{(k)}(t = 0, x) = T_{S\_HB}^{(k-1)}(2\tau, x) - EMC \end{cases} \quad (3.33)$$

- **Hot Blow (réchauffement du fluide)**  $[\tau, 2\tau]$

$$\begin{cases} T_{f\_HB}^{(k)}(t = \tau, x) = T_{f\_CB}^{(k)}(\tau, x) \\ T_{S\_HB}^{(k)}(t = \tau, x) = T_{S\_CB}^{(k)}(\tau, x) + EMC \end{cases} \quad (3.34)$$

$$\begin{cases} T_{f\_HB}^{(k)}(t = \tau, x) = T_{f\_CB}^{(k)}(\tau, x) \\ T_{S\_HB}^{(k)}(t = \tau, x) = T_{S\_CB}^{(k)}(\tau, x) + EMC \end{cases} \quad (3.35)$$

où,  $k$  désigne le numéro de cycle de régénération considéré et  $\tau$  désigne la période de la phase de réchauffement (Hot Blow) ou de refroidissement (Cold Blow) du fluide.

- **Conditions aux limites**

Pour la phase de refroidissement (Cold Blow), l'entrée du fluide étant à  $x=0$  et sa température égale à la température de la source chaude  $T_H$ . Tandis que, l'entrée du fluide pour la phase de réchauffement (Hot Blow) est à  $x=L$  et sa température égale à celle de la source froide  $T_C$ .

$$T_{f\_CB}(t, 0) = T_H \quad 0 \leq t \leq \tau \quad (3.36)$$

$$T_{f\_HB}(t, L) = T_C \quad \tau \leq t \leq 2\tau \quad (3.37)$$

### 3.2.4 Paramètres d'évaluation de performances du cycle

La résolution du modèle mathématique de l'AMR, par des méthodes numériques, permet de représenter le profil de la température dans le régénérateur. Il permet aussi d'évaluer les puissances froides et les écarts de température obtenus au régime établi, et cela pour une combinaison donnée des différents paramètres du cycle, du matériau et du fluide (Fig. 3.5).

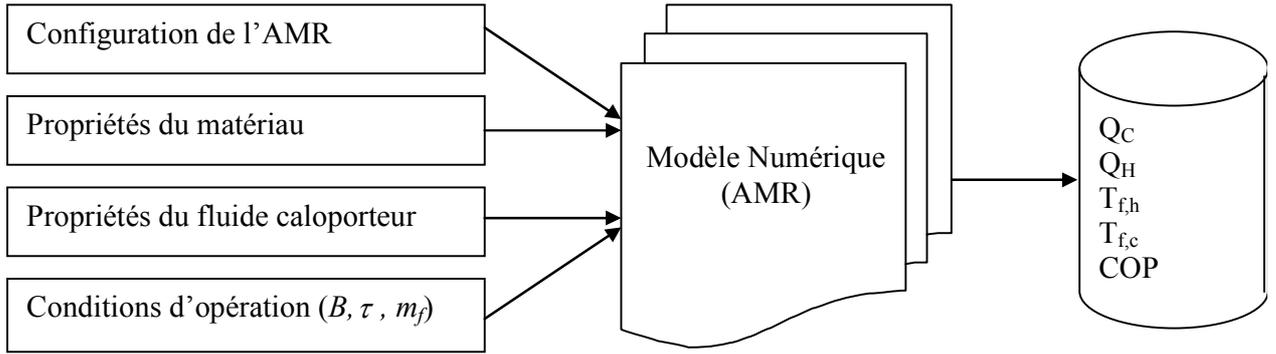


Fig. 3.5 : Schéma input output d'un modèle AMR

### • Température moyenne de sortie du fluide

Les températures de sortie du fluide sont données par le calcul de leurs valeurs moyennes sur l'intervalle de temps  $\tau$  de chaque phase :

$$\text{- Sortie froide : } T_{f,c} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} T_{f\_CB}(L, t) dt \quad (3.38)$$

$$\text{- Sortie chaude : } T_{f,h} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} T_{f\_HB}(0, t) dt \quad (3.39)$$

### • Puissance frigorifique

Pour un régime établi, la puissance frigorifique à récupérer de la source froide ainsi que la quantité de chaleur à rejeter vers la source chaude sont calculées, pour une période totale du cycle  $2\tau$ , comme suit :

$$Q_C = \frac{1}{2\tau} \int_0^{\tau} m_f \cdot Cp_f (T_C - T_{f\_CB}(L, t)) dt = \frac{1}{2} m_f \cdot Cp_f (T_C - T_{f,c}) \quad (3.40)$$

$$Q_H = \frac{1}{2\tau} \int_{\tau}^{2\tau} m_f \cdot Cp_f (T_{f\_HB}(0, t) - T_H) dt = \frac{1}{2} m_f \cdot Cp_f (T_{f,h} - T_H) \quad (3.41)$$

### • Coefficient de performance

Le coefficient de performance qui permet d'évaluer l'efficacité du cycle AMR est défini par :

$$COP = \frac{Q_C}{W} = \frac{Q_C}{Q_H - Q_C} \quad (3.42)$$

En tenant compte du travail de la pompe, le COP peut s'exprimer par :

$$COP = \frac{Q_C}{(Q_H - Q_C) + W_P} \quad (3.43)$$

Avec  $W_P$  est le travail fourni par la pompe pour vaincre les pertes de charge, il est donné par :

$$W_P = 2\tau \frac{m_f (\Delta P_{CB} + \Delta P_{HB})}{\eta_{is} \rho_f} \quad (3.44)$$

Pour un milieu poreux la perte de charge dans le lit  $\Delta P$  peut être déterminée à partir de l'équation d'Ergun suivante [24] :

$$\frac{\Delta P}{L} = 180 \left( \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \right)^2 \frac{\mu_f}{D_p^2} U + 1.8 \left( \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon^2} \right) \frac{\rho_f}{D_p} U^2 \quad (3.45)$$

### 3.3 Résolution numérique

#### 3.3.1 Modèle numérique

La résolution numérique du système d'équations régissant le transfert de chaleur durant les phases de refroidissement (Cold Blow) et de réchauffement (Warm Blow) est effectuée à l'aide de la méthode des différences finies. Cette méthode consiste à définir sur le domaine de calcul considéré un réseau de points sur lesquels les équations différentielles seront discrétisées. Le maillage utilisé est uniforme et les pas de calcul  $\Delta t$  et  $\Delta x$  sont constants.

- **Discrétisation temporelle**

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{T_{s,i}^n - T_{s,i}^{n-1}}{\Delta t} \quad (3.46)$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} = \frac{T_{f,i}^n - T_{f,i}^{n-1}}{\Delta t} \quad (3.47)$$

- **Discrétisation spatiale**

$$\frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{T_{f,i}^n - T_{f,i-1}^n}{\Delta x} \quad (4.48)$$

Le système d'équations discrétisées est obtenu en utilisant un schéma de Crank Nicholson

$$\frac{T_{s,i}^n - T_{s,i}^{n-1}}{\Delta t} = -0.5\beta \left[ (T_{s,i}^n - T_{f,i}^n) + (T_{s,i}^{n-1} - T_{f,i}^{n-1}) \right] \quad (3.49)$$

$$\left( \frac{T_{f,i}^n - T_{f,i}^{n-1}}{\Delta t} \right) + \frac{\alpha}{\beta} \left( \frac{T_{s,i}^n - T_{s,i}^{n-1}}{\Delta t} \right) + 0.5U \left[ \left( \frac{T_{f,i}^n - T_{f,i-1}^n}{\Delta x} \right) + \left( \frac{T_{f,i}^{n-1} - T_{f,i-1}^{n-1}}{\Delta x} \right) \right] = 0 \quad (3.50)$$

Pour la phase de réchauffement (Hot Blow), l'écoulement du fluide se fait dans le sens inverse et la vitesse d'écoulement sera prise avec le signe négatif. L'équation discrétisée sera donc :

$$\left( \frac{T_{f,i}^n - T_{f,i}^{n-1}}{\Delta t} \right) + \frac{\alpha}{\beta} \left( \frac{T_{s,i}^n - T_{s,i}^{n-1}}{\Delta t} \right) - 0.5U \left[ \left( \frac{T_{f,i+1}^n - T_{f,i}^n}{\Delta x} \right) + \left( \frac{T_{f,i+1}^{n-1} - T_{f,i}^{n-1}}{\Delta x} \right) \right] = 0 \quad (3.51)$$

Après arrangement, on obtient le système suivant :

- **Cold Blow**

$$\begin{cases} T_{f,0}^n = T_H \\ T_{S,0}^n = b_1 T_{S,0}^{n-1} + b_2 (T_{f,0}^n + T_{f,0}^{n-1}) \end{cases} \quad i = 0, \quad n = 1, N_t$$

$$\begin{cases} T_{S,i}^n = b_1 T_{S,i}^{n-1} + b_2 (T_{f,i}^n + T_{f,i}^{n-1}) \\ T_{f,i}^n = \frac{1}{k_0} (k_1 T_{f,i-1}^n + k_2 T_{f,i}^{n-1} + k_3 T_{f,i-1}^{n-1} + k_4 T_{S,i}^{n-1}) \end{cases} \quad i = 1, N_x, \quad n = 1, N_t \quad (3.52)$$

- **Hot Blow**

$$\begin{cases} T_{f,N_x}^n = T_C \\ T_{S,N_x}^n = b_1 T_{S,N_x}^{n-1} + b_2 (T_{f,N_x}^n + T_{f,N_x}^{n-1}) \end{cases} \quad i = N_x, \quad n = 1, N_t$$

$$\begin{cases} T_{S,i}^n = b_1 T_{S,i}^{n-1} + b_2 (T_{f,i}^n + T_{f,i}^{n-1}) \\ T_{f,i}^n = \frac{1}{k_0} (k_1 T_{f,i+1}^n + k_2 T_{f,i}^{n-1} + k_3 T_{f,i+1}^{n-1} + k_4 T_{S,i}^{n-1}) \end{cases} \quad i = N_x - 1, 0, -1, \quad n = 1, N_t \quad (3.53)$$

Avec

$$b_1 = \frac{1 - \beta \frac{\Delta t}{2}}{1 + \beta \frac{\Delta t}{2}} \quad k_0 = 1 + \frac{U\Delta t}{2\Delta x} + \frac{\alpha}{\beta} b_2 \quad k_2 = 1 - \frac{U\Delta t}{2\Delta x} - \frac{\alpha}{\beta} b_2$$

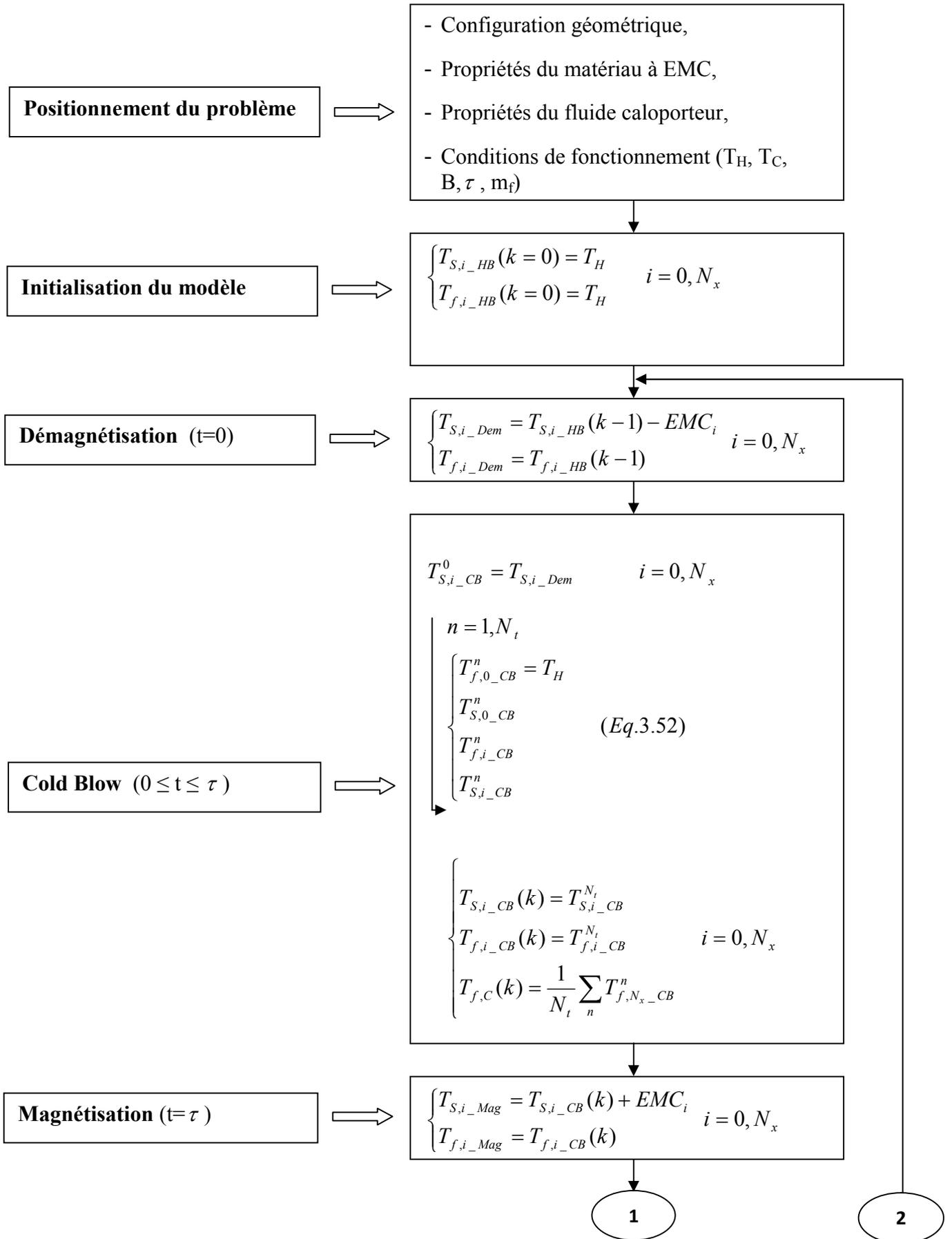
$$b_2 = \frac{\beta \frac{\Delta t}{2}}{1 + \beta \frac{\Delta t}{2}} \quad k_1 = \frac{U\Delta t}{2\Delta x} \quad k_3 = \frac{U\Delta t}{2\Delta x}$$

$$k_4 = (1 - b_1) \frac{\alpha}{\beta}$$

### 3.3.2 Algorithme de calcul

La détermination de la solution du modèle obtenu passe par la résolution du système d'équations linéaires (3.52) et (3.53) qui fait appel aux méthodes numériques directes (Gauss, Gauss Seidel, etc.) ou itératives.

Le processus de calcul, englobant les quatre phases de la réfrigération magnétique active à régénération décrites au chapitre 2, est donné par l'algorithme suivant (Fig. 3.6) :



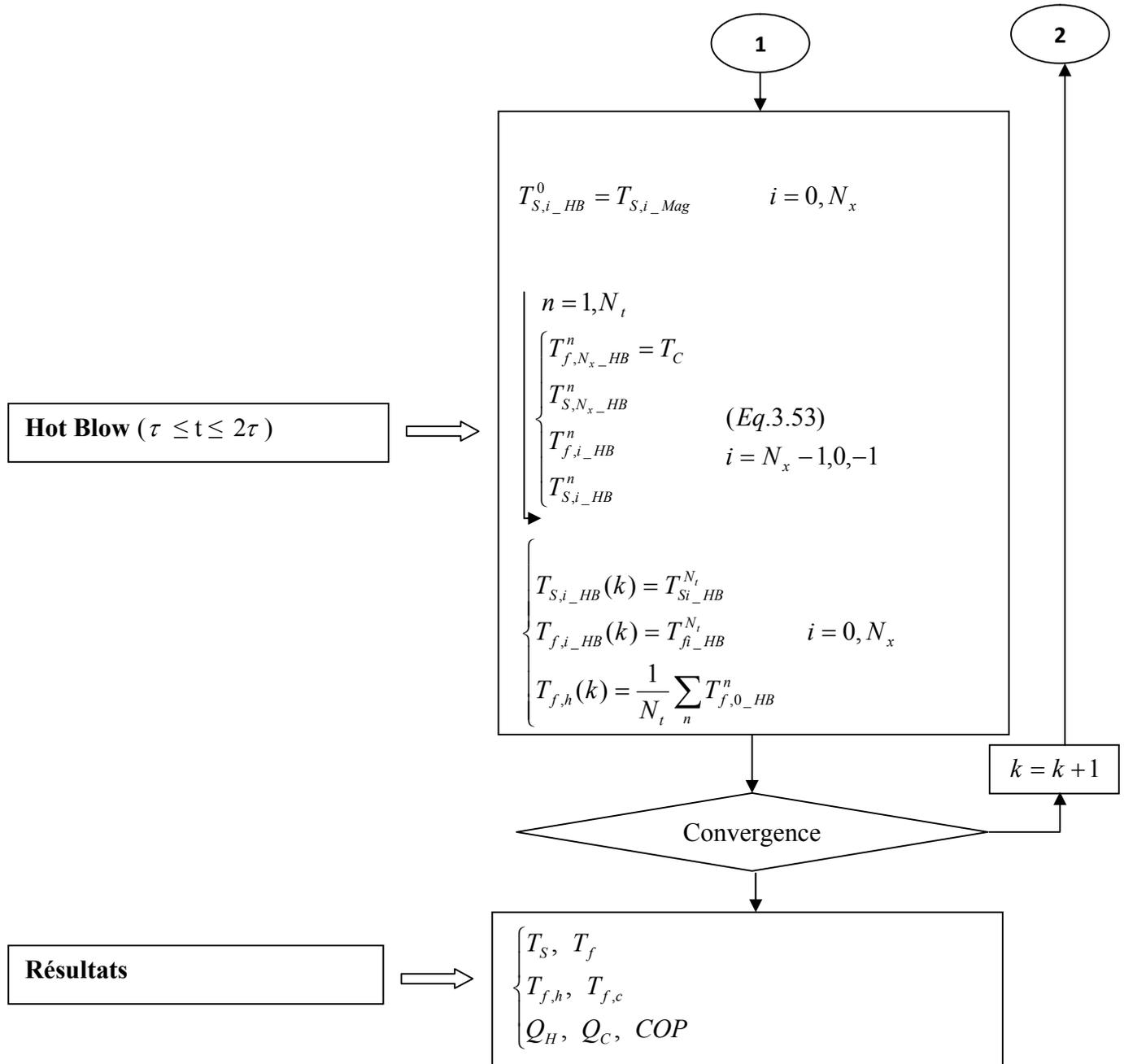


Fig. 3.6 : Algorithme de calcul

### 3.4 Exemple d'application

Sur la base de l'algorithme présenté ci-dessus, un programme de calcul a été développé (Annexe B). Il permet de calculer la puissance frigorifique  $Q_C$ , la puissance calorifique rejetée vers l'extérieur  $Q_H$ , le coefficient de performance COP ainsi que les températures de sortie du fluide chaud  $T_{f,h}$  et du fluide froid  $T_{f,c}$ .

#### 3.4.1 Caractéristique géométrique

Le système considéré est cylindrique et contient des particules sphériques d'un matériau ferromagnétique (Fig.3.7). Le milieu continu dans le système est formé d'une phase solide (matériau à effet magnéto-calorifique) et d'une phase liquide (fluide caloporteur).

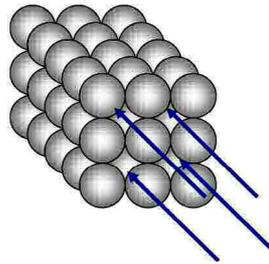


Fig. 3.7 : Configuration géométrique du lit régénérateur étudié [22]

Les caractéristiques géométriques considérées sont données par le tableau (3.1) et les paramètres de fonctionnement par le tableau (3.2).

**Tableau 3.1** : Caractéristiques géométriques du lit régénérateur

Longueur du lit (mm)	100
Diamètre du lit (mm)	45
Diamètre des particules $D_p$ ( $\mu\text{m}$ )	600
Porosité (%)	0,48

**Tableau 3.2** : Paramètres de fonctionnement du lit régénérateur

Matériau à EMC	Gd
Champ magnétique (T)	5
Température de la source chaude ( $^{\circ}\text{C}$ )	25
Fluide Caloporteur	Divers

#### 3.4.2 Maillage utilisé

Le maillage utilisé pour la résolution numérique est un maillage uniforme avec les pas suivants :

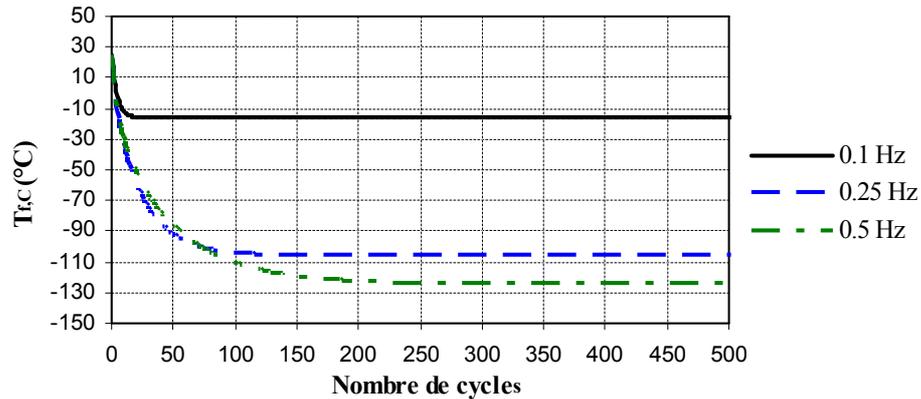
$$\Delta x = \frac{L}{50}, \quad \Delta t = \frac{\tau}{50} \quad \text{pour un nombre de cycles de régénération } k=1,300$$

#### 3.4.3 Résultats

Les paramètres recherchés du modèle AMR s'expriment en termes de puissance frigorifique et de température de sortie du fluide froid. L'évolution de cette dernière est déterminée en fonction du nombre de cycles parcourus pour un fonctionnement sans fluide caloporteur c.à.d. utilisation directe de la charge à refroidir dans le lit régénérateur en isolant le système de la source froide. Les résultats obtenus pour le cas décrit ci-dessus sont présentés par les figures (3.8), (3.9) et (3.10).

### • Evolution de la température de sortie du fluide froid

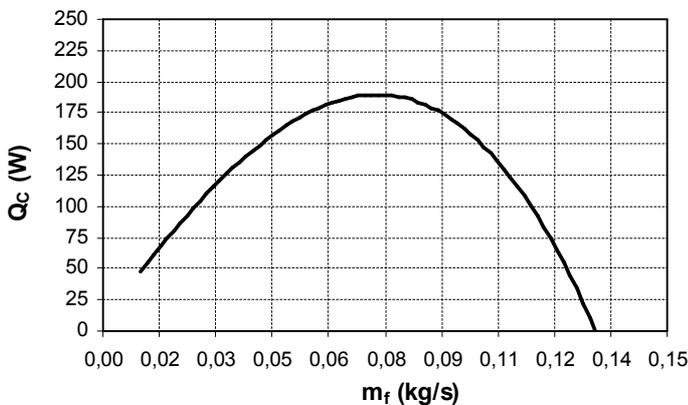
L'utilisation directe du gaz à liquéfier dans le lit régénérateur en écoulement alternatif (sans fluide caloporteur) et sans charge à la source froide, permet de déterminer la température minimale du gaz utilisé, obtenue à la sortie froide du lit régénérateur considéré. La figure 3.8 présente l'évolution de la température de sortie du fluide froid en fonction du nombre de cycles pour un débit de 0.003 kg/s du gaz d'Hydrogène sous l'effet d'un champ magnétique de 5T et pour les fréquences 0.1 Hz, 0.25 Hz et 0.5 Hz.



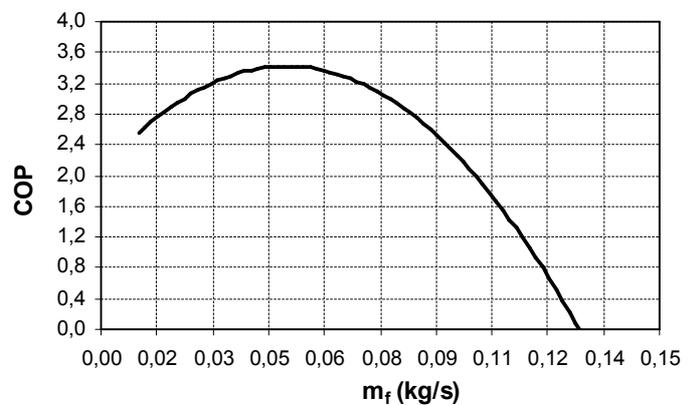
**Fig. 3.8 :** Evolution de la température du fluide froid en fonction du nombre de cycles sous l'effet d'un champ magnétique de 5 T pour un débit de 0.003 kg/s

### • Courbes caractéristiques

L'utilisation d'un fluide caloporteur en écoulement alternatif dans le lit régénérateur et l'application d'une charge à la source froide, mise en contact thermique du fluide caloporteur avec la charge à refroidir à travers l'échangeur froid, dont la température  $T_C$  a été fixée à  $-25$  °C, nous a permis de tracer la courbe caractéristique  $Q_C(m_f)$  et la courbe de coefficient de performance  $COP(m_f)$ , figures (3.9) et (3.10), du lit régénérateur considéré en utilisant les paramètres de fonctionnement présentés sur le tableau (3.6) pour un fluide caloporteur composé de 40% d'eau et de 60% d'un antigel.



**Fig. 3.9 :** Evolution de la puissance frigorifique en fonction du débit du fluide caloporteur, obtenue à un champ magnétique de 5 T et une fréquence 0.25 Hz.



**Fig. 3.10 :** Evolution du COP en fonction du débit du fluide caloporteur, obtenue à un champ magnétique de 5 T et une fréquence 0.25 Hz.

### 3.4.4 Validation

En l'absence d'une solution analytique pour le modèle mathématique proposé, on valide le modèle numérique correspondant par la méthode proposée par Smaili et al. [13]. Cette méthode repose sur la comparaison du travail magnétique net par cycle résultant de la modélisation numérique avec celui donné par l'expression analytique :

$$W_m = 2fM_S C_S (MCE_{mag} - MCE_{dem}) \quad (3.54)$$

où,  $M_S$  est la masse du régénérateur et  $C_S$  la chaleur spécifique du matériau,  $MCE_{mag}$  et  $MCE_{dem}$  représentent respectivement l'effet magnétocalorique de la magnétisation et la démagnétisation adiabatiques du régénérateur magnétique et  $f$  est la fréquence du cycle, elle est donnée par :

$$f = \frac{1}{2\tau} \quad (3.55)$$

En négligeant le travail des forces de dissipation et les pertes de chaleur vers l'extérieur, le principe de conservation de l'énergie, appliqué pour les quatre phases du cycle magnétothermique en régime établi, nous a permis d'écrire :

$$W_m = Q_H - Q_C \quad (3.56)$$

Pour étudier la validation du modèle, les résultats donnés par l'Eq. (3.54) sont ainsi comparés avec ceux donnés par l'Eq. (3.56). Pour ce faire, un élément AMR a été considéré dont les propriétés et les conditions de fonctionnement sont présentées au tableau 3.3 :

**Tableau 3.3 :** Propriétés du lit régénérateur et les paramètres de fonctionnement utilisés pour la validation

Fluide	$m_f$ (kg/s)	$f$ (Hz)	$T_H$ (°C)	$T_C$ (°C)	$C_{ps}$ (J/kg.K)	$\rho_s$ (kg/m <sup>3</sup> )
Eau+DEG	0,03	0,25	25	-25	235	7900

La comparaison des résultats numériques obtenus avec la solution analytique de l'équation (3.54) sont présentés dans le tableau (3.4) :

**Tableau 3.4 :** Résultats de la validation : comparaison entre l'Eq. (3.54) et l'Eq. (3.56)

$MCE_{mag}$ (K)	$MCE_{dem}$ (K)	$Q_{mag}$ (W)	$Q_{dem}$ (W)	$W_m$ (W)	$Q_H$ (W)	$Q_C$ (W)	$Q_H - Q_C$ (W)	$W_m - (Q_H - Q_C)$ (W)
5	4,5	383,65	345,28	38,36	123,57	85,10	38,48	0,11
6	5,5	460,38	422,01	38,36	153,84	115,37	38,48	0,11
7	6,5	537,11	498,74	38,36	184,12	145,64	38,48	0,12

On remarque un écart entre le travail de la magnétisation, calculé analytiquement par l'Eq. (3.54), et celui obtenu par simulation, Eq. (3.56), de l'ordre de 0.11 W, soit une différence inférieure à 0.3%. Ceci confirme la validation du modèle développé pour le cas d'un milieu poreux.

### 3.5 Effets des paramètres caractéristiques de performance

#### 3.5.1 Effet de la configuration géométrique

La puissance frigorifique dépend directement de la forme et du volume du lit régénérateur. Elle varie proportionnellement avec la quantité du matériau à EMC utilisé. En l'occurrence, elle peut varier d'une forme géométrique à une autre même si le volume du lit régénérateur reste invariable. Les figures (3.11) et (3.12) illustrent l'effet du rapport L/D (Rapport de la longueur sur le diamètre) sur les performances d'un lit régénérateur en milieu poreux pour un débit de 0.05 kg/s en utilisant l'eau + antigel (DEG) comme fluide caloporteur.

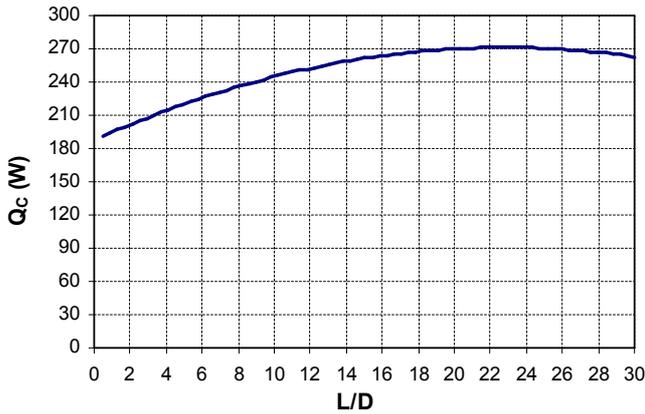


Fig. 3.11 : Evolution de la puissance frigorifique en fonction du rapport L/D

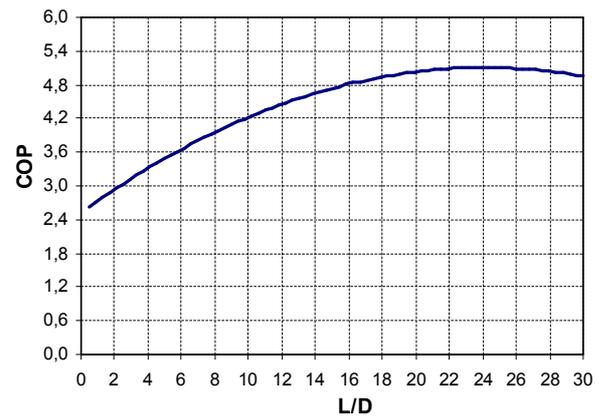


Fig. 3.12 : Evolution du coefficient de performance en fonction du rapport L/D

#### 3.5.2 Effets du débit d'écoulement et de la fréquence du cycle

Les effets du débit d'écoulement et de la fréquence sur les performances du cycle AMR ont été présentés sur les figures (3.13) et (3.14), on constate une forte variation de la puissance frigorifique et le COP avec le débit du fluide caloporteur. Ce débit sera utilisé comme un paramètre régulateur qui permet d'ajuster la température du système à réfrigérer au niveau de l'échangeur froid.

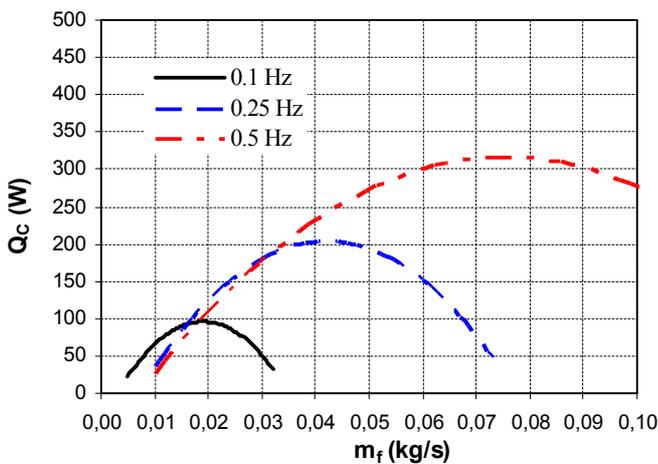


Fig. 3.13 : Evolution de la puissance frigorifique en fonction du débit et de la fréquence du cycle

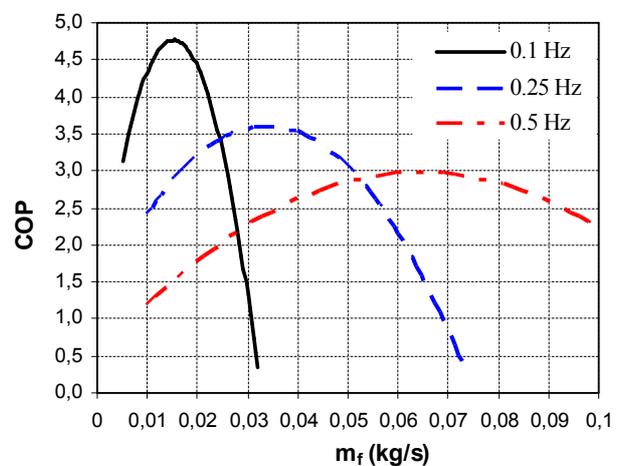


Fig. 3.14 : Evolution du coefficient de performance en fonction du débit et de la fréquence du cycle

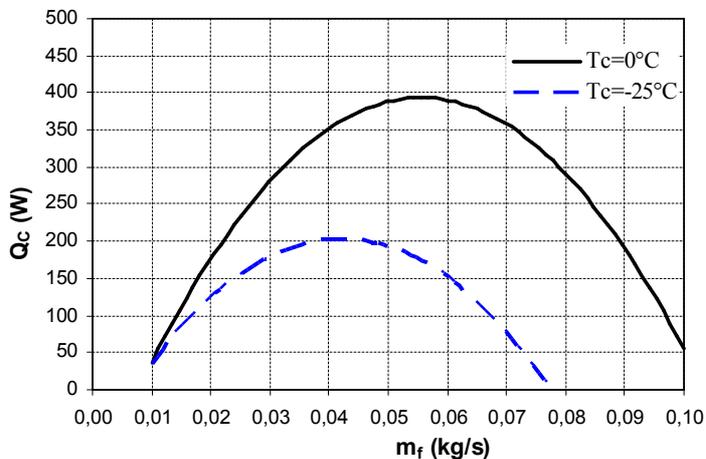
L'examen de l'évolution de la puissance frigorifique en fonction du débit du fluide caloporteur fait apparaître l'intérêt du fonctionnement avec des fréquences élevées malgré que le coefficient de performance diminue.

En termes de valeur, la variation de la fréquence du cycle AMR de 0.1 Hz à 0.5 Hz permet d'augmenter la puissance maximale de 100 W à 340 W. Tandis que le COP maximum diminue de 5.5 à 3.

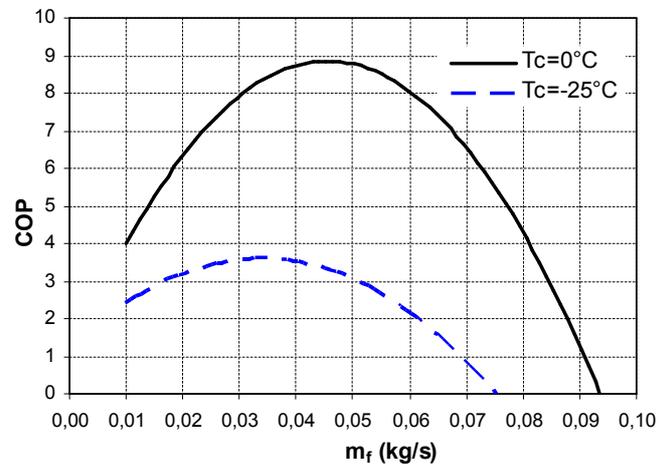
Un autre avantage peut également être noté pour le fonctionnement avec des fréquences élevées, c'est que la flexibilité d'exploitation devient plus importante (plus large variation de débit tout en restant autour du COP optimal).

### 3.5.3 Effet de l'écart de température entre la source chaude et la source froide

Les figures (3.15) et (3.16) révèlent que la puissance froide et le coefficient de performance (COP) augmentent avec la diminution de l'écart entre la température de la source chaude et la température de la source froide. A titre d'exemple, on constate une augmentation de la puissance frigorifique maximale, produite par un débit de 0.05 kg/s, d'environ 170 W lorsque la température de la source froide serait ramenée de  $-25^{\circ}\text{C}$  à  $0^{\circ}\text{C}$  tout en gardant la température de la source chaude à  $25^{\circ}\text{C}$ . Ceci permet d'augmenter aussi le COP maximum d'environ 3.5 à une valeur supérieur à 8.5.



**Fig. 3.15** : Evolution de la puissance frigorifique en fonction du débit et la température de la source froide



**Fig. 3.16** : Evolution du coefficient de performance en fonction du débit et la température de la source froide

### 3.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons introduit les cycles de fonctionnement des systèmes de réfrigération magnétique en général. L'emphase a été portée sur l'étude du cycle AMR, étant donné que le liquéfacteur magnétique proposé est basé sur des cycles AMR. En résumé les points suivants ont été abordés :

- Les équations gouvernant l'écoulement du fluide caloporteur à travers le régénérateur magnétique,
- La méthode de résolution consistant à appliquer le schéma implicite des différences finies.

L'analyse des résultats obtenus à l'aide du modèle numérique mis au point nous a permis de constater que :

- L'application des cycles magnétothermiques à régénération permet d'atteindre des températures assez basses à la sortie du fluide froid (-120 °C a été observé pour un lit régénérateur en billes traversé par le gaz d'Hydrogène) ce qui justifie l'utilisation de la réfrigération magnétique pour des systèmes cryogéniques.
- L'évolution de la température moyenne de sortie du fluide froid atteint son régime établi après un certain nombre de cycle de régénération. Ceci permet d'avoir un fonctionnement stable du système AMR.
- La production de la puissance de réfrigération dépend, non seulement, de l'intensité du champ magnétique et du matériau magnéto-calorique utilisé, mais aussi, de la forme du lit régénérateur, de l'écart entre la température de la source chaude et celle de la source froide, de la nature du fluide caloporteur ainsi que du débit d'écoulement et de la fréquence du cycle.

Par ailleurs, il serait également important d'améliorer le modèle développé par la prise en considération de la conduction axiale et la variation des propriétés physiques du fluide caloporteur et étudier leurs effets sur les résultats obtenus afin de mieux prédire les performances du système et les optimiser.

Dès lors, il ne reste qu'à appliquer le modèle numérique développé pour estimer la puissance frigorifique qui pourrait être produite et exploiter les résultats obtenus pour le dimensionnement puis l'optimisation d'un liquéfacteur de gaz basé sur le principe de la réfrigération magnétique. Cela va être l'objet du chapitre suivant.

## Chapitre 4      Calculs et analyse thermique du cycle AMR appliqué pour la liquéfaction du gaz naturel

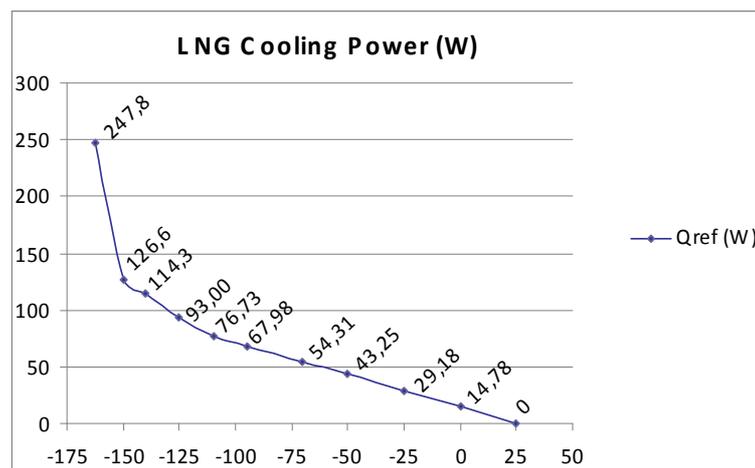
Le présent chapitre porte sur le calcul et l'analyse thermiques du cycle AMR appliqué pour la liquéfaction du gaz naturel qui s'effectue par la mise en contact thermique du fluide caloporteur avec le gaz à liquéfier à travers l'échangeur froid du cycle AMR considéré. Pour cela une méthode de calcul a été proposée. Cette méthode est basée sur l'utilisation du logiciel Hysys. Les performances du liquéfacteur AMR sont évaluées et l'effet du nombre de cascades a été étudié.

### 4.1 Courbe de refroidissement du gaz naturel

La liquéfaction du gaz naturel nécessite un apport de froid important, notamment dans la zone cryogénique. Ci-dessous la courbe de refroidissement du GNL qui représente l'allure de l'énergie calorifique utile absorbée par 1 kg/h de gaz naturel lorsqu'il est ramené d'une température initiale de 25°C à une température finale T. La composition du gaz considérée est celle d'un échantillon réel chargé à partir des complexes de liquéfaction d'Arzew :

**Tableau 4.1** : Composition du Gaz Naturel Liquéfié

Composition	Fraction Molaire(%)
N2	0,54
C1	90,62
C2	7,92
C3	0,89
n-C4	0,02
i-C4	0,01
Total	100



**Fig. 4.1** : Courbe de refroidissement de 1 kg/h de gaz naturel

Cette courbe est obtenue en utilisant le logiciel de simulation Hysys. En absence de tel outil de travail, la courbe devrait être tracée en procédant à un calcul d'enthalpie du mélange de gaz pour chaque température. Dans la zone de changement de phase, le passage par un calcul de flash est obligatoire afin de déterminer la fraction de vapeur dans le mélange.

## 4.2 Modèle descriptif d'un liquéfacteur magnétique

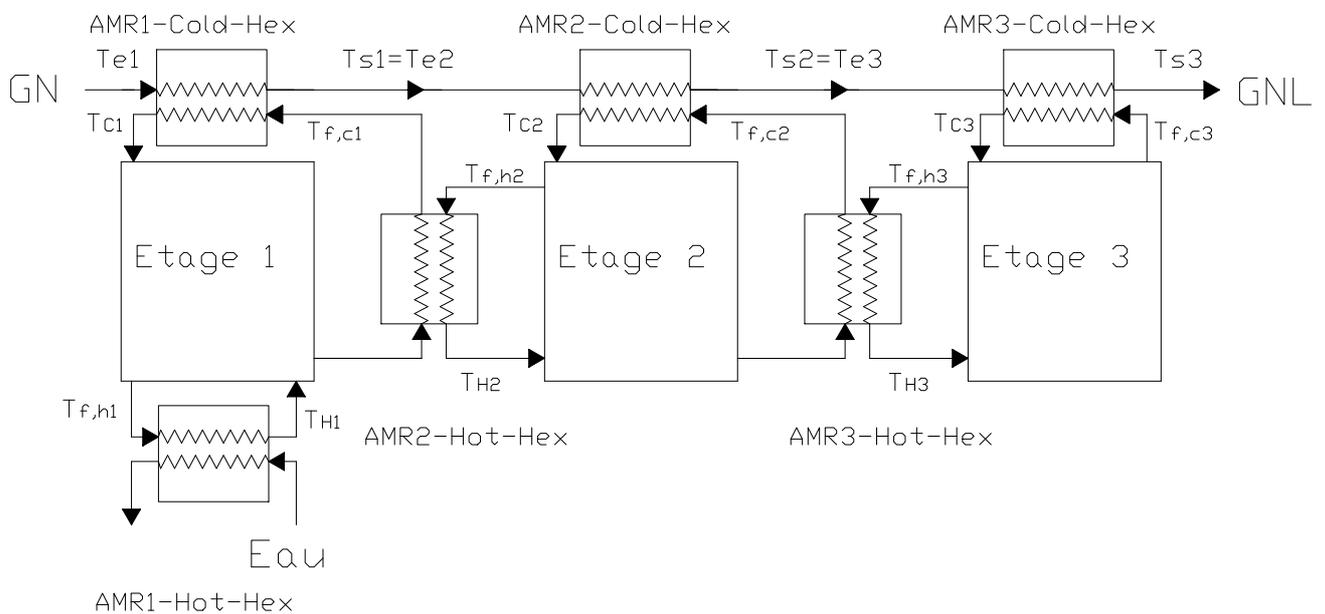
### 4.2.1 Schéma de principe

Pour des considérations techniques et économiques, un liquéfacteur de gaz peut avoir, selon le cas, la mise en place de plusieurs étages montés en cascade. Ces considérations peuvent être liées au matériau à effet magnéto-calorique choisi, à la géométrie du lit régénérateur, à la nature et le régime d'écoulement du fluide caloporteur utilisé, etc. L'optimisation est, donc, basée sur un compromis à faire entre ces paramètres afin d'avoir une meilleure efficacité du système avec un coût minimum d'investissement.

Deux approches peuvent être adoptées lors de la conception d'un liquéfacteur :

- Approche directe : il s'agit de fixer les paramètres géométriques du lit régénérateur et de déterminer ensuite le débit du gaz à liquéfier et les conditions de travail optimales.
- Approche inverse : elle repose sur la détermination du nombre d'étages ainsi que les dimensions géométriques de l'élément actif qui peuvent assurer la liquéfaction d'une quantité de gaz fixée au préalable.

La figure (4.2) illustre le schéma de principe d'un liquéfacteur magnétique à gaz à plusieurs étages [25]. Il est à remarquer que le fluide chaud d'un étage est refroidi par le fluide froid de l'étage inférieur par la mise en contact thermique des deux fluides.



**Fig. 4.2** : Schéma de principe d'un liquéfacteur magnétique à gaz à plusieurs étages [25]

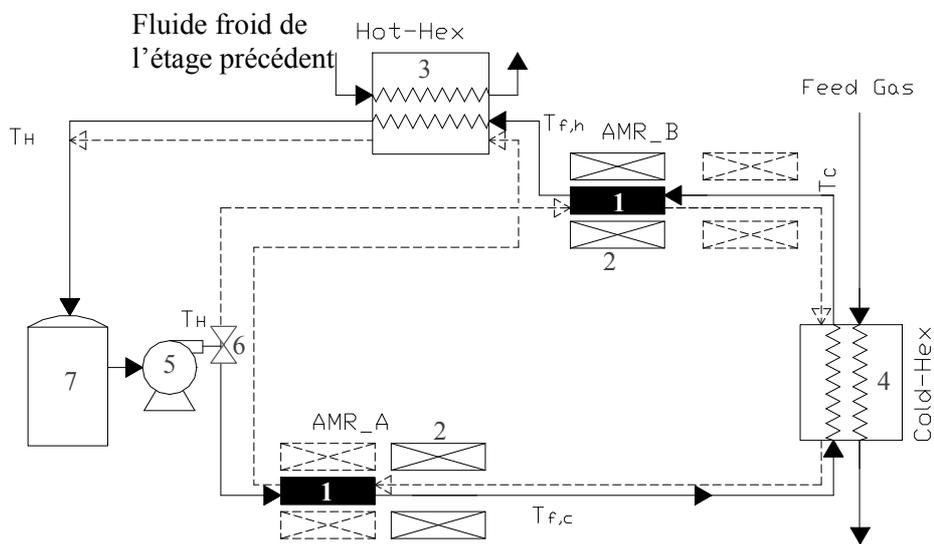
### 4.2.2 Mode opératoire d'un étage donné :

Dans la pratique, la production du froid à partir d'un régénérateur magnétique actif possède une limitation à caractère technique due au fonctionnement intermittent de l'élément AMR qui se base sur un écoulement alternatif du fluide caloporteur entre la source chaude et la source froide.

Comme alternative à cette contrainte et pour assurer une continuité dans la production de la puissance frigorifique, on propose un système composé de deux AMR au niveau de chaque étage travaillant en alternance.

Dans ce qui suit, on s'intéresse à un liquéfacteur dont l'étage est composé des éléments suivants (Fig. 4.3) :

- Deux lits régénérateurs d'un matériau ferromagnétique identique (1),
- Deux sources de champ magnétique menées d'un système de déplacement pour assurer la magnétisation et la démagnétisation (2),
- Un échangeur chaud qui sert à rejeter de la chaleur vers la source chaude. Cet échangeur sert à refroidir le fluide caloporteur de l'étage par celui de l'étage supérieur (3),
- Un échangeur froid qui sert à refroidir le gaz naturel (4),
- Une pompe d'alimentation pour faire circuler le fluide à travers le lit régénérateur (5),
- Une vanne automatique placée sur la ligne de refoulement de la pompe qui sert à alterner le fluide entre le premier élément régénérateur et le deuxième (6),
- Un bac de stockage avec appoint pour chaque fluide caloporteur (7).



———— Sens d'écoulement durant la phase de magnétisation de l'AMR\_B / Démagnétisation de l'AMR\_A

----- Sens d'écoulement durant la phase de magnétisation de l'AMR\_A / Démagnétisation de l'AMR\_B

**Fig. 4.3** : Schéma de fonctionnement d'un étage proposé

A la mise en service du système, le fluide est aspiré du bac de stockage par la pompe d'alimentation pour être refoulé vers l'AMR\_A, qui se trouve en phase de démagnétisation, à la température de la source chaude  $T_H$ . Après avoir cédé sa chaleur au matériau, il quitte le régénérateur à la température froide  $T_{f,c}$ . A cette température, le fluide échange de la chaleur successivement avec le fluide chaud de l'étage précédent et le gaz à liquéfier respectivement dans l'échangeur chaud de l'étage supérieur et l'échangeur froid de l'étage considéré. Il sort à la température de la source froide  $T_C$  pour passer vers l'AMR\_B.

L'AMR\_B, qui se trouve en phase de magnétisation, reçoit le fluide froid à la température  $T_C$ . En échangeant de la chaleur avec le matériau, il quitte le régénérateur à la température chaude  $T_{f,h}$ . Il sera ensuite refroidi, par échange de chaleur avec le fluide caloporteur froid de l'étage inférieur, dans l'échangeur chaud Hot-Hex pour être refoulé vers le bac de stockage à la température de la source chaude  $T_H$ .

A son refoulement au bac de stockage, le fluide caloporteur aurait subi les quatre phases du cycle magnétothermique réalisées par les deux éléments actifs AMR\_A et AMR\_B. En alternant l'écoulement, le cycle recommencera à partir de l'AMR\_B qui sera, à son tour, en phase de démagnétisation.

### 4.3 Caractérisation technique du liquéfacteur AMR

#### 4.3.1 Nombre d'étages

Le gaz naturel, tel que défini dans le domaine industriel, devient un liquide saturé à la température d'environ  $-162\text{ °C}$  sous une pression atmosphérique. Le fluide réfrigérant doit descendre au-deçà de cette température. Le travail avec un seul étage dans une plage de température qui varie de  $25\text{ °C}$ , température initiale du gaz naturel, à  $-162\text{ °C}$  ne permet pas de produire une puissance frigorifique satisfaisante.

Par ailleurs, les propriétés thermodynamiques des fluides en termes de changement de phase ne permettent de faire fonctionner le cycle AMR avec un seul fluide caloporteur qui reste à l'état liquide dans toute cette plage de température.

A cet effet, il importe de considérer, en premier lieu, un liquéfacteur magnétique composé de 3 étages. Chaque étage est basé sur un matériau à EMC différent selon la configuration présentée par la figure 4.4. Les différentes plages de température d'opération des étages ainsi que les fluides caloporteurs correspondants sont présentés dans le tableau 4.2. L'effet du nombre d'étages sur les performances du liquéfacteur sera considéré ultérieurement.

**Tableau 4.2 :** Les plages de températures d'opération et les fluides caloporteurs utilisés pour chaque étage

Etage	$T_H$ (°C)	$T_C$ (°C)	Matériau à EMC	Fluide caloporteur
1	25	-40	Gd	Eau +Antigel
2	-35	-140	Tr	C4 liquide
3	-135	-167	Dy	C3 liquide

Le choix du fluide caloporteur est basé principalement sur ses propriétés physiques (densité, capacité calorifique, viscosité, point d'ébullition, température de solidification, etc.). Ci-après, tableau 4.3, les propriétés de certains fluides qui peuvent être utilisés comme fluide caloporteur dans un liquéfacteur magnétique.

**Tableau 4.3** : Propriétés de certains fluides caloporteurs à 1 atm.

Fluide	T du fluide (°C)	T d'ébullition (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Cp (J/kg-K)	$\mu$ (Pa.s)	$\lambda$ (W/m.K)
Eau	19.5	100	1011.5	4314.4	0.001014	0.6026
Eau+DEG (60%)	0	-45	1124.9	2507.3	0.04725	0.2112
Propane	-75	-42.5	693.4	1645	0.0014	0.194
Butane	-100	-4.7	693.3	1643	0.0008	0.129

### 4.3.2 Caractéristiques des matériaux magnétocaloriques utilisés

Le Gadolinium pur peut être considéré comme la substance idéale pour le froid magnétique. L'avantage du Gadolinium pur est que ses propriétés physiques peuvent être décrites par des lois physiques fondamentales, comme par exemple la fonction de Brillouin pour l'aimantation ou la fonction de Debye pour la chaleur massique, etc. Ceci permet de calculer, de façon numérique, des diagrammes magnétothermiques de haute précision. Le développement de tels diagrammes pour des alliages magnétocaloriques exigerait une quantité considérable de données expérimentales de grande qualité qui ne sont généralement pas disponibles.

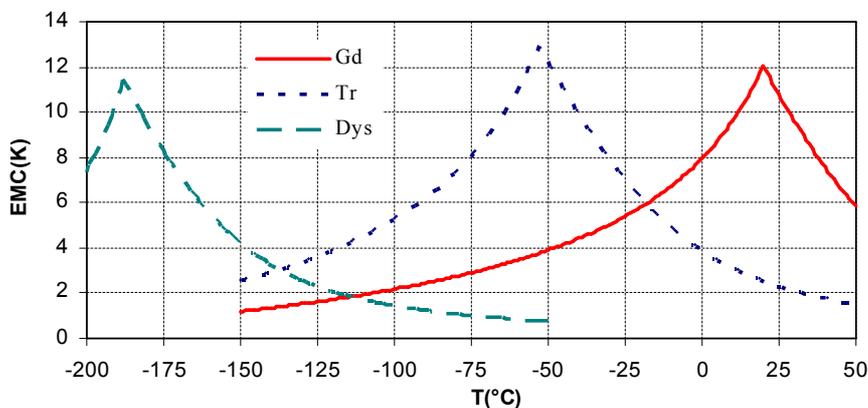
Il est donc judicieux de commencer les premières expérimentations sur un prototype de liquéfacteur utilisant du Gadolinium. Une fois que les problèmes initiaux ont été résolus, on peut remplacer le Gadolinium par de meilleurs alliages magnétocaloriques.

Néanmoins, d'autres matériaux pourraient être utilisés pour les étages fonctionnant à basses températures. Trois matériaux purs (Gadolinium, Terbium et Dysprosium) ont été sélectionnés pour pouvoir exploiter un EMC important sur une large plage de température. Ce choix est basé sur la température de curie du matériau qui doit être proche de celle de la source froide de l'étage.

La figure 4.4 montre les résultats de la variation de l'EMC en fonction de la température de ces matériaux sous l'application d'un champ magnétique de 5 Tesla obtenus à l'aide de la théorie du champ moléculaire (Chapitre 2). Les paramètres caractéristiques utilisés sont donnés dans le tableau 4.4 :

**Tableau 4.4** : Propriétés des matériaux magnétocaloriques utilisés

	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\lambda$ (W/m.K)	M <sub>w</sub> (g/mol)	g	J	T <sub>c</sub> (K)	T <sub>D</sub> (K)	$\gamma$ (J/K.mole)
Gadolinium	7800	10.5	157.25	2	3.5	293	184	0.0109
Terbium	8200	10	158.92	1.5	6	220	177	négligeable
Dysprosium	8500	10	162.5	1.33	7.5	85	179	négligeable



**Fig. 4.4** : Evolution de l'effet magnétocalorique des matériaux adoptés dans cette étude, obtenu à un champ B = 5 Tesla

### 4.3.3 Dimensions et choix du lit régénérateur

D'après les calculs présentés à la section 3.4, il a été démontré que le type de régénérateur milieu poreux est beaucoup plus convenable que celui à plaques parallèles. Pour cela, nous avons opté pour ce type de régénérateur dont les dimensions, selon des considérations pratiques, sont présentées par le tableau 4.5.

**Tableau 4.5** : Caractéristiques géométriques du lit régénérateur utilisé

L (mm)	100
D (mm)	45
$D_p$ ( $\mu\text{m}$ )	600
$\varepsilon$ (%)	0,48

### 4.3.4 Source du champ

Comparés aux aimants permanents qui produisent des champs magnétiques limités (souvent inférieur à 1.5 T), les supraconducteurs peuvent produire des champs plus élevés (dépassant 9 T). Toutefois, leur utilisation peut être sujet à plusieurs problèmes d'ordre pratique. Dans la limite de ces valeurs, on se propose de faire des simulations à un champ magnétique qui varie entre 1 et 9 T.

## 4.4 Application du cycle AMR pour la liquéfaction du gaz naturel

Le fonctionnement d'un cycle AMR à géométrie fixe est caractérisé par les courbes  $Q_C$  et COP en fonction du débit  $m_f$ , appelées respectivement courbes caractéristiques de puissance frigorifique et de coefficient d'efficacité thermique (courbes de performances), obtenues à l'aide du modèle numérique développé au chapitre 3 pour les conditions d'opérations relatives à chaque étage, à savoir : le champ magnétique, les températures des sources chaude et froide, la fréquence du cycle.

Comme étude préliminaire, les courbes de performances des lits régénérateurs utilisés ont été évaluées sur la base d'un champ magnétique de 5 T et un cycle magnétothermique d'une période de 10 s (0.1 Hz).

### 4.4.1 Performances de l'étage 1 (entrée GN)

L'élément AMR de l'étage 1 est relié à la source chaude dont la température  $T_{H1}$  est fixée à 25°C. Le refroidissement du fluide chaud pourrait être assuré par l'eau ou l'air ambiant à une température de 20 °C.

Les performances d'un tel étage, dont la température de la source froide  $T_{C1}$  est fixée à -40°C, sont données par les figures 4.5 et 4.6.

Pour un cycle AMR composé de deux lits régénérateurs, la puissance frigorifique est liée à la température moyenne de sortie du fluide froid par la relation suivante :

$$Q_C = m_f \cdot Cp_f \cdot (T_C - T_{f,c}) \quad (4.1)$$

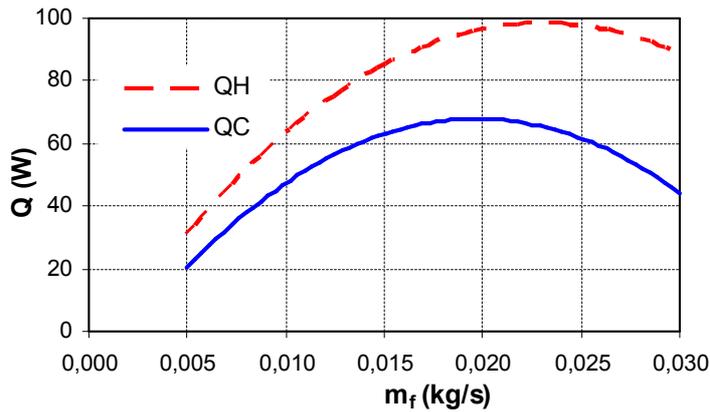


Fig. 4.5 : Evolution des Puissances  $Q_H$  &  $Q_C$  de l'étage 1 en fonction du débit du fluide caloporteur

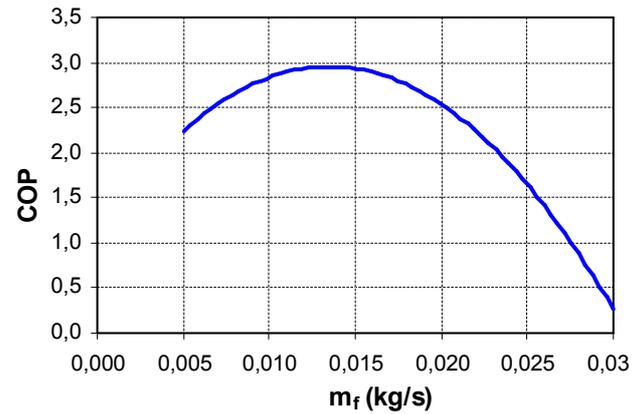


Fig. 4.6 : Evolution du COP de l'étage 1 en fonction du débit du fluide caloporteur

#### 4.4.2 Performances de l'étage 2 (étage intermédiaire)

Les figures 4.7 et 4.8 illustrent l'évolution de la puissance frigorifique produite par le régénérateur magnétique, la puissance calorifique rejetée vers la source chaude ainsi que le COP de l'étage 2 obtenus pour le fluide caloporteur choisi pour opérer entre  $-35^\circ\text{C}$  et  $-140^\circ\text{C}$ . Le refroidissement du fluide chaud est assuré par le fluide froid de l'étage 1.

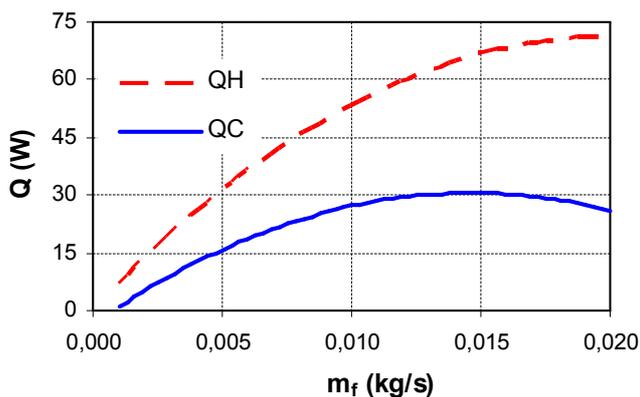


Fig. 4.7 : Evolution des Puissances  $Q_H$  &  $Q_C$  de l'étage 2 en fonction du débit du fluide caloporteur

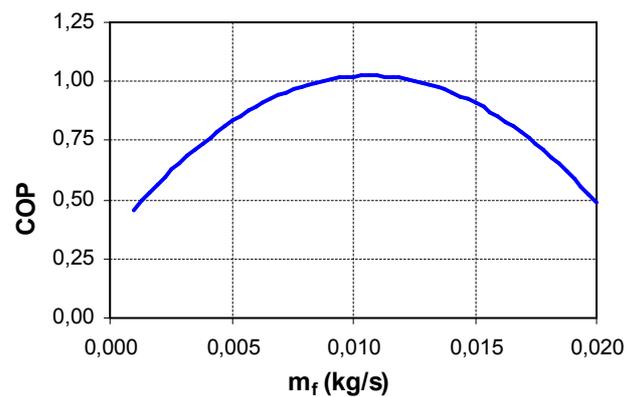


Fig. 4.8 : Evolution du COP de l'étage 2 en fonction du débit du fluide caloporteur

#### 4.4.3 Performances de l'étage 3 (sortie GNL)

A la sortie de l'échangeur froid de l'étage 3 (AMR3 Cold Hex), le GNL doit atteindre la température de  $-162^\circ\text{C}$ . A cet effet, la plage de température de fonctionnement du cycle est fixée de  $-135^\circ\text{C}$  à  $-167^\circ\text{C}$ . Le choix de cette dernière est justifié par des considérations pratiques afin d'assurer un écart minimum de  $5^\circ\text{C}$  entre les températures des fluides chaud et froid à la sortie de l'échangeur.

D'autre part, il faut bien mesurer l'intérêt du choix de l'écart entre les températures des sources chaudes et froides en vue de concevoir un liquéfacteur dont les points de fonctionnement se situent autour des meilleurs COP pour les trois étages considérés.

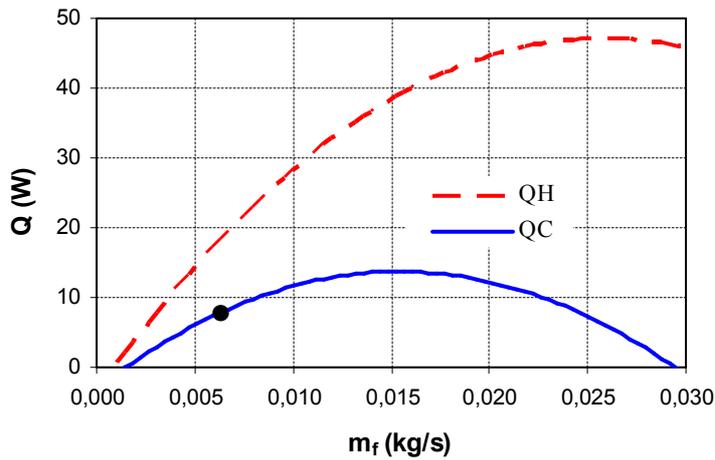


Fig. 4.9 : Evolution des Puissances  $Q_H$  &  $Q_C$  de l'étage 3 en fonction du débit du fluide caloporteur

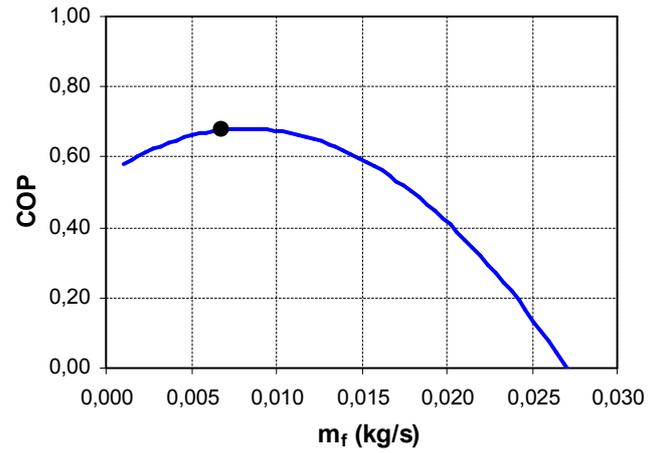


Fig. 4.10 : Evolution du COP de l'étage 3 en fonction du débit du fluide caloporteur

### 4.5 Procédure de calcul thermique d'un liquéfacteur magnétique à plusieurs étages (Approche Directe)

#### 4.5.1 Organigramme de la procédure

Le calcul thermique du liquéfacteur magnétique à plusieurs étages sert à déterminer les paramètres thermiques des étages qui réalisent la cohérence du bilan thermique global du liquéfacteur. La figure 4.11 montre l'organigramme illustrant la procédure de calcul de ces paramètres.

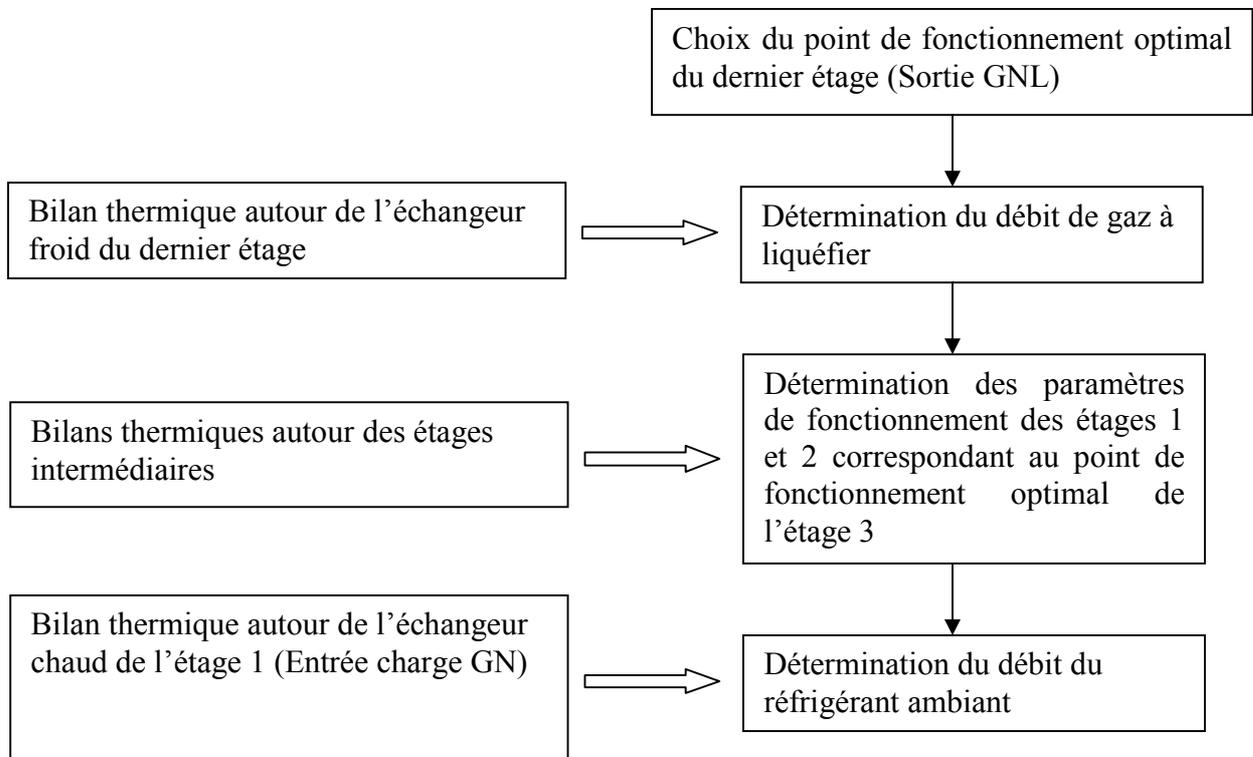


Fig. 4.11 : Organigramme illustrant la procédure de calcul des paramètres thermique d'un cycle AMR en cascade

### 4.5.2 Point de fonctionnement optimal de l'étage 3

Le choix du point de fonctionnement optimal ( $Q_{C,m_f}$ ) de l'étage 3 se fait à partir de la courbe caractéristique, soit pour une puissance froide maximale (figure 4.9) ou bien pour un COP maximal (figure 4.10) selon le besoin.

Jusqu'ici, le choix du point de fonctionnement optimal d'un cycle AMR apparaît assez simple du fait que l'influence d'un étage sur l'autre n'ait pas été prise en considération. Cette influence ne peut être contournée que par l'établissement des bilans thermiques de tous les étages en s'assurant de la cohérence du bilan thermique global du liquéfacteur. Les points de fonctionnement des étages pourraient être déplacés des maxima si la cohérence du bilan global du liquéfacteur n'est pas réalisée.

### 4.5.3 Cohérence des bilans thermiques

La cohérence des bilans thermiques pour le fonctionnement intégré du liquéfacteur s'effectue selon la délimitation suivante du domaine d'étude :

- Source froide : échangeur froid du dernier étage (Sortie GNL),
- Domaines intermédiaires : chaque domaine regroupe un échangeur froid de l'étage considéré et un échangeur chaud de l'étage précédent,
- Source chaude : échangeur chaud de l'étage 1 (entrée GN).

#### • Bilan thermique autour de l'échangeur froid de l'étage 3 (sortie GNL)

L'utilité du bilan thermique autour de l'échangeur froid du dernier étage (source froide) est de déterminer le débit du gaz à liquéfier qui s'effectue de la manière suivante :

- Situer un point de fonctionnement ( $Q_{C3}$ ,  $m_{f3}$ ) sur la courbe caractéristique de l'AMR3 (figures 4.9 et 4.10),
- Déterminer les températures correspondantes du fluide caloporteur ( $T_{C3}$  et  $T_{f,c3}$ )
- Déterminer l'enthalpie massique du GNL ( $h_{s3\_GNL}$ ) à la température de sortie de l'échangeur froid ( $T_{S3} = -162^\circ\text{C}$ ),
- Fixer la température d'entrée du GNL ( $T_{e3}$ ) et calculer l'enthalpie massique correspondante. Cette température doit être ajustée de telle sorte à avoir un écart minimum de  $5^\circ\text{C}$  à la sortie de l'échangeur froid de l'étage 2 du fait qu'elle représente aussi la température de sortie de cet étage ( $T_{S2}$ ),

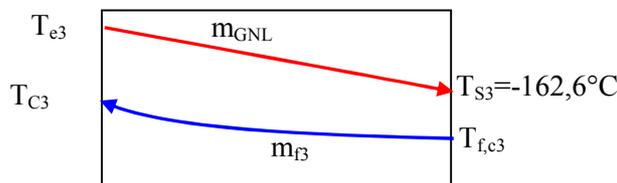


Fig. 4.12: Bilan énergétique autour de l'échangeur froid de l'étage 3 (Sortie GNL)

Pour chaque point défini sur la courbe caractéristique de l'étage 3 (sortie GNL), l'Eq. (4.2) permet de calculer la quantité de GNL correspondante qui pourrait être produite par le liquéfacteur.

$$Q_{C3} = m_{GNL} (h_{e3\_GNL} - h_{s3\_GNL}) \quad (4.2)$$

où,

$Q_{C3}$  : Puissance frigorifique du cycle AMR

$m_{f3}$  : débit du fluide caloporteur,

$m_{GNL}$  : débit de GNL,

$T_{C3}$  : Température de la source froide (température du fluide caloporteur à la sortie de l'échangeur froid)

$T_{f,c3}$  : Température du fluide caloporteur à l'entrée de l'échangeur froid : c'est la température moyenne du fluide caloporteur à la sortie du générateur AMR3,

$h_{e3}$  : l'enthalpie massique du GNL à l'entrée de l'échangeur froid,

$h_{S3}$  : l'enthalpie massique du GNL à la sortie de l'échangeur froid,

$T_{e3}$  : Température du GNL à l'entrée de l'étage 3,

$T_{S3}$  : Température du GNL à la sortie de l'étage 3,

Il convient de rappeler que la production d'une puissance calorifique  $Q_C$  est toujours accompagnée par la production d'une quantité de chaleur  $Q_H$  à rejeter vers la source chaude (2<sup>ème</sup> principe de la thermodynamique).

Cette quantité est déterminante dans le bilan énergétique de l'étage suivant. Elle s'exprime, pour un cycle AMR composé de deux lits régénérateur, par :

$$Q_{H3} = m_{f3} \cdot C_{p_f} (T_{f,h3} - T_{H3}) \quad (4.3)$$

#### • Bilans thermiques autour des échangeurs intermédiaires

L'objectif des bilans thermiques autour des échangeurs intermédiaires est de déterminer les paramètres de fonctionnement des étages 2 et 1 qui réalisent la cohérence du bilan global du liquéfacteur.

Pour l'étage 2, la détermination des paramètres de fonctionnement se fait comme suit :

- Fixer la température du gaz à liquéfier à l'entrée de l'échangeur froid  $T_{e2}$  et déterminer l'enthalpie massique correspondante  $h_{e2}$ . La température  $T_{e2}$  est aussi la température du gaz à la sortie de l'étage 1 ( $T_{S1}$ ), elle doit être fixée de telle manière à respecter l'écart minimum de températures ( $5^\circ\text{C}$ ) entre les deux fluides de l'échangeur froid de l'étage 1.
- Positionner le point de fonctionnement de l'étage de telle sorte à avoir une puissance froide  $Q_{C2}$  qui puisse couvrir la puissance calorifique de l'étage précédent  $Q_{H3}$  et de refroidir le gaz de  $T_{e2}$  à  $T_{S2}=T_{e3}$ .

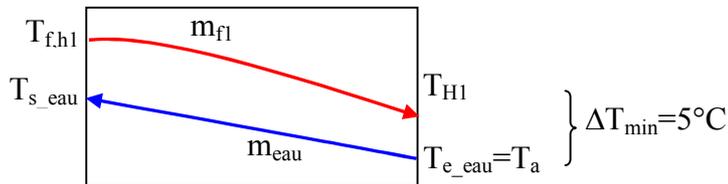
$$Q_{C2} = m_{GNL} (h_{e2\_GNL} - h_{S2\_GNL}) + Q_{H3} \quad (4.4)$$

De la même manière, on détermine les paramètres de fonctionnement de l'étage 1 en considérant l'équation suivante :

$$Q_{C1} = m_{GNL} (h_{e1\_GNL} - h_{S1\_GNL}) + Q_{H2} \quad (4.5)$$

• **Bilan thermique autour de l'échangeur chaud de l'étage 1 (entrée charge GN)**

L'utilité d'un bilan thermique autour de l'échangeur chaud porte sur la détermination du débit du fluide froid (eau ou air) nécessaire pour refroidir le fluide chaud (fluide caloporteur) de  $T_{f,hl}$  à  $T_{H1}$  dont le débit est supposé être connu à partir du point de fonctionnement de l'étage déterminé précédemment.

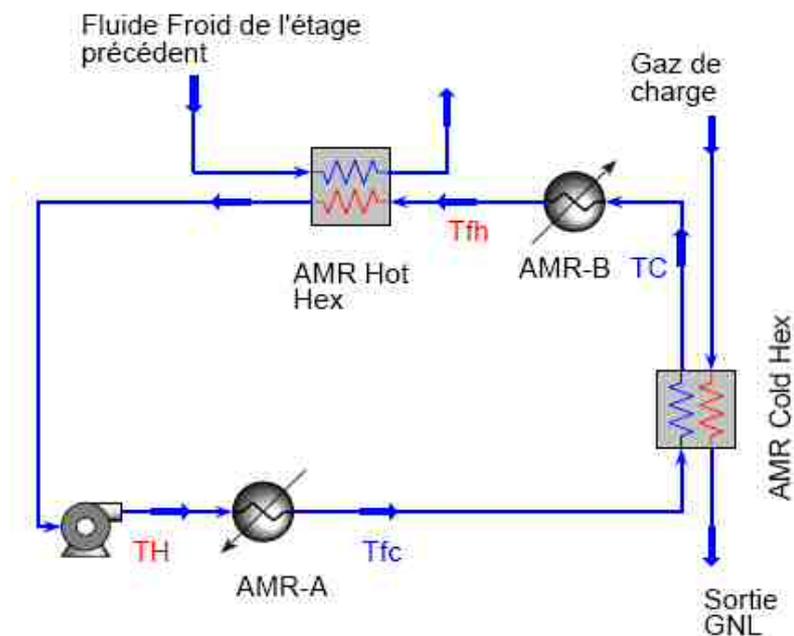


**Fig.4.13** : Bilan énergétique autour de l'échangeur chaud de l'étage 1 (Entrée charge GN)

$$Q_{H1} = m_{eau} (h_{s\_eau} - h_{e\_eau}) \quad (4.6)$$

#### 4.6 Simulation par le logiciel Hysys du liquéfacteur magnétique

Un système AMR comme décrit au paragraphe 4.2.2 pourrait être simulé à l'aide du logiciel Hysys, une fois le régime établi atteint, par un système ordinaire en régime permanent où l'élément actif (régénérateur) en phase de magnétisation est simulé par une source de chaleur, tandis que le deuxième élément, en phase de démagnétisation, est simulé par un puits de chaleur (Fig. 4.14).



**Fig.4.14**: Simulation par le logiciel Hysys d'un seul étage du liquéfacteur magnétique

Pour ce faire, les résultats obtenus par le code numérique mis au point pour modéliser le cycle AMR considéré, à savoir :  $m_f$ ,  $T_H$ ,  $T_{f,h}$ ,  $T_C$ , et  $T_{f,c}$  sont utilisés comme paramètres d'entrée (input). Ceci permettra de déterminer le bilan global du liquéfacteur d'une manière plus précise. La conductance thermique  $U.A$  et la moyenne logarithmique de la différence de température  $LMTD$  peuvent être aussi calculées pour chaque échangeur.

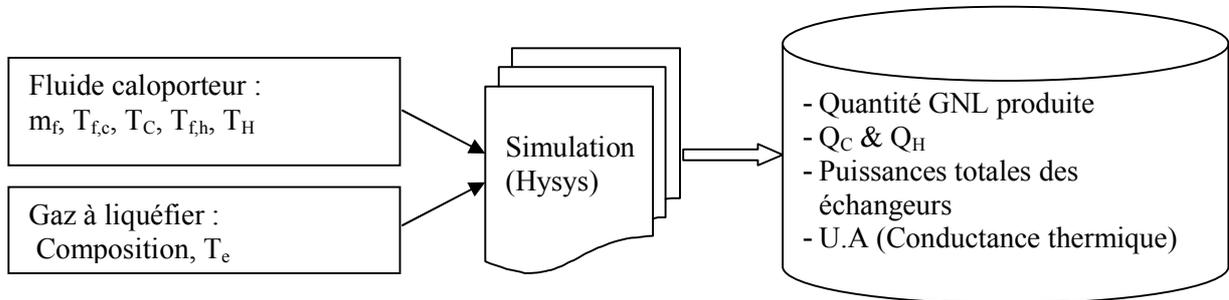


Fig. 4.15 : Paramètres d'entrée pour la simulation du liquéfacteur magnétique et de sortie

## 4.7 Procédure de calcul d'un échangeur de chaleur

### 4.7.1 Organigramme de la méthode

Le calcul thermique des échangeurs de chaleur opérant au niveau des sources chaudes et froides est basé sur les données opératoires de chaque échangeur qui sont posées de la manière suivante :

- Débits et températures d'entrée et de sortie du premier fluide,
- Température de sortie du deuxième fluide,
- Débit ou température d'entrée du deuxième fluide. Un de ces deux paramètres doit faire l'objet d'un calcul thermique comme détaillé au paragraphe 4.5.3 du présent chapitre.

La procédure générale à suivre lors du dimensionnement est donnée par le schéma de principe suivant :

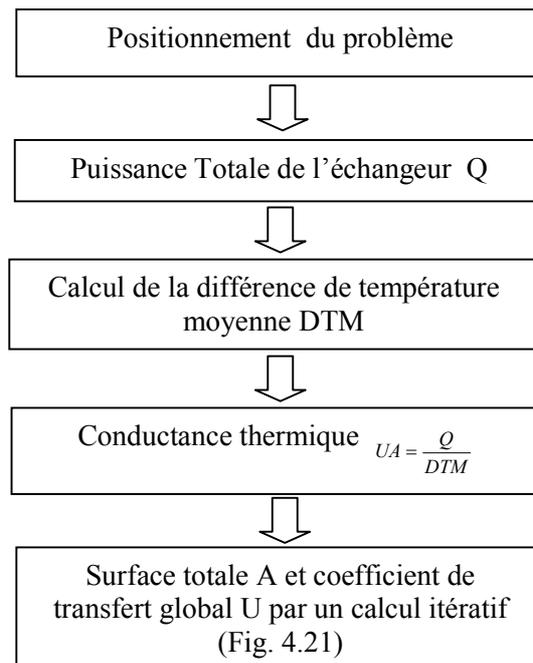


Fig. 4.16 : Procédure d'un calcul thermique d'un échangeur de chaleur

Pour ce faire, les résultats obtenus par le code numérique mis au point pour modéliser le cycle AMR considéré, à savoir :  $m_f$ ,  $T_H$ ,  $T_{f,h}$ ,  $T_C$ , et  $T_{f,c}$  sont utilisés comme paramètres d'entrée (input). Ceci permettra de déterminer le bilan global du liquéfacteur d'une manière plus précise. La conductance thermique  $U.A$  et la moyenne logarithmique de la différence de température  $LMTD$  peuvent être aussi calculées pour chaque échangeur.

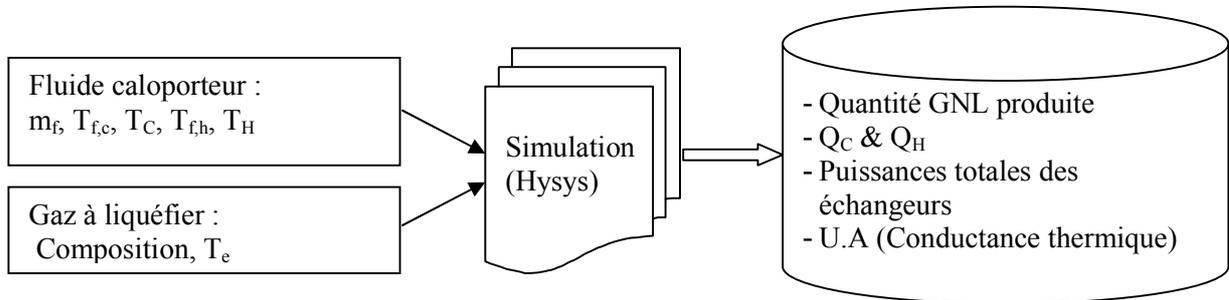


Fig. 4.15 : Paramètres d'entrée pour la simulation du liquéfacteur magnétique et de sortie

## 4.7 Procédure de calcul d'un échangeur de chaleur

### 4.7.1 Organigramme de la méthode

Le calcul thermique des échangeurs de chaleur opérant au niveau des sources chaudes et froides est basé sur les données opératoires de chaque échangeur qui sont posées de la manière suivante :

- Débits et températures d'entrée et de sortie du premier fluide,
- Température de sortie du deuxième fluide,
- Débit ou température d'entrée du deuxième fluide. Un de ces deux paramètres doit faire l'objet d'un calcul thermique comme détaillé au paragraphe 4.5.3 du présent chapitre.

La procédure générale à suivre lors du dimensionnement est donnée par le schéma de principe suivant :

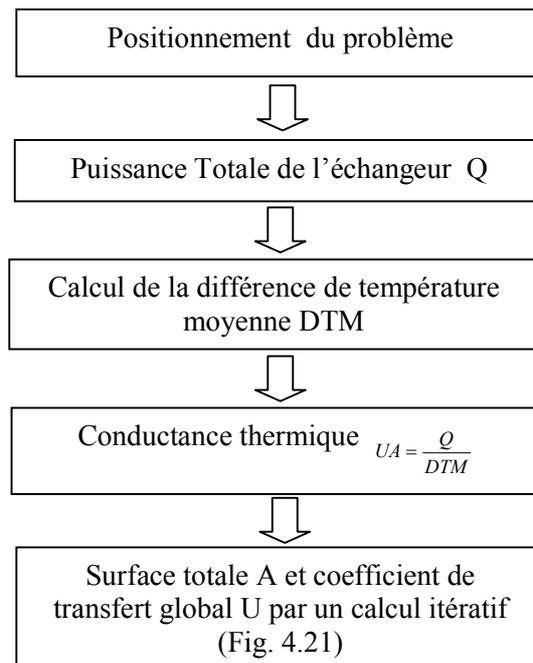


Fig. 4.16 : Procédure d'un calcul thermique d'un échangeur de chaleur

### 4.7.2 Puissance de l'échangeur:

La puissance totale considérée dans le dimensionnement d'un échangeur de chaleur utilisé dans l'un des étages du liquéfacteur de gaz peut être calculée, selon le type de l'échangeur, comme suit :

- Echangeur chaud :

$$Q = Q_H \quad (4.7)$$

- Echangeur froid :

$$Q = \dot{m}_{GNL} (h_{e\_GNL} - h_{s\_GNL}) \quad (4.8)$$

### 4.7.3 Différence de température moyenne (DTM)

D'une manière générale, l'équation fondamentale d'un échangeur de chaleur est donnée par :

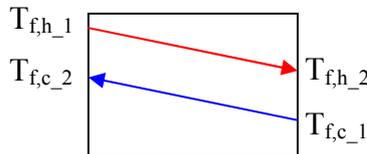
$$Q = AU.DTM \quad (4.9)$$

Où, U : Coefficient de transfert global,

A : Surface totale d'échange,

DTM : Différence de température moyenne.

Pour un échangeur à contre courant pur à écoulement monophasique (sans changement de phase) dont les courbes de refroidissement et de réchauffement sont linéaires, la différence de température moyenne (DTM) est égale à la moyenne logarithmique des différences de températures. Elle est définie comme suit :



**Fig. 4.17 :** Moyenne logarithmique des différences de températures d'un échangeur de chaleur

$$DTM = LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.10)$$

$$\text{Avec} \quad \begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{f,h_1} - T_{f,c_2} \\ \Delta T_2 &= T_{f,h_2} - T_{f,c_1} \end{aligned}$$

Où,  $T_{f,h_1}$  et  $T_{f,h_2}$  sont respectivement les températures d'entrée et de sortie du fluide chaud,  $T_{f,c_1}$  et  $T_{f,c_2}$  sont respectivement les températures d'entrée et de sortie du fluide froid.

Pour les autres types d'échangeur, la moyenne logarithmique des différences de températures est corrigée par un facteur de correction  $F$  déterminé à partir des courbes établies pour chaque type (Eq. 4.11).

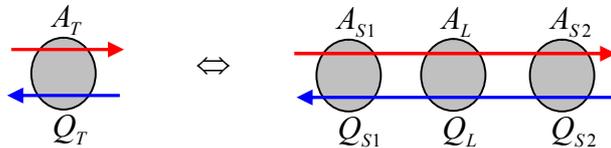
$$DTM = F.LMTD \quad (4.11)$$

Pour un écoulement d'un fluide avec changement de phase, la quantité de chaleur totale  $Q_T$  transférée du fluide chaud vers le fluide froid englobe :

- la chaleur sensible  $Q_{S1}$  nécessaire pour ramener le fluide à sa température de saturation,
- la chaleur latente de vaporisation ou de condensation  $Q_L$
- la chaleur sensible  $Q_{S2}$  de surchauffe ou de refroidissement.

$$Q_T = Q_{S1} + Q_L + Q_{S2} \quad (4.12)$$

Il en résulte qu'un échangeur avec changement de phase est équivalent à trois échangeurs dont la surface totale  $A_T = A_{S1} + A_L + A_{S2}$ .



**Fig. 4.18** : Equivalence de la surface totale d'un échangeur de chaleur avec changement de phase

Dans ce cas, la différence de température moyenne est donné par :

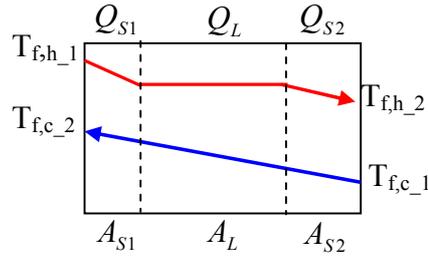
$$DTM = F. \frac{Q_T}{\frac{Q_{S1}}{\Delta T_{mS1}} + \frac{Q_L}{\Delta T_{mL}} + \frac{Q_{S2}}{\Delta T_{mS2}}} \quad (4.13)$$

Où,  $\Delta T_{mS1}$  et  $\Delta T_{mS2}$  représentent les différences de température moyenne dans les sections  $A_{S1}$  et  $A_{S2}$ . Elles sont calculées par l'Eq. (4.10) relative à la moyenne logarithmique des différences de températures, tandis que  $\Delta T_{mL}$  représente la différence de température moyenne relative à la chaleur latente.

En effet, la différence de température moyenne  $DTM$  pour un écoulement d'un fluide avec changement de phase est calculée, selon le type de fluide, de la manière suivante :

**- Vaporisation ou condensation d'un fluide pur :**

Un fluide pur se condense ou s'évapore d'une manière isotherme, les courbes de refroidissement et de réchauffement sont linéaires. La moyenne logarithmique de la différence de température est ainsi applicable.

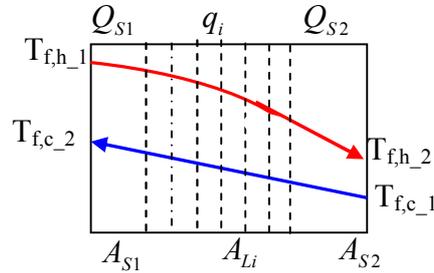


**Fig. 4.19:** Différence de température moyenne d'un échangeur de chaleur pour un écoulement d'un fluide pur avec changement de phase

$$DTM = F \cdot \frac{Q_T}{\frac{Q_{S1}}{LMTD_{S1}} + \frac{Q_L}{LMTD_L} + \frac{Q_{S2}}{LMTD_{S2}}} \quad (4.14)$$

#### - Vaporisation ou condensation d'un fluide complexe (Mélange) :

La vaporisation ou la condensation d'un mélange se fait d'une manière non isotherme, les courbes de refroidissement et de réchauffement ne sont pas linéaires. La moyenne logarithmique de la différence de température ne peut être appliquée du fait que la supposition que la quantité de chaleur est proportionnelle à la température n'est plus valable et peut causer une erreur considérable. A cet effet, la différence de température  $\Delta T_{mL}$  est calculée en procédant à la subdivision de l'échangeur à plusieurs sections élémentaires où le transfert de chaleur peut être considéré linéaire.



**Fig. 4.20 :** Différence de température moyenne d'un échangeur de chaleur pour un écoulement d'un mélange en changement de phase

$$DTM = F \cdot \frac{Q_T}{\frac{Q_{S1}}{LMTD_{S1}} + \frac{\sum q_i}{\sum \frac{q_i}{LMTD_i}} + \frac{Q_{S2}}{LMTD_{S2}}} \quad (4.15)$$

#### 4.7.4 Conductance thermique

La conductance thermique d'un échangeur est définie par :

$$UA = \frac{Q}{DTM} \quad (4.16)$$

#### 4.7.5 Surface d'échange A et coefficient de transfert global U

Il s'agit de déterminer un échangeur de chaleur d'une surface totale A qui a un coefficient de transfert global U dont le produit UA est égal à la conductance thermique déterminée par l'Eq. (4.16). Plusieurs configurations géométriques peuvent être sélectionnées et le calcul se fait par une procédure itérative selon l'organigramme suivant :

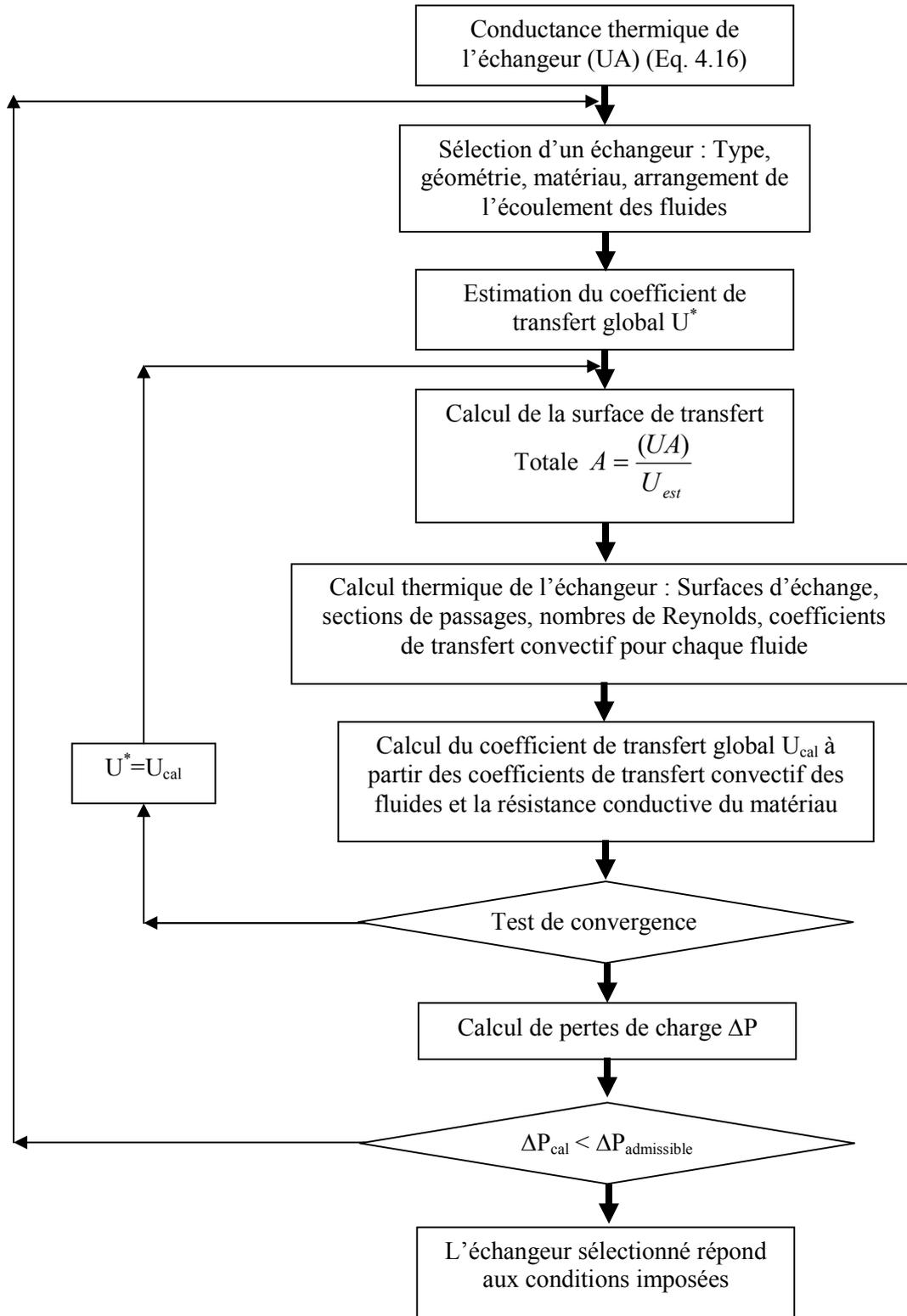


Fig. 4.21 : Organigramme de la méthode de calcul thermique d'un échangeur de chaleur

#### 4.8 Evaluation des performances du liquéfacteur AMR à l'aide du logiciel Hysys

Nous nous intéressons dans ce paragraphe à l'évaluation de performances et le dimensionnement thermique du liquéfacteur magnétique considéré (Section 4.3) pour un fonctionnement sous la pression atmosphérique et un champ magnétique de 5 Tesla. A partir d'un point de fonctionnement de l'étage 3, choisi sur les figures 4.9 et 4.10 pour un COP maximum, nous procédons à simuler le système, au moyen du logiciel Hysys, tout en déterminant les paramètres de fonctionnement des étages 1 et 2 qui réalisent la cohérence du bilan thermique global du liquéfacteur (Figure 4.22), et ce, selon la technique présentée au paragraphe 4.6.

Le tableau 4.6 résume les paramètres de fonctionnement des étages correspondant au point de fonctionnement optimal de l'étage 3, tel que sélectionné sur les figures 4.9 et 4.10. Egalement, les résultats de la simulation obtenus par Hysys sont donnés dans le tableau (4.7). Il résulte de ce fonctionnement la production d'un débit de GNL de 0.06 kg/h, soit 1.44 kg/jour, avec une efficacité de 0.15, soit 25 % de celle du cycle de Carnot correspondant.

**Tableau 4.6 :** Paramètres de fonctionnement des étages utilisés pour la simulation du liquéfacteur à pression atmosphérique

Etage	$m_f$ (kg/h)	$T_{fh}$	$T_H$	$T_{fc}$	$T_C$
1	63.47	27.15	25	-41.58	-40
2	39.60	-31.99	-35	-141.57	-140
3	23.76	-133.36	-135	-167.65	-167

**Tableau 4.7 :** Résultats de simulation obtenus par Hysys pour un liquéfacteur à pression atmosphérique

Etage	Source chaude (AMR Hot Hex)			Source froide (AMR Cold Hex)			$m_{GNL}$ (kg/h)	COP	$m_f/m_{GNL}$	
	$Q_H$ (W)	UA	LMTD	$Q_C$ (W)	UA	LMTD			molaire	massique
1	100.7	19.85	5.073	2.0	0.087	22.99	0.06	0.15	655	2114
2	67.21	9.201	7.304	4.796	0.1653	29.02				
3	18.83	2.78	6.772	6.419	0.4976	12.9				

Il est à constater que le liquéfacteur magnétique considéré, opérant sous la pression atmosphérique, est caractérisé par une faible efficacité thermique, 25% de celle de Carnot, et nécessite l'utilisation des débits importants des fluides caloporteurs. Un rapport des débits molaires ( $m_f$ )<sub>Total</sub>/ $m_{GNL}$  de 655 a été obtenu, soit 2114 exprimé en massique. Ce rapport élevé est dû à l'écart faible entre la température de la source froide  $T_C$  et la température de sortie du fluide froid  $T_{fc}$ . Ceci peut être imputé au fait qu'on a négligé les pertes de chaleur dans le régénérateur résultantes de la conduction thermique et l'échange par convection avec l'entourage.

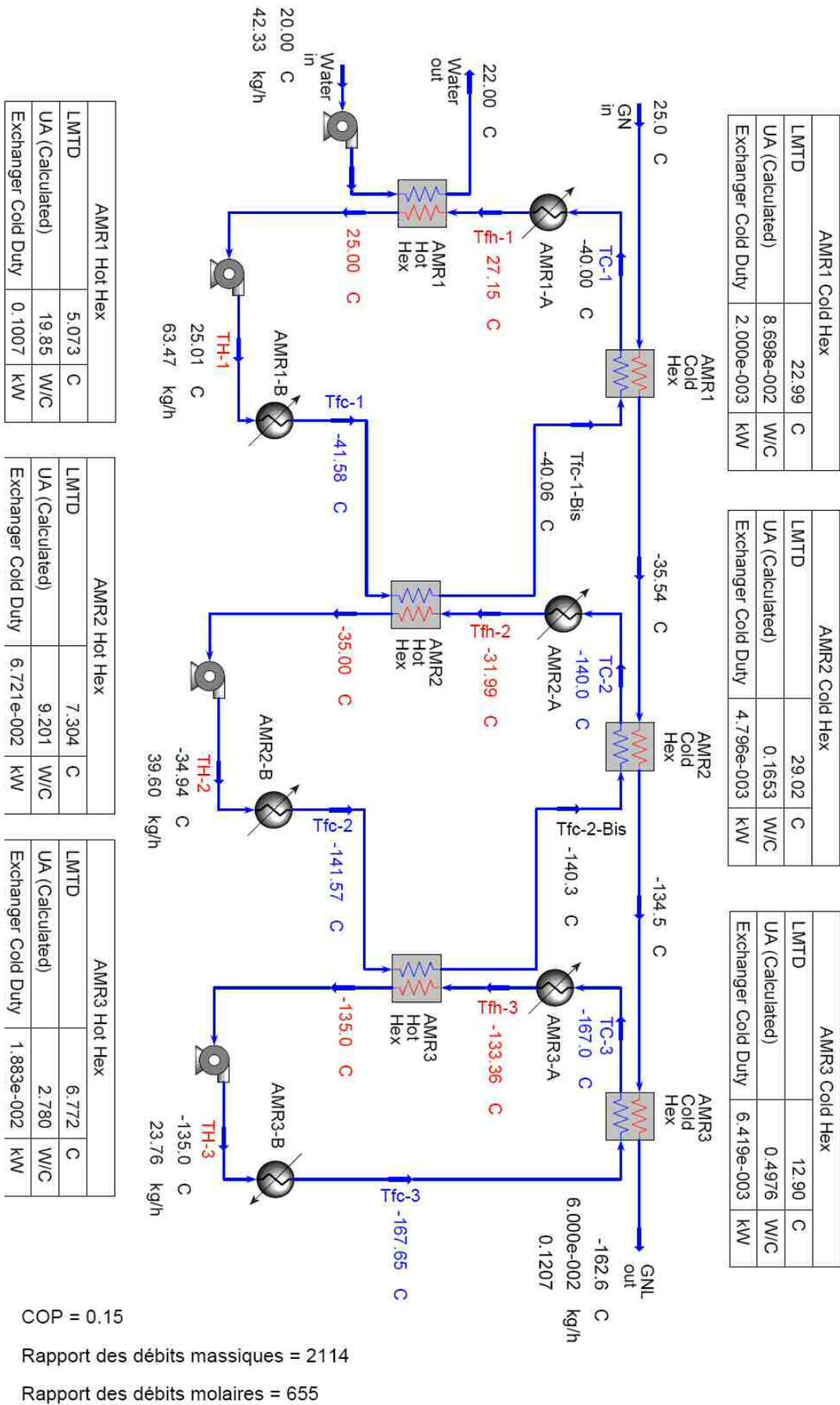


Fig. 4.22 : Schéma de simulation d'un liquéfacteur magnétique à 3 étages fonctionnant sous les conditions : pression atmosphérique, B=5T, fréquence du cycle =0.1 Hz

## 4.9 Amélioration de performances du liquéfacteur magnétique

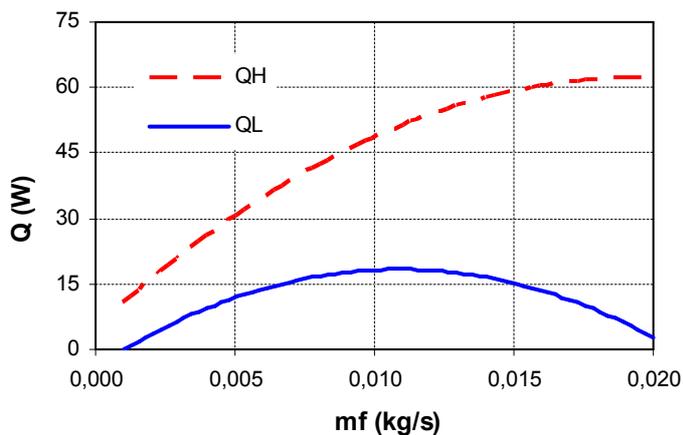
### 4.9.1 Effet de la pression du gaz naturel

Pour améliorer les performances du liquéfacteur, la liquéfaction du gaz a été effectuée à pression plus élevée. Comme pour les systèmes conventionnels, le dernier étage du liquéfacteur proposé a été remplacé par une vanne Joule-Thomson qui permet de détendre le gaz naturel d'environ 36 bar jusqu'à la pression atmosphérique (Figure 4.25). A l'exception du nombre d'étages et la température de la source froide de l'étage 2 qui sont modifiés de la manière présentée dans le tableau 4.8, tous les autres paramètres du cas précédent sont repris.

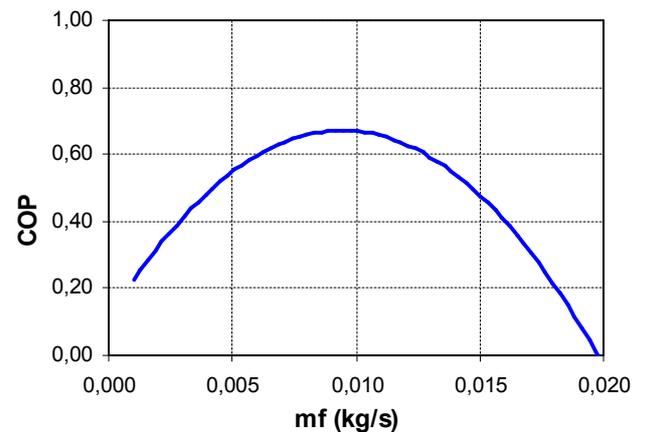
**Tableau 4.8 :** Les plages de températures d'opération et les fluides caloporteurs utilisés pour un liquéfacteur à 36 bars composé de 2 étages

Etage	$T_H$ (°C)	$T_C$ (°C)	Matériau à EMC	Fluide caloporteur
1	25	-40	Gd	Eau + Antigel
2	-35	-155	Tr	C4 liquide

A ces conditions d'opération, l'étage 1 reste toujours caractérisé par les performances données par les figures 4.5 et 4.6 du fait que  $T_H$  et  $T_C$  n'ont pas changé, tandis que l'étage 2 est caractérisé par les performances données par les figures 4.23 et 4.24 en appliquant le code numérique mis au point pour un champ magnétique de 5 T et une période de 10 s (0.1 Hz).



**Fig. 4.23 :** Evolution des Puissances  $Q_H$  &  $Q_C$  de l'étage 2 du cycle AMR pour un fonctionnement entre  $-35^\circ\text{C}$  et  $-155^\circ\text{C}$



**Fig. 4.24 :** Evolution du COP de l'étage 2 du cycle AMR pour un fonctionnement entre  $-35^\circ\text{C}$  et  $-155^\circ\text{C}$

Les paramètres de fonctionnement des étages qui assurent la cohérence du bilan thermique global du liquéfacteur et les résultats de la simulation obtenus par Hysys sont donnés respectivement dans les tableaux 4.9 et 4.10.

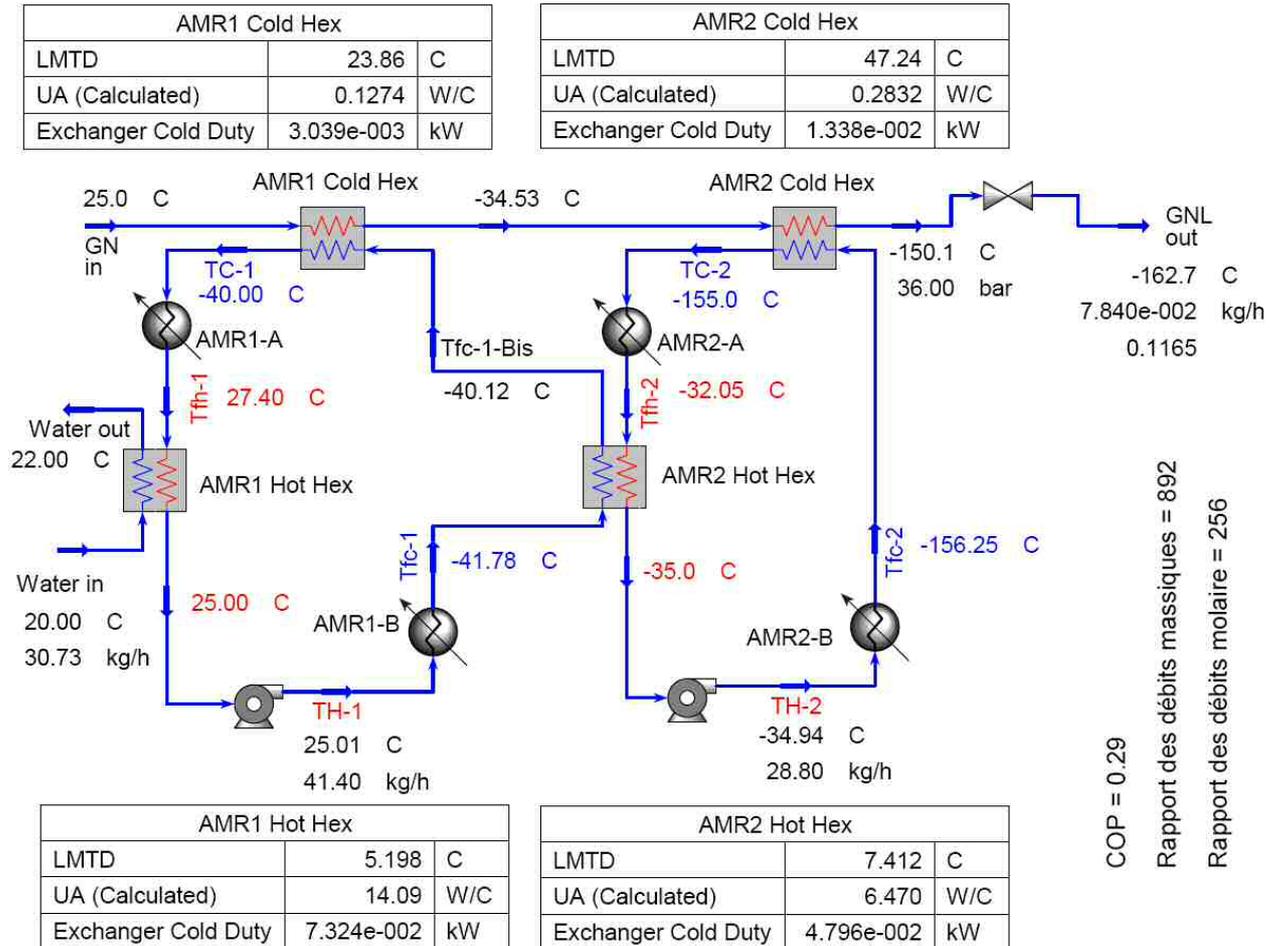
**Tableau 4.9 :** Paramètres de fonctionnement des étages utilisés pour la simulation d'un liquéfacteur à 36 bars composé de 2 étages

Etage	$m_f$ (kg/h)	$T_{f,h}$	$T_H$	$T_{f,c}$	$T_C$
1	28.8	27.40	25	-41.78	-40
2	41.4	-32.05	-35	-156.25	-155

**Tableau 4.10 :** Résultats de simulation obtenus pour un liquéfacteur à 36 bars composé de 2 étages

Etage	Source chaude (AMR Hot Hex)			Source froide (AMR Cold Hex)			$m_{GNL}$ (kg/h)	COP	$m_f/m_{GNL}$	
	$Q_H$ (W)	U.A	LMTD	$Q_C$ (W)	U.A	LMTD			molaire	massique
1	73.24	14.10	5.195	3.039	0.1274	23.86	0.0784	0.29	256	892
2	47.96	6.47	7.412	13.38	0.2832	47.24				

A priori, la liquéfaction combiné (cycle AMR et détente Joule-Thomson) nous a permis d'augmenter le débit de GNL produit à 0.0784 kg/h, d'améliorer le COP à 0.29, soit 49% de celui de Carnot et de réduire le rapport des débits molaire ( $m_f$ )<sub>Total</sub>/ $m_{GNL}$  jusqu'à 256.



**Fig. 4.25 :** Schéma de simulation d'un liquéfacteur magnétique à 2 étages fonctionnant sous les conditions : une pression de 36 bar, B=5T, fréquence du cycle =0.1 Hz

### 4.9.2 Effet du nombre d'étages

Plusieurs configurations ont été simulées, il s'agit d'étudier l'effet du nombre d'étages sur les performances du liquéfacteur. Evidemment, l'augmentation du nombre d'étages permet d'améliorer davantage les performances du liquéfacteur. L'utilisation d'un liquéfacteur à 3 étages opérant sous une pression de 36 bars et un champ magnétique de 5 T a fait augmenter le débit de GNL obtenu à 0.123 kg/h et le COP à 0.39, soit 66% de celui de Carnot. Egalement, l'utilisation d'un liquéfacteur à 4 étages opérant sous les mêmes conditions a

permis d'améliorer le débit de GNL pour atteindre 0.202 kg/h avec une efficacité de 0.48, soit 81% de celui de Carnot.

**Tableau 4.11 :** Résultats de simulation d'un liquéfacteur à 36 bars obtenus pour différent nombre d'étages

Etage	$m_{\text{GNL}}$ (kg/h)	$m_f$ (kg/h)	COP	$m_f/m_{\text{GNL}}$	
				molaire	massique
2 étages	0.0784	70.2	0.29	256	892
3 étages	0.123	100.08	0.39	249	814
4 étages	0.202	154.08	0.48	243	763

Il est à remarquer que le rapport entre le débit total des fluides caloporteurs et le débit GNL n'a pas changé considérablement.

### 4.9.3 Effet du champ magnétique

Pour mettre en relief l'effet du champ magnétique sur les performances du liquéfacteur, deux cas ont été simulés pour plusieurs valeurs du champ magnétique. Il s'agit d'un liquéfacteur à 2 étages et un liquéfacteur à 3 étages opérant sous une pression de 36 bars. Les résultats obtenus sont présentés dans les tableaux 4.12 et 4.13.

Les courbes de performances des cycles magnétiques appliqués, obtenues par le modèle numérique AMR, ainsi que les schémas de simulation des différents cas étudiés sont donnés respectivement dans l'annexe C et D pour l'ensemble des conditions de fonctionnement considérées.

**Tableau 4.12 :** Résultats de simulation d'un liquéfacteur à 2 étages obtenus pour différents champs magnétiques

B (Tesla)	$m_{\text{GNL}}$ (kg/h)	$m_f$ (kg/h)	COP	$m_f/m_{\text{GNL}}$	
				molaire	massique
3 T	0.0305	45.97	0.32	436	1507
5 T	0.0784	70.2	0.29	256	892
7 T	0.138	98.46	0.25	202	713
9 T	0.18	99.72	0.25	157	554

**Tableau 4.13 :** Résultats de simulation d'un liquéfacteur à 3 étages obtenus pour différents champs magnétiques

B (Tesla)	$m_{\text{GNL}}$ (kg/h)	$m_f$ (kg/h)	COP	$m_f/m_{\text{GNL}}$	
				molaire	massique
5 T	0.123	100.08	0.39	249	814
7 T	0.180	124.92	0.33	214	694
9 T	0.225	129.6	0.30	177	576

L'effet du champ magnétique est évident, il permet d'augmenter considérablement le débit de GNL produit et de réduire le rapport  $(m_f)_{\text{Total}}/m_{\text{GNL}}$ . Toutefois, le COP a enregistré une diminution importante avec l'augmentation du champ magnétique utilisé. Cette diminution peut être due au choix des températures des sources chaudes et froides qui a été optimisé sur la base d'un champ magnétique de 5 Tesla.

#### 4.10 Comparaison avec un système conventionnel

Pour la même quantité de GNL produite par le liquéfacteur magnétique proposé (liquéfacteur à 3 étages opérant sous une pression de 36 bars et un champ magnétique de 5 Tesla), on procède à la simulation d'un système conventionnel basé sur un cycle en cascade classique avec une compression à deux étages (Fig. 4.26). La production du froid s'effectue par la détente de trois réfrigérant : Propane, Ethylène et Méthane, respectivement de 13 bar, 20 bar et 34 bars jusqu'à la pression de 1.1 bar. Les résultats de comparaison sont donnés dans le tableau 4.14.

**Tableau 4.14** : Comparaison d'un système AMR avec un cycle conventionnel à cascade

Paramètres	Système conventionnel	Système AMR
Puissance de liquéfaction (W)	25.78	25.83
Surface d'échange totale UA (W/C)	9.63	29.13
Puissance rejeté vers atmosphère (W)	78.16	92.40
Puissance des compresseurs (W)	52.38	0
COP	0.25	0.39
Débit réfrigérant / débit GNL (rapport molaire)	4.30	249

Comparé à un cycle conventionnel en cascade classique où le COP obtenu est de l'ordre de 42 % de celui du cycle de Carnot correspondant, on constate une efficacité meilleure pour le liquéfacteur magnétique qui est de l'ordre de 66 % de celle du cycle de Carnot sous les mêmes conditions de fonctionnement.

Aussi, Il est utile de rappeler que le rapport  $(m_f)_{\text{Total}}/m_{\text{GNL}}$  est très élevé pour le liquéfacteur magnétique, contrairement au système conventionnel où le rapport entre le débit molaire des réfrigérants et le débit molaire du GNL est de l'ordre de 4 à 5. Néanmoins, l'absence de l'unité de compression peut réduire considérablement les coûts d'investissement et de maintenance.

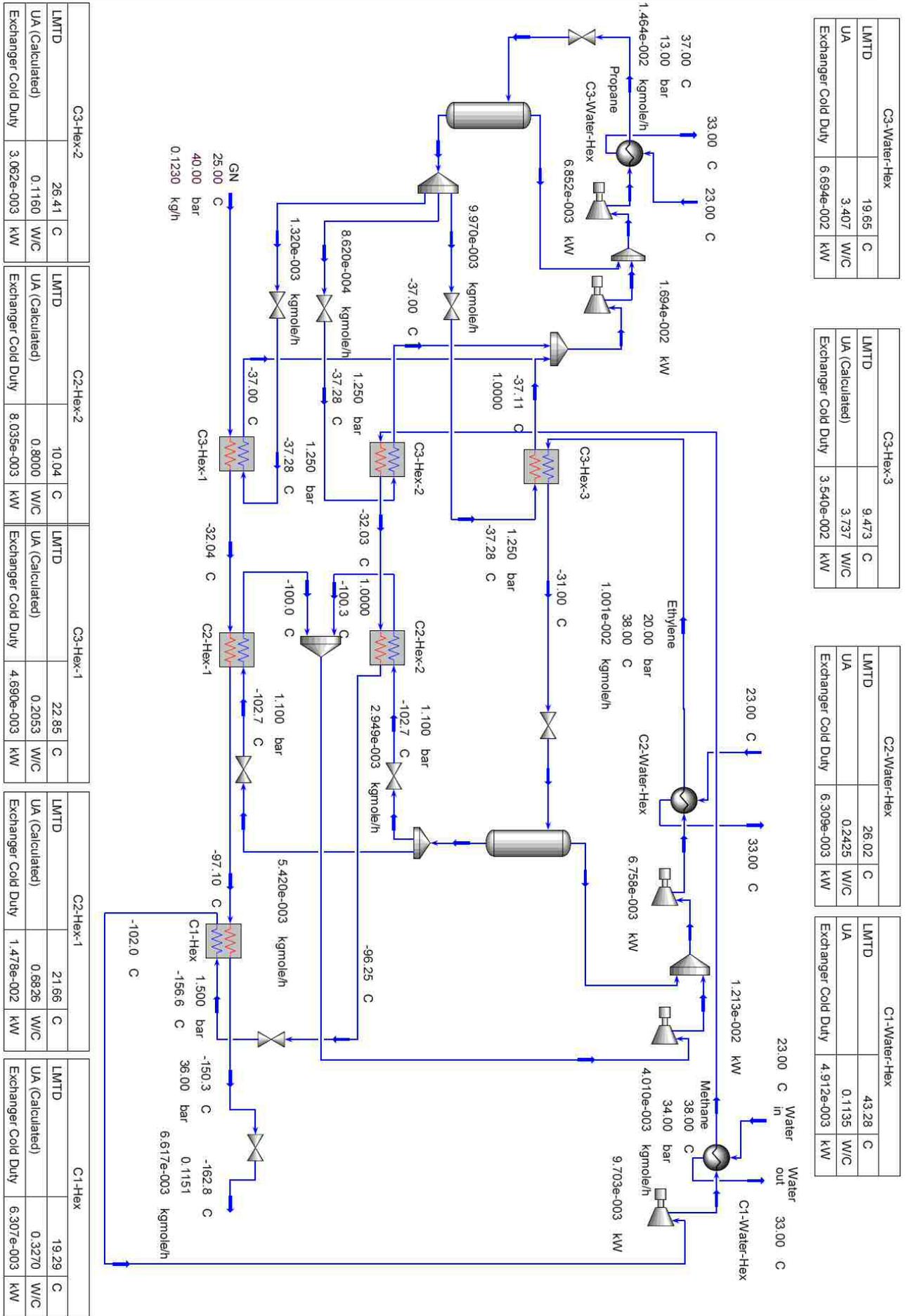


Fig. 4.26 : Schéma de simulation d'un système conventionnel de liquéfaction de GN en cascade classique

## Conclusion Générale

Le travail réalisé dans ce mémoire consistait en l'évaluation de performances et le dimensionnement thermique d'un système de réfrigération magnétique appliqué à la liquéfaction du gaz naturel. L'évaluation des paramètres de performances fait appel à l'étude et à la modélisation du cycle AMR de fonctionnement du système de RM. Pour ce faire, les équations d'énergie gouvernant les échanges de chaleur entre le fluide et le solide dans le régénérateur magnétique ont été considérées. Le modèle mathématique résultant a été discrétisé à l'aide de la méthode implicite des différences finies. Un code informatique a été mis au point afin d'effectuer les calculs de la puissance frigorifique produite par le lit régénérateur, la puissance calorifique cédée à la source chaude ainsi que les températures de sortie chaude et de sortie froide du fluide caloporteur.

A l'aide du logiciel Hysys, nous avons mis au point une technique de simulation numérique permettant de déterminer les dimensions des différents équipements (à savoir, les échangeurs de chaleur de source froide et la source chaude, et s'il y a lieu les pompes pour faire circuler le fluide caloporteur) requis dans le liquéfacteur magnétique ainsi que de prédire ses performances thermiques. Ceci a été effectué sur un cycle AMR composé de deux lits régénérateurs travaillant en alternance où le régénérateur en phase de magnétisation a été simulé comme une source de chaleur, tandis que le régénérateur en phase de démagnétisation, a été simulé comme un puits de chaleur.

Plusieurs configurations du liquéfacteur magnétique ont été simulées et étudiées, et ce, afin de déterminer les configurations optimales susceptibles de produire d'appréciables quantités de GNL avec une meilleure efficacité énergétique. Les effets des paramètres suivants ont été investigués ; à savoir le nombre d'étages du liquéfacteur, la pression de la liquéfaction du gaz naturel ainsi que l'application du champ magnétique. Des configurations efficaces ont été trouvées; des performances ayant des valeurs jusqu'à 81% de celle du cycle de Carnot correspondant ont été obtenues sous l'effet d'un champ magnétique de 5 Tesla et une pression élevée du gaz naturel de l'ordre de 36 bars, combinée avec une détente Joule-Thomson du gaz naturel.

En termes de quantité de GNL produite, un liquéfacteur magnétique à 3 étages, dont l'étage est composé de deux lits régénérateurs de dimensions : 4.5 cm de diamètre et 10 cm de longueur, a permis de produire un débit de 1.44 kg/ jour sous les conditions d'opération atmosphériques et un champ magnétique de 5 Tesla. Le débit de GNL a été augmenté à 2.95 kg/ jour en considérant le gaz naturel à une pression de 36 bars. Egalement, le fait d'accroître le nombre d'étages à 4 (opérant sous la même pression : 36 bars) le débit de GNL a été augmenté d'une façon considérable ; atteignant la valeur de 4.85 kg/jour. Par ailleurs, il convient de souligner que ces débits de GNL sont infimes comparée à ceux de la production des unités industrielles de liquéfaction du gaz naturel qui dépassent les 5000 tonnes/jour par train. Néanmoins, l'application de la réfrigération magnétique à la liquéfaction du gaz naturel reste possible notamment pour des applications de pré-refroidissement, en vue d'améliorer le rendement et de minimiser la consommation d'énergie.

Le froid magnétique est une technologie prometteuse qui doit être encouragée en raison de ces nombreux avantages, notamment en termes d'économie d'énergie et d'impact sur l'environnement, qui pourraient être améliorés davantage par :

- L'utilisation d'un matériau à EMC de meilleures performances,
- L'optimisation de la forme et du volume actif du lit régénérateur en vue de favoriser les échanges thermiques,
- L'optimisation des paramètres du cycle : fluide, débit, fréquence, etc.
- L'amélioration du contact thermique entre le fluide caloporteur et les sources chaude et froide,
- La minimisation des pertes de charge dans le système.

Comme perspective à ce mémoire, le développement d'un modèle plus complexe basé sur les équations de Navier-Stokes et d'énergie pour le fluide et le solide pourrait faire l'objet d'une étude ultérieure. Egalement le développement d'un prototype expérimental permettra d'étudier d'une façon détaillée et précise la validation du modèle proposé.

## Références Bibliographiques

- [1] Gschneidner Jr., K. A., Pecharsky, V.K., Thirty years of near room temperature magnetic cooling\_ Where we are today and future prospects, *International Journal of Refrigeration*, 25 January 2008.
- [2] Lebouc, A., Allab, F., Fournier, J.M., Yonnet, J.P., Réfrigération magnétique, *Techniques de l'ingénieur (RE 28)*, 2005.
- [3] Demirbas, A., *Methane Gas Hydrate ( Chapter 2: Natural Gas)*, Springer, 2010.
- [4] GNL Algérien, parcours d'un leader mondial, revue spécialisée SH, édition 2010
- [5] BP Statistical Review of World Energy, revue spécialisée BP, June 2011.
- [6] GIIGNL (Groupe International des Importateurs de Gaz Naturel Liquéfié), Multiple Safety Layers Manage LNG Risk, LNG Information Paper, 2011.
- [7] Faulkner, L. L., (Battelle Memorial Institute and Department of Mechanical Engineering, the Ohio State University, Columbus), *Fundamentals of Natural Gas Processing*, 2006.
- [8] Petit, P., Liquéfaction du gaz naturel, *Techniques de l'ingénieur (J 3 601)*.
- [9] Smaili, A., Chahine, R. Thermodynamic investigations of optimum active magnetic regenerators, *Cryogenics* vol. 38 pp 247-252, 1998.
- [10] Pecharsky, V.K., Gschneidner Jr., Magnetocaloric effect and magnetic refrigeration, *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 9April 1999.
- [11] Bouchekara, R., Recherche sur les systèmes de réfrigération Magnétique : Modélisation numériques, Conception et Optimisation, Thèse de Doctorat, Grenoble, 2008.
- [12] Utaki, T., Kamiya, K., Yamamoto T.A., Numazawa T., Research on a Magnetic Refrigeration Cycle for Hydrogen Liquefaction, *International Cryocooler Conference, Inc, Boulder. CO. 2007.*
- [13] Smaili, A., Ait-Ali, S., Chahine, R., Performance predictions of first stage magnetic hydrogen liquefier, *International Journal of Hydrogen Energy*, 2011.
- [14] Smaili, A., Développement de matériaux composites pour la réfrigération magnétique, Thèse de Ph.D, INRS, Université du Québec, 1998.
- [15] Pecharsky, V.K., Gschneidner Jr., K. A., Advanced magnetocaloric materials: What does the future hold? *International Journal of Refrigeration*, 11 September 2006.
- [16] Brown, G. V., Magnetic heat pumping near room temperature, *J. Appl. Phys.* 47, 3673, 1976.
- [17] J. A. Barclay, J. A., Steyert, W. A., *Cryogenics* 22, 73, 1982.
- [18] Bohigas, X., Molins, E., Roing, A., Tejada, J., Zhang, X. X., Room Temperature Magnetic Refrigerator Using Permanent Magnets, *IEEE Trans. Mag.*, 36, no 3, 538-544, 2000.
- [19] Okamura, T., Yamada, K., Hirano, N., Nagaya, S., Performance of a room temperature rotary magnetic refrigerator, *International Journal of Refrigeration* 29, 1327-1331, 2006.
- [20] Zimm K., Boeder A., Chell J., Sternberg A., Fujita A., Fujeida S., Fukamichi K., Design and performance of a permanent-magnet rotary refrigerator, *International Journal of Refrigeration*, 26 September 2006.
- [21] Barclay, J. A., Sarangi, S., *Cryog. Processes and Equipments*, 1984.
- [22] Ciro Aprea, Maiorino, A., A flexible numerical model to study an active magnetic refrigerator for near room temperature, *International Journal of Refrigeration*, 9 February 2010.
- [23] Mhimid, A., Jemni, A., Ben Nasrallah, S., Etude théorique des transferts couplés de chaleur et de masse lors de la désorption du couple zéolite 13X-eau, *Revue Générale de Thermique*, 15 juillet 1997.

- [24] Li, P., Gong, M., Yao, G., Wu, J., A practical model for analysis of AMRR for room temperature applications, International Journal of Refrigeration, 25 September 2006.
- [25] Rowan, R., Barclay, J., New Concepts Research Corporation Prometheus Energy Company, 2005 DOE Hydrogen Program Active Magnetic Regenerative Liquefier (AMRL) Development, May 2005

## **Annexes**

- Annexe A Schéma du procédé de liquéfaction à cascade classique des trois premières unités de l'ex-CAMEL
- Annexe B Modélisation numérique du cycle AMR (Code de calcul numérique)
- Annexe C Résultats de calcul obtenus à l'aide du modèle numérique AMR pour le lit régénérateur choisi
- Annexe D Schémas de simulation du liquéfacteur magnétique du gaz naturel



## Annexe C Résultats de calcul obtenus à l'aide du modèle numérique AMR (1/7)

Températures de sortie du fluide caloporteur (Eau + DEG) d'un lit régénérateur de 10 cm en Gd sous l'effet d'un champ magnétique de 5T

0,5 Hz (2 s)	T <sub>H</sub> = 25°C	T <sub>C</sub> = -40°C			
mf (kg/s)	Th (°C)	Tl (°C)	Qh (W)	Ql (W)	COP
0,01	29,38	-41,56	109,94	39,12	0,55
0,02	27,64	-41,64	132,20	82,19	1,64
0,03	27,44	-41,60	183,89	120,39	1,90
0,04	27,31	-41,51	231,92	151,71	1,89
0,05	27,14	-41,40	268,83	175,53	1,88
0,057	27,11	-41,31	301,10	186,63	1,63
0,058	27,04	-41,29	297,34	187,94	1,72
0,07	26,82	-41,10	318,91	193,36	1,54
0,08	26,62	-40,91	325,90	183,10	1,28
0,1	26,10	-40,41	274,68	102,31	0,59

Températures de sortie du fluide caloporteur (C4 liquide) d'un lit régénérateur de 10 cm en Tr sous l'effet d'un champ magnétique de 5T

0,5 Hz (2 s)	T <sub>H</sub> = -35°C	T <sub>C</sub> = -110			
mf (kg/s)	Th (°C)	Tl (°C)	Qh (W)	Ql (W)	COP
0,01	-29,56	-112,31	89,46	38,00	0,74
0,016	-29,53	-112,47	143,92	64,84	0,82
0,02	-29,58	-112,52	178,21	82,92	0,87
0,022	-29,97	-112,54	181,76	91,96	1,02
0,025	-30,41	-112,56	188,45	105,01	1,26
0,03	-30,58	-112,52	217,73	124,43	1,33
0,04	-30,79	-112,41	276,98	158,56	1,34
0,05	-31,01	-112,27	328,20	186,44	1,32

Températures de sortie du fluide caloporteur (C3 liquide) d'un lit régénérateur de 10 cm en Tr sous l'effet d'un champ magnétique de 5T

0,5 Hz (2 s)	T <sub>H</sub> = -105°C	T <sub>C</sub> = -155			
mf (kg/s)	Th (°C)	Tl (°C)	Qh (W)	Ql (W)	COP
0,01	-102,17	-156,79	49,16	20,35	0,71
0,015	-102,62	-156,21	62,16	31,59	1,03
0,018	-102,76	-156,22	70,07	38,18	1,20
0,02	-102,83	-156,22	75,57	42,38	1,28
0,03	-103,00	-156,16	104,30	60,29	1,37
0,04	-103,12	-156,06	130,78	73,52	1,28
0,05	-103,24	-155,94	152,62	82,02	1,16
0,06	-103,38	-155,81	168,55	84,52	1,01
0,07	-103,73	-155,47	177,10	65,73	0,59

## Annexe C Résultats de calcul obtenus à l'aide du modèle numérique AMR (2/7)

Températures de sortie du fluide caloporteur (Eau + DEG) d'un lit régénérateur de 10 cm en Gd sous l'effet d'un champ magnétique de 5T

0,25 Hz (4 s)	$T_H = 25^\circ\text{C}$	$T_C = -40^\circ\text{C}$			
mf (kg/s)	Th ( $^\circ\text{C}$ )	Tl ( $^\circ\text{C}$ )	Qh (W)	Ql (W)	COP
0,01	27,77	-41,75	69,50	43,80	1,70
0,02	27,43	-41,70	121,97	85,49	2,34
0,03	27,25	-41,56	169,58	117,26	2,24
0,0309	27,25	-41,54	174,12	119,44	2,18
0,04	27,01	-41,33	202,08	133,22	1,93
0,05	26,62	-40,96	202,80	120,88	1,48
0,06	26,02	-40,39	152,91	58,13	0,61

Températures de sortie du fluide caloporteur (C4 liquide) d'un lit régénérateur de 10 cm en Tr sous l'effet d'un champ magnétique de 5T

0,25 Hz (4 s)	$T_H = -35^\circ\text{C}$	$T_C = -110$			
mf (kg/s)	Th ( $^\circ\text{C}$ )	Tl ( $^\circ\text{C}$ )	Qh (W)	Ql (W)	COP
0,01	-29,48	-112,65	90,71	43,53	0,92
0,02	-30,77	-112,63	138,98	86,33	1,64
0,03	-31,09	-112,45	192,65	120,73	1,68
0,04	-31,67	-112,15	218,78	141,36	1,83
0,05	-32,01	-111,65	245,53	135,42	1,23
0,06	-32,92	-110,90	205,04	88,89	0,77

Températures de sortie du fluide caloporteur (C3 liquide) d'un lit régénérateur de 10 cm en Tr sous l'effet d'un champ magnétique de 5T

0,25 Hz (4 s)	$T_H = -105^\circ\text{C}$	$T_C = -155$			
mf (kg/s)	Th ( $^\circ\text{C}$ )	Tl ( $^\circ\text{C}$ )	Qh (W)	Ql (W)	COP
0,005	-101,97	-156,26	26,30	10,91	0,71
0,0065	-102,42	-156,28	29,13	14,51	0,99
0,008	-102,49	-156,29	34,89	17,94	1,06
0,01	-102,67	-156,30	40,55	22,62	1,26
0,02	-102,94	-156,22	71,50	42,46	1,46
0,03	-103,13	-156,05	97,44	54,77	1,28
0,04	-103,38	-155,80	112,36	55,57	0,98
0,05	-103,76	-155,42	107,81	36,25	0,51

## Annexe C Résultats de calcul obtenus à l'aide du modèle numérique AMR (3/7)

Températures de sortie du fluide caloporteur (Eau + DEG) d'un lit régénérateur de 10 cm en Gd sous l'effet d'un champ magnétique de 5T

0,1 Hz (10 s)	$T_H = 25^\circ\text{C}$	$T_C = -40^\circ\text{C}$			
$m_f$ (kg/s)	$T_{f,h}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{f,c}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$Q_H$ (W)	$Q_C$ (W)	COP
0,005	27,65	-41,83	33,18	22,94	2,24
0,01	27,45	-41,81	61,36	45,36	2,83
0,0152	27,29	-41,70	87,16	64,68	2,88
0,02	27,02	-41,46	101,06	73,39	2,65
0,025	26,52	-40,94	95,44	58,82	1,61

0,1 Hz (10 s)	$T_H = 25^\circ\text{C}$	$T_C = -25^\circ\text{C}$			
$m_f$ (kg/s)	$T_{f,h}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{f,c}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$Q_H$ (W)	$Q_C$ (W)	COP
0,01	27,78	-27,25	69,72	56,33	4,21
0,015	27,69	-27,19	101,06	82,43	4,42
0,02	27,49	-27,04	124,78	102,08	4,50
0,030	26,16	-25,66	87,03	49,30	1,31

Températures de sortie du fluide caloporteur (C4 liquide) d'un lit régénérateur de 10 cm en Tr sous l'effet d'un champ magnétique de 5T

0,1 Hz (10 s)	$T_H = -35^\circ\text{C}$	$T_C = -155^\circ\text{C}$			
$m_f$ (kg/s)	$T_{f,h}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{f,c}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$Q_H$ (W)	$Q_C$ (W)	COP
0,001	-29,48	-156,09	9,08	1,79	0,25
0,002	-29,46	-156,21	18,20	3,98	0,28
0,003	-29,46	-156,26	27,32	6,21	0,29
0,004	-31,10	-156,29	25,64	8,47	0,49
0,005	-31,64	-156,31	27,62	10,77	0,64
0,006	-31,64	-156,31	33,16	12,89	0,64
0,007	-31,85	-156,28	36,19	14,75	0,69
0,008	-32,05	-156,25	38,84	16,38	0,73
0,009	-32,02	-156,20	44,06	17,75	0,67
0,010	-31,87	-156,15	51,41	18,82	0,58
0,015	-32,33	-155,74	65,91	18,34	0,39
0,020	-33,20	-155,03	59,28	1,14	0,02

0,1 Hz (10 s)	$T_H = -35^\circ\text{C}$	$T_C = -110^\circ\text{C}$			
$m_f$ (kg/s)	$T_{f,h}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{f,c}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$Q_H$ (W)	$Q_C$ (W)	COP
0,001	-29,48	-112,65	9,08	4,36	0,92
0,005	-30,95	-112,75	33,27	22,63	2,13
0,007	-31,03	-112,76	45,72	31,71	2,26
0,008	-31,19	-112,75	50,14	36,19	2,59
0,01	-31,12	-112,73	63,79	44,93	2,38
0,02	-31,80	-112,29	105,31	75,24	2,50

0,1 Hz (10 s)	$T_H = -20^\circ\text{C}$	$T_C = -85^\circ\text{C}$			
$m_f$ (kg/s)	$T_{f,h}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{f,c}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$Q_H$ (W)	$Q_C$ (W)	COP
0,001	-16,32	-88,09	6,84	5,74	5,22
0,003	-16,30	-88,15	20,61	17,53	5,71
0,005	-16,30	-88,01	34,39	27,99	4,38
0,008	-16,29	-88,02	55,09	44,87	4,39
0,01	-16,29	-87,86	68,89	53,05	3,35
0,015	-16,29	-88,08	103,29	85,78	4,90
0,02	-16,46	-87,87	131,46	106,58	4,28

**Annexe C Résultats de calcul obtenus à l'aide du modèle numérique AMR (4/7)**

**Températures de sortie du fluide caloporteur (C3 liquide) d'un lit régénérateur de 10 cm en Tr sous l'effet d'un champ magnétique de 5T**

<b>0,1 Hz (10 s)</b>	<b>T<sub>H</sub> = -80°C</b>	<b>T<sub>C</sub> = -110</b>			
m <sub>f</sub> (kg/s)	T <sub>f,h</sub> (°C)	T <sub>f,c</sub> (°C)	Q <sub>H</sub> (W)	Q <sub>C</sub> (W)	COP
0,001	-74,17	-112,67	11,54	5,28	0,84
0,003	-76,23	-112,70	22,36	16,01	2,52
0,005	-76,47	-112,71	34,93	26,78	3,28
0,006	-76,51	-112,71	41,48	32,16	3,45
0,007	-76,53	-112,71	48,05	37,53	3,57
0,008	-76,55	-112,71	54,61	42,89	3,66
0,009	-76,57	-112,71	61,12	48,22	3,74
0,012	-76,62	-112,69	80,24	63,78	3,87
0,015	-76,69	-112,64	98,35	78,31	3,91
0,018	-76,79	-112,55	114,48	90,79	3,83
0,020	-76,89	-112,45	123,2082	97,00	3,70

<b>0,1 Hz (10 s)</b>	<b>T<sub>H</sub> = -105°C</b>	<b>T<sub>C</sub> = -155</b>			
m <sub>f</sub> (kg/s)	T <sub>f,h</sub> (°C)	T <sub>f,c</sub> (°C)	Q <sub>H</sub> (W)	Q <sub>C</sub> (W)	COP
0,001	-101,61	-156,29	5,89	2,24	0,61
0,002	-101,77	-156,33	11,22	4,63	0,70
0,003	-102,21	-156,35	14,53	7,05	0,94
0,004	-102,49	-156,36	17,49	9,49	1,19
0,005	-102,63	-156,37	20,60	11,92	1,37
0,008	-102,79	-156,35	30,76	18,78	1,57
0,01	-102,84	-156,31	37,49	22,80	1,55
0,02	-103,31	-155,83	58,58	28,89	0,97
0,025	-103,97	-155,14	44,75	5,94	0,15

**Températures de sortie du fluide caloporteur (C3 liquide) d'un lit régénérateur de 10 cm en Dy sous l'effet d'un champ magnétique de 5T**

<b>0,1 Hz (10 s)</b>	<b>T<sub>H</sub> = -150°C</b>	<b>T<sub>C</sub> = -168</b>			
m <sub>f</sub> (kg/s)	T <sub>f,h</sub> (°C)	T <sub>f,c</sub> (°C)	Q <sub>H</sub> (W)	Q <sub>C</sub> (W)	COP
0,001	-147,59	-169,19	3,97	1,95	0,97
0,002	-147,58	-169,36	7,95	4,46	1,28
0,003	-147,58	-169,45	11,94	7,15	1,50
0,004	-147,58	-169,50	15,92	9,85	1,62
0,005	-147,58	-169,53	19,91	12,54	1,70
0,006	-147,58	-169,54	23,90	15,23	1,76
0,007	-147,58	-169,56	27,89	17,92	1,80
0,008	-147,58	-169,56	31,88	20,59	1,82
0,009	-147,58	-169,57	35,88	23,25	1,84
0,010	-147,58	-169,57	39,88	25,91	1,85

## Annexe C Résultats de calcul obtenus à l'aide du modèle numérique AMR (5/7)

Températures de sortie du fluide caloporteur (Eau + DEG) d'un lit régénérateur de 10 cm en Gd sous l'effet d'un champ magnétique de 3T

0,1 Hz (10 s)	T <sub>H</sub> = 25°C	T <sub>C</sub> = -40°C			
m <sub>f</sub> (kg/s)	T <sub>f,h</sub> (°C)	T <sub>f,c</sub> (°C)	Q <sub>H</sub> (W)	Q <sub>C</sub> (W)	COP
0,001	28,03	-41,08	7,59	2,70	0,55
0,002	28,01	-41,10	15,09	5,52	0,58
0,003	27,12	-41,12	15,96	8,39	1,11
0,005	26,60	-41,13	20,12	14,18	2,39
0,008	26,45	-41,12	29,04	22,39	3,37
0,009	26,43	-41,10	32,21	24,85	3,38

Températures de sortie du fluide caloporteur (C4 liquide) d'un lit régénérateur de 10 cm en Tr sous l'effet d'un champ magnétique de 3T

0,1 Hz (10 s)	T <sub>H</sub> = -35°C	T <sub>C</sub> = -155			
m <sub>f</sub> (kg/s)	T <sub>f,h</sub> (°C)	T <sub>f,c</sub> (°C)	Q <sub>H</sub> (W)	Q <sub>C</sub> (W)	COP
0,001	-31,79	-155,37	5,28	0,61	0,13
0,002	-31,78	-155,52	10,59	1,70	0,19
0,003	-31,77	-155,58	15,91	2,86	0,22
0,004	-31,79	-155,62	21,12	4,07	0,24
0,005	-33,22	-155,66	14,66	5,39	0,58
0,006	-33,57	-155,67	14,06	6,57	0,88
0,007	-33,50	-155,64	17,21	7,35	0,74
0,008	-33,67	-155,59	17,47	7,80	0,81
0,010	-33,62	-155,46	22,69	7,59	0,50
0,012	-33,96	-155,30	20,48	5,99	0,41

0,1 Hz (10 s)	T <sub>H</sub> = -35°C	T <sub>C</sub> = -110			
m <sub>f</sub> (kg/s)	T <sub>f,h</sub> (°C)	T <sub>f,c</sub> (°C)	Q <sub>H</sub> (W)	Q <sub>C</sub> (W)	COP
0,001	-31,79	-111,63	5,28	2,68	1,03
0,003	-31,77	-111,69	15,91	8,33	1,10
0,005	-32,33	-111,72	21,93	14,12	1,81
0,008	-32,94	-111,71	27,02	22,47	4,94
0,010	-33,21	-111,67	29,38	27,47	14,41
0,012	-33,18	-111,61	35,89	31,77	7,71
0,015	-33,29	-111,48	42,08	36,40	6,41

Températures de sortie du fluide caloporteur (C3 liquide) d'un lit régénérateur de 10 cm en Tr sous l'effet d'un champ magnétique de 3T

0,1 Hz (10 s)	T <sub>H</sub> = -105°C	T <sub>C</sub> = -155			
m <sub>f</sub> (kg/s)	T <sub>f,h</sub> (°C)	T <sub>f,c</sub> (°C)	Q <sub>H</sub> (W)	Q <sub>C</sub> (W)	COP
0,001	-102,98	-155,69	3,51	1,20	0,52
0,002	-103,01	-155,74	6,93	2,58	0,59
0,003	-103,20	-155,77	9,38	4,00	0,74
0,004	-103,40	-155,78	11,13	5,44	0,96
0,005	-103,53	-155,79	12,78	6,88	1,17
0,006	-103,61	-155,79	14,49	8,25	1,32
0,007	-103,66	-155,78	16,28	9,51	1,40
0,008	-103,70	-155,76	18,11	10,62	1,42
0,010	-103,76	-155,71	21,61	12,39	1,34
0,012	-103,82	-155,65	24,61	13,52	1,22
0,015	-103,94	-155,52	27,70	13,64	0,97
0,020	-104,24	-155,19	26,43	6,76	0,34

**Annexe C Résultats de calcul obtenus à l'aide du modèle numérique AMR (6/7)**

**Températures de sortie du fluide caloporteur (Eau + DEG) d'un lit régénérateur de 10 cm en Gd sous l'effet d'un champ magnétique de 7T**

0,1 Hz (10 s)	$T_H = 25^\circ\text{C}$	$T_C = -40^\circ\text{C}$			
$m_f$ (kg/s)	$T_{f,h}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{f,c}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$Q_H$ (W)	$Q_C$ (W)	COP
0,001	30,77	-42,40	14,48	6,02	0,71
0,010	28,42	-42,46	85,69	61,57	2,55
0,012	28,35	-42,43	100,77	73,25	2,66
0,015	28,28	-42,38	123,45	89,45	2,63
0,018	28,11	-42,28	140,39	102,88	2,74
0,020	27,99	-42,17	150,01	108,78	2,64
0,025	27,56	-41,67	160,51	104,48	1,86
0,030	26,20	-40,32	90,21	23,85	0,36

**Températures de sortie du fluide caloporteur (C4 liquide) d'un lit régénérateur de 10 cm en Tr sous l'effet d'un champ magnétique de 7T**

0,1 Hz (10 s)	$T_H = -35^\circ\text{C}$	$T_C = -110$			
$m_f$ (kg/s)	$T_{f,h}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{f,c}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$Q_H$ (W)	$Q_C$ (W)	COP
0,001	-27,41	-113,54	12,47	5,81	0,87
0,005	-29,17	-113,67	47,88	30,17	1,70
0,008	-29,44	-113,68	73,04	48,37	1,96
0,010	-29,41	-113,67	91,85	60,35	1,92
0,015	-29,43	-113,57	137,48	88,09	1,78
0,020	-30,14	-113,32	159,81	108,97	2,14
0,025	-30,69	-112,66	176,93	109,38	1,62
0,030	-32,21	-111,01	137,36	49,84	0,57

0,1 Hz (10 s)	$T_H = -35^\circ\text{C}$	$T_C = -155$			
$m_f$ (kg/s)	$T_{f,h}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{f,c}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$Q_H$ (W)	$Q_C$ (W)	COP
0,001	-27,41	-156,64	12,47	2,70	0,28
0,006	-30,19	-156,86	47,45	18,32	0,63
0,005	-29,87	-156,86	42,14	15,30	0,57
0,008	-30,64	-156,81	57,29	23,84	0,71
0,010	-30,44	-156,74	74,95	28,53	0,61
0,015	-30,70	-156,39	106,00	34,24	0,48
0,020	-31,55	-155,73	113,45	24,06	0,27

**Températures de sortie du fluide caloporteur (C3 liquide) d'un lit régénérateur de 10 cm en Tr sous l'effet d'un champ magnétique de 7T**

0,1 Hz (10 s)	$T_H = -105^\circ\text{C}$	$T_C = -155$			
$m_f$ (kg/s)	$T_{f,h}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{f,c}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$Q_H$ (W)	$Q_C$ (W)	COP
0,001	-100,05	-156,82	8,60	3,16	0,58
0,005	-101,77	-156,89	28,06	16,47	1,42
0,008	-101,93	-156,88	42,71	26,18	1,58
0,010	-101,98	-156,85	52,42	32,22	1,59
0,015	-102,15	-156,71	74,21	44,57	1,50
0,020	-102,45	-156,41	88,74	49,03	1,23
0,025	-103,11	-155,71	81,98	30,94	0,61

## Annexe C Résultats de calcul obtenus à l'aide du modèle numérique AMR (7/7)

Températures de sortie du fluide caloporteur (Eau + DEG) d'un lit régénérateur de 10 cm en Gd sous l'effet d'un champ magnétique de 9T

0,1 Hz (10 s)	$T_H = 25^\circ\text{C}$	$T_C = -40^\circ\text{C}$			
$m_f$ (kg/s)	$T_{f,h}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{f,c}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$Q_H$ (W)	$Q_C$ (W)	COP
0,001	31,92	-42,97	17,35	7,45	0,75
0,010	29,33	-43,05	108,50	76,38	2,38
0,015	29,17	-42,99	156,94	112,45	2,53
0,020	28,91	-42,81	196,31	140,66	2,53
0,022	28,77	-42,66	207,82	146,91	2,41
0,025	28,44	-42,33	215,66	145,77	2,09
0,028	27,84	-41,71	199,33	120,02	1,51
0,030	27,09	-40,96	157,40	72,41	0,85

Températures de sortie du fluide caloporteur (C4 liquide) d'un lit régénérateur de 10 cm en Tr sous l'effet d'un champ magnétique de 9T

0,1 Hz (10 s)	$T_H = -35^\circ\text{C}$	$T_C = -110$			
$m_f$ (kg/s)	$T_{f,h}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{f,c}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$Q_H$ (W)	$Q_C$ (W)	COP
0,001	-25,53	-114,43	15,56	7,28	0,88
0,005	-27,60	-114,51	60,78	37,05	1,56
0,010	-27,79	-114,52	118,44	74,32	1,68
0,012	-28,02	-114,51	137,62	88,90	1,82
0,015	-27,72	-114,45	179,46	109,66	1,57
0,018	-28,37	-114,34	196,12	128,49	1,90
0,020	-28,58	-114,23	210,96	138,89	1,93
0,025	-29,23	-113,62	237,19	148,78	1,68
0,030	-30,61	-111,94	216,43	95,67	0,79

0,1 Hz (10 s)	$T_H = -35^\circ\text{C}$	$T_C = -155$			
$m_f$ (kg/s)	$T_{f,h}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{f,c}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$Q_H$ (W)	$Q_C$ (W)	COP
0,001	-25,53	-157,25	15,56	3,69	0,31
0,005	-28,56	-157,36	52,90	19,41	0,58
0,006	-28,66	-157,36	62,53	23,27	0,59
0,008	-28,93	-157,33	79,75	30,59	0,62
0,010	-29,01	-157,27	98,35	37,26	0,61
0,012	-29,20	-157,18	114,45	42,90	0,60
0,015	-29,35	-156,97	139,28	48,46	0,53
0,020	-30,26	-156,36	155,85	44,69	0,40
0,025	-31,36	-155,06	149,66	2,43	0,02

Températures de sortie du fluide caloporteur (C3 liquide) d'un lit régénérateur de 10 cm en Tr sous l'effet d'un champ magnétique de 9T

0,1 Hz (10 s)	$T_H = -105^\circ\text{C}$	$T_C = -155$			
$m_f$ (kg/s)	$T_{f,h}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{f,c}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$Q_H$ (W)	$Q_C$ (W)	COP
0,001	-98,01	-157,31	12,15	4,01	0,49
0,003	-100,42	-157,36	23,86	12,32	1,07
0,005	-100,94	-157,38	35,28	20,68	1,42
0,006	-101,02	-157,38	41,47	24,84	1,49
0,007	-101,07	-157,38	47,79	28,96	1,54
0,008	-101,11	-157,38	54,14	33,03	1,56
0,010	-101,17	-157,35	66,64	40,92	1,59
0,012	-101,23	-157,32	78,70	48,34	1,59
0,015	-101,34	-157,23	95,54	58,12	1,55
0,020	-101,63	-156,95	117,31	67,61	1,36
0,025	-102,30	-156,25	117,28	54,11	0,86





Annexe D

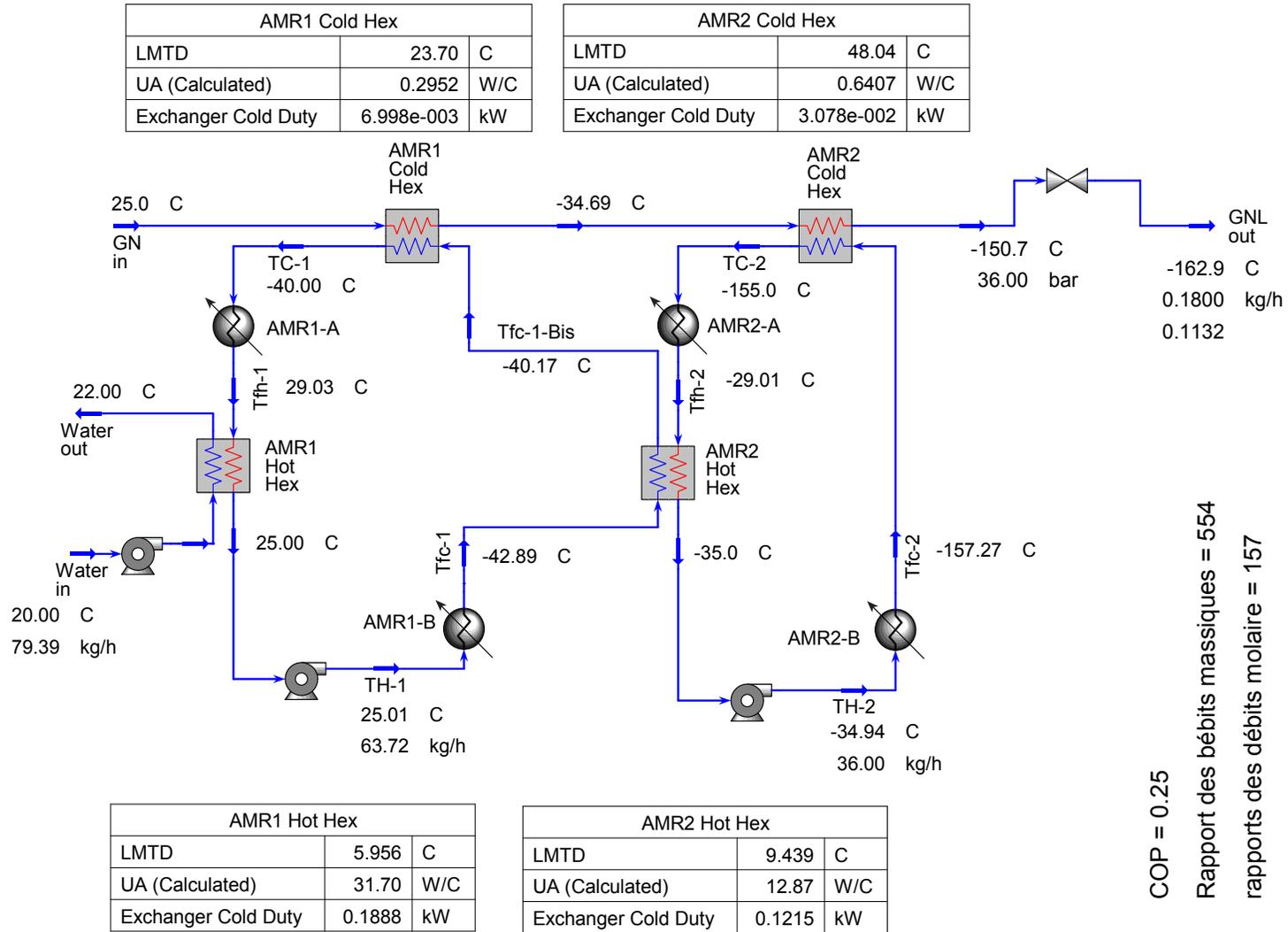


Fig. D.3 : Schéma de simulation d'un liquéfacteur magnétique à 2 étages fonctionnant sous les conditions : 36 bar, B = 9 T, fréquence du cycle = 0.1 Hz

Annexe D

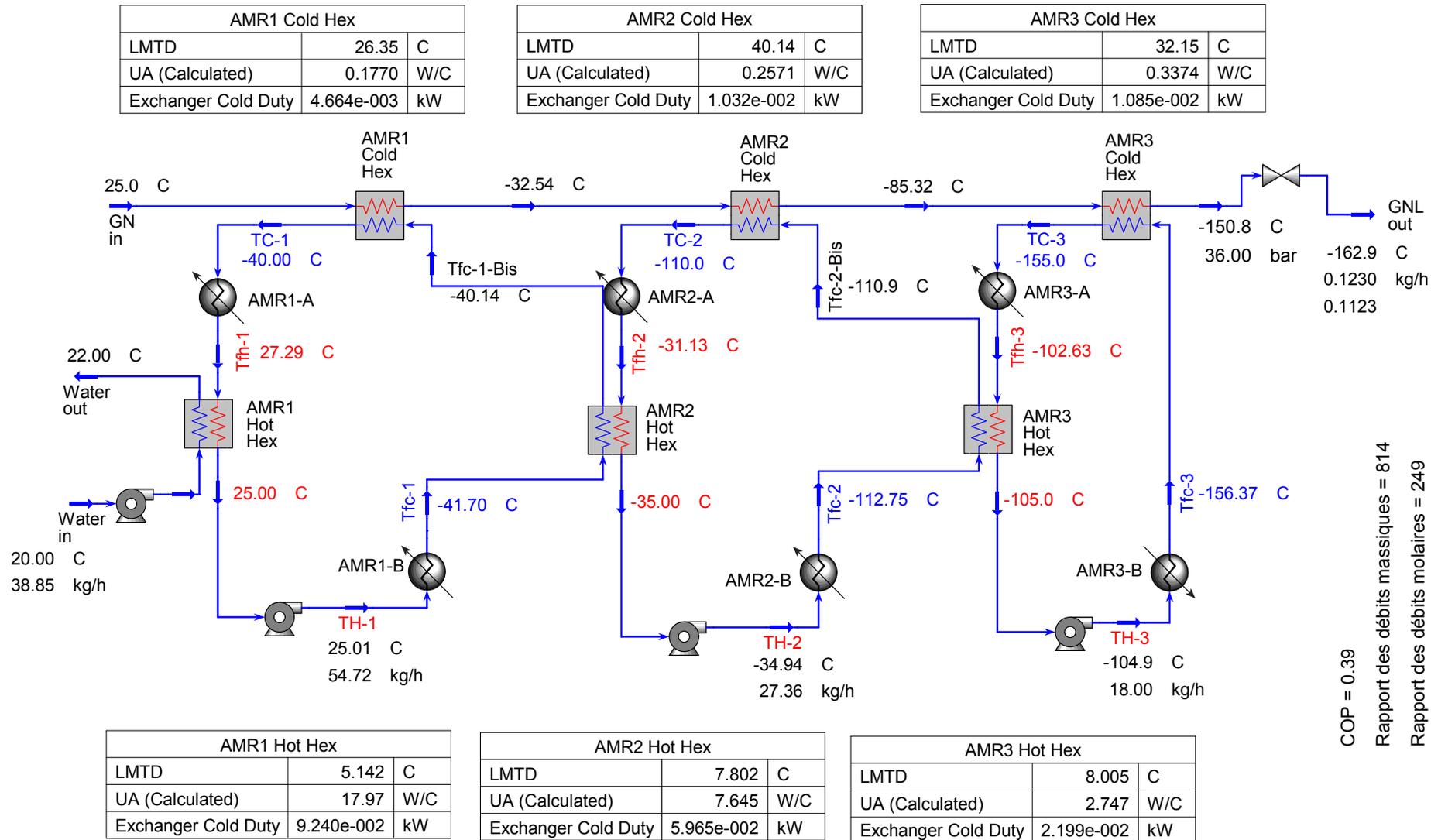


Fig. D.4 : Schéma de simulation d'un liquéfacteur magnétique à 3 étages fonctionnant sous les conditions : 36 bar, B=5T, fréquence du cycle 0.1 Hz

Annexe D

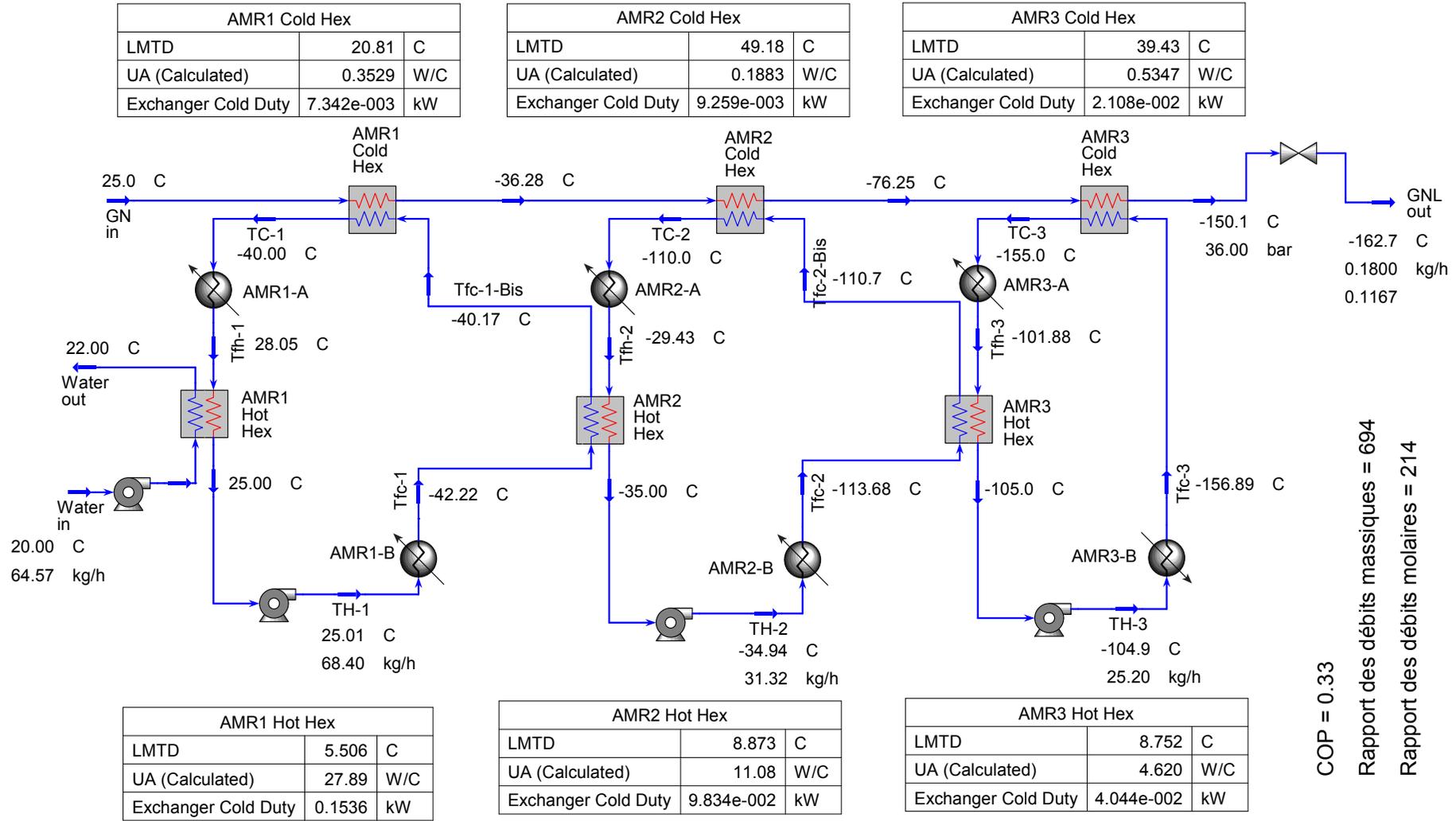


Fig. D.5 : Schéma de Simulation d'un liquéfacteur magnétique à 3 étages fonctionnant sous les conditions : 36 bar, B = 7 T, fréquence du cycle = 0.1 Hz)

Annexe D

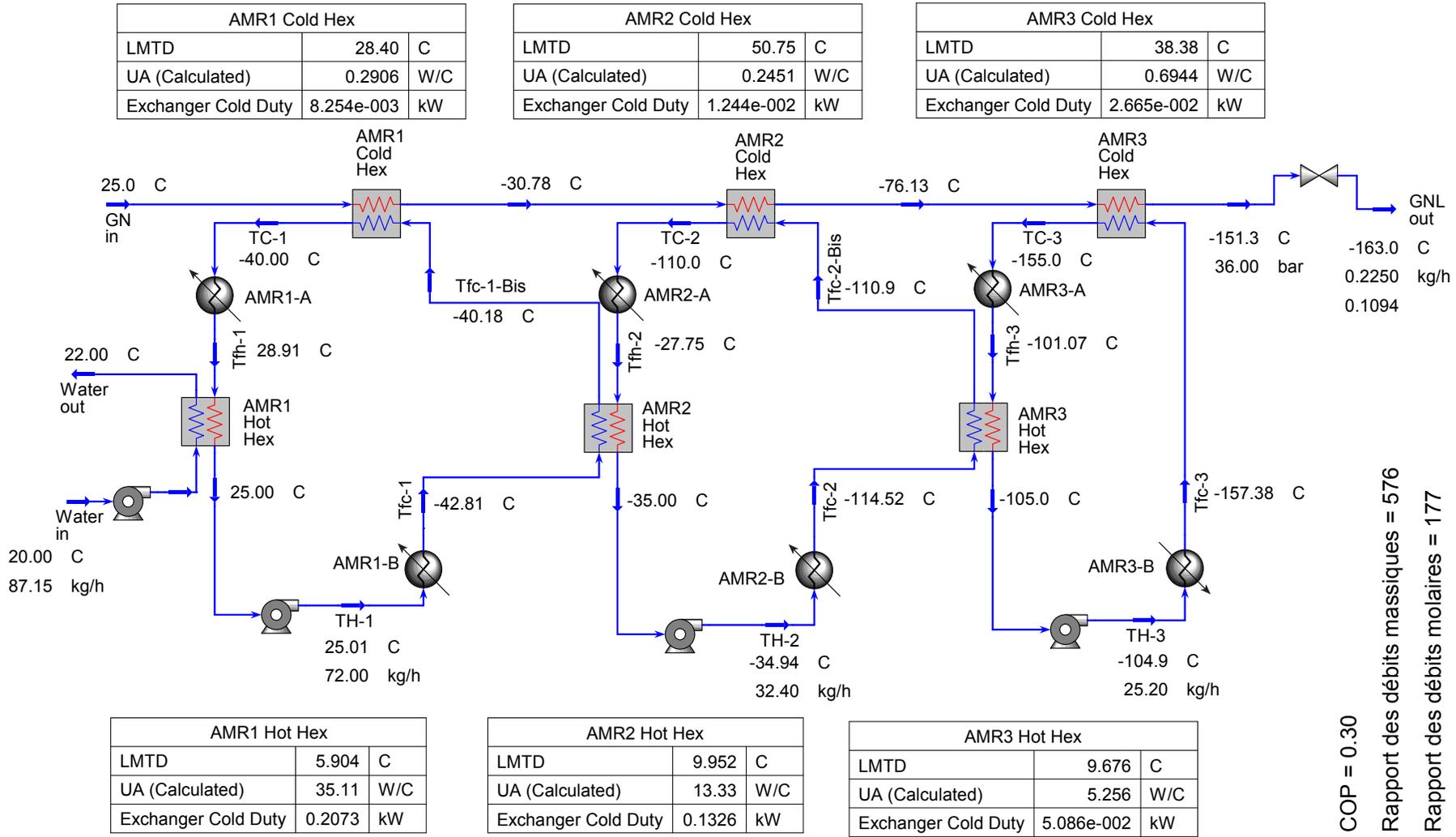


Fig. D.6 : Schéma de simulation d'un liquéfacteur magnétique à 3 étages fonctionnant sous les conditions : 36 bar, B = 9 T, fréquence du cycle = 0.1 Hz)

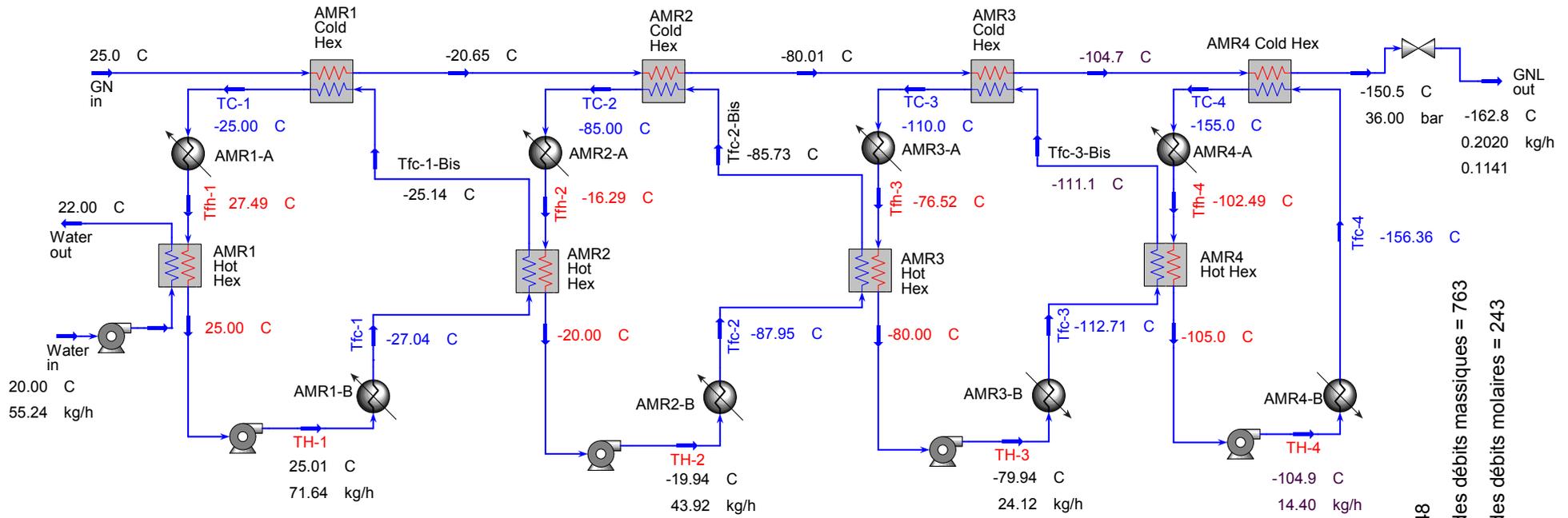
Annexe D

AMR1 Cold Hex		
LMTD	18.72	C
UA (Calculated)	0.3203	W/C
Exchanger Cold Duty	5.995e-003	kW

AMR2 Cold Hex		
LMTD	18.63	C
UA (Calculated)	0.7816	W/C
Exchanger Cold Duty	1.456e-002	kW

AMR3 Cold Hex		
LMTD	19.07	C
UA (Calculated)	0.6910	W/C
Exchanger Cold Duty	1.318e-002	kW

AMR4 Cold Hex		
LMTD	21.44	C
UA (Calculated)	0.4027	W/C
Exchanger Cold Duty	8.633e-003	kW



AMR1 Hot Hex		
LMTD	5.238	C
UA (Calculated)	25.08	W/C
Exchanger Cold Duty	0.1314	kW

AMR2 Hot Hex		
LMTD	7.912	C
UA (Calculated)	12.13	W/C
Exchanger Cold Duty	9.599e-002	kW

AMR3 Hot Hex		
LMTD	8.565	C
UA (Calculated)	5.339	W/C
Exchanger Cold Duty	4.573e-002	kW

AMR4 Hot Hex		
LMTD	8.166	C
UA (Calculated)	2.284	W/C
Exchanger Cold Duty	1.866e-002	kW

COP = 0.48

Rapport des débits massiques = 763

Rapport des débits molaires = 243

Fig. D.7 : Schéma de simulation d'un liquéfacteur magnétique à 4 étages fonctionnant sous les conditions : 36 bar, B = 5T, fréquence du cycle = 0.1 Hz