



**UNIVERSIDAD DE A CORUÑA**

**Departamento de Energía y Propulsión Marina  
E.T.S Náutica y Máquinas**

**TESIS DOCTORAL**

**Estudio de la generación de temperaturas  
subambientales en un proceso termodinámico basado  
en el efecto magnetocalórico mediante prototipado y  
análisis termomagnético**

Javier Romero Gómez

A Coruña 2013





**UNIVERSIDAD DE A CORUÑA**

**Departamento de Energía y Propulsión Marina  
E.T.S Náutica y Máquinas**

**TESIS DOCTORAL**

**Estudio de la generación de temperaturas  
subambientales en un proceso termodinámico basado  
en el efecto magnetocalórico mediante prototipado y  
análisis termomagnético**

Doctorando: Javier Romero Gómez

Directores: Ramón Ferreiro García

José Carbia Carril

A Coruña 2013



Ramón Ferreiro García, Doctor en Ciencias del Mar, profesor Catedrático de Universidad del Área de conocimiento de Ingeniería de Sistemas y Automática del Departamento de Ingeniería Industrial de la Universidad de A Coruña y José Carbia Carril, Doctor en Marina Civil, profesor Titular de Universidad del Área de Máquinas y Motores térmicos del departamento de Energía y Propulsión Marina de la Universidad de A Coruña,

EXPONEN:

Que han dirigido la Tesis Doctoral de D. Javier Romero Gómez, titulada:

Estudio de la generación de temperaturas subambientales en un proceso termodinámico basado en el efecto magnetocalórico mediante prototipado y análisis termomagnética.

Inscrita en el Departamento de Energía y Propulsión Marina

Consideran que la investigación llevada a cabo por parte del doctorando aporta resultados útiles e inéditos. Asimismo, consideran que la Tesis está en condiciones de ser presentada y defendida ante el Tribunal designado a tal efecto. Por todo ello,

SOLICITAN:

Que la mencionada Tesis Doctoral sea aceptada para su depósito y proceder a su defensa y calificación.

A Coruña, a 11 de Marzo del 2013

D. Ramón Ferreiro García

D. José Carbia Carril



**Resumen (Castellano)**

La refrigeración magnética (RM) a temperatura ambiente es una tecnología emergente, y muestra un potencial real para entrar en los mercados tradicionales de equipos de refrigeración y climatización. El principio de la RM obedece al efecto magnetocalórico (MCE), el cual se basa en el efecto provocado por un campo magnético sobre los materiales que poseen la propiedad de variar la entropía magnética, así como su temperatura, al variar el campo magnético.

Esta tesis se centra en el estudio de la consecución de temperaturas subambientales entorno a temperatura ambiente mediante prototipado y análisis experimental de un sistema de RM con un diseño novedoso y simple, usando imanes permanentes y un regenerador magnético activo (AMR) con Gadolinio como refrigerante sólido. Previamente se revisa la teoría que sustenta el MCE y su termodinámica, y se describen los ciclos de RM de Carnot, Brayton, Ericsson, AMR y cascada de cara al establecimiento de criterios de selección en función de sus prestaciones. Asimismo, se analiza también el modo de operación de las dos categorías básicas en las cuales se pueden dividir los prototipos de refrigeradores AMR (rotativos y alternativos). Se lleva a cabo una revisión de los prototipos alternativos lineales más recientes e importantes, aportando conceptos de diseño y características de funcionamiento, con el objetivo de determinar posibles mejoras y su implementación en el prototipado experimental.

El prototipo experimental se diseñó y construyó con el objetivo de estudiar, analizar, comprobar y validar la efectividad en cuanto a:

- a) Una nueva arquitectura para un ciclo AMR con un enfriamiento continuo en el intercambiador de foco frío
- b) Diferencia de temperatura alcanzado entre focos térmicos
- c) Capacidad y potencia de enfriamiento
- d) Reducción de la fuerza neta necesaria para el desplazamiento del AMR en el proceso de magnetización y desmagnetización a través de un sistema único de compensación de fuerzas.





## **Resumo (Galego)**

A refrixeración magnética (RM) a temperatura ambiente é unha tecnoloxía emerxente, e mostra un potencial real para entrar nos mercados tradicionais de equipos de refrixeración e climatización. O principio da RM obedece ao efecto magnetocalórico (MCE), o cal se basea no efecto provocado por un campo magnético sobre os materiais que teñen a propiedade de variar a entropía magnética, así como a súa temperatura, ao variar o campo magnético.

Esta tese céntrase no estudo da xeración de temperaturas subambientais entorno a temperatura ambiente mediante prototipado e análise experimental dun sistema de RM cun deseño novidoso e simple, usando imáns permanentes e un rexenerador magnético activo (AMR) con Gadolinio como refrixerante sólido. Previamente revísase a teoría que sustenta o MCE e a súa termodinámica, e descríbense os ciclos de RM de Carnot, Brayton, Ericsson, AMR e cascada de cara ao establecemento de criterios de selección en función das súas prestacións. Así mesmo, analízase tamén o modo de operación das dúas categorías básicas nas cales se poden dividir os prototipos de refrixeradores AMR (rotativos e alternativos). Lévese a cabo unha revisión dos prototipos alternativos lineais máis recentes e importantes, achegando conceptos de deseño e características de funcionamento, co obxectivo de determinar posibles melloras e a súa implementación no prototipado experimental. O prototipo experimental deseñouse e construíuse co obxectivo de estudar, analizar, comprobar e validar a efectividade en canto a:

- a) Unha nova arquitectura para un ciclo AMR con refrixeración continua no intercambiador do foco frío
- b) Diferenza de temperatura alcanzado entre focos térmicos
- c) Capacidade e potencia de refrixeración
- d) Redución da forza neta necesaria para o desprazamento do AMR no proceso de magnetización e desmagnetización a través dun sistema único de compensación de forzas.



## **Abstract (English)**

Magnetic refrigeration (MR) at room temperature is an emerging technology and shows real potential for entering the traditional markets of refrigeration and air conditioning equipment. The MR principle obeys the magnetocaloric effect (MCE), which is based on the effect caused by a magnetic field on materials possessing the property of varying their magnetic entropy as well as temperature, with the variation in magnetic field.

This thesis focuses on the study of achieving sub-ambient temperatures of around room temperature through the prototyping and experimental analysis of an MR system with a novel and simple design, using permanent magnets and an active magnetic regenerator (AMR) with Gadolinium as the solid refrigerant. Beforehand, a review is carried out of the theory behind the MCE and its thermodynamics, along with the description of the Carnot, Brayton, Ericsson, AMR and cascade RM cycles, in order to establish a selection criteria based on their features. Furthermore, the operating mode of the two basic categories into which AMR refrigerator prototypes can be divided (rotary and reciprocating) is analysed. A review of the latest and most important linear alternative prototypes is conducted, providing design concepts and performance characteristics, with the objective of identifying possible improvements and its implementation in the experimental prototyping.

The experimental prototype was designed and built in order to study, analyse, test and validate effectiveness, with reference to:

- a) A new architecture for an AMR cycle with continuous cooling in the cold exchanger
- b) Temperature difference reached between thermal sources
- c) Cooling capacity and power
- d) Reduction of the net force required to move the AMR in the magnetisation and demagnetisation process via a unique force compensation system.



## NOMENCLATURA

<b>Símbolos</b>	<b>Significado</b>	<b>Unidades</b>
$\Delta T_{ad}$	cambio de temperatura adiabático	K
$\Delta T_{AMR}$	diferencia temperatura del AMR	K
$\Delta T_{span}$	diferencia de temperatura entre focos	K
$U_F$	factor de utilización	-
$\Lambda_{Cool}$	figura de merito de la estructura magnética	-
$B$	inducción magnética	T o mT
$\Delta S_m$	cambio de entropía isoterma	J/K
$\Delta s$	cambio de entropía específica	J/kg·K
$\eta$	eficiencia	-
$\eta_{sist\_d}$	eficiencia del sistema de desplazamiento	-
$T$	temperatura	K
$t$	tiempo	s
$H$	intensidad de campo magnético	T
$S_T$	entropía total	J/K
$S_m$	entropía magnética	J/K
$S_r$	entropía de red	J/K
$S_e$	entropía electrónica	J/K
$U$	energía interna	J
$S$	entropía	J/K
$s$	entropía específica	J/kg·K
$p$	presión	Pa
$V$	volumen	m <sup>3</sup>
$V_{imanes}$	volumen de imanes	cm <sup>3</sup>
$V_{camp\_mag}$	volumen de la región con alto campo magnético	cm <sup>3</sup>
$\mu_0$	permeabilidad de vacío	N/A <sup>2</sup>
$M$	magnetización	A/m

## Nomenclatura

---

$u$	energía interna específica	J/kg
$\sigma$	magnetización específica	A/kg·m
$c$	calor específico	J/kg·K
$c_{p,r}$	calor específico del refrigerante magnético	J/kg·K
$c_{p,F}$	calor específico del fluido de transferencia de calor	J/kg·K
$\delta$	relación de regeneración	-
$M_r$	masa de refrigerante magnetocalórico	kg
$P_{iman}$	fracción del ciclo de operación de uso de los imanes	-
$\dot{m}$	caudal másico	kg/s
$\tau_c$	tiempo total del ciclo	s
$\tau$	tiempo para el periodo de transferencia de calor	s
$F$	fuerza	N
$l$	carrera de desplazamiento	m
$L$	longitud del regenerador	m
$q$	calor	J/kg
$T_C$	temperatura Curie	K
$Q_c$	calor de foco caliente	J
$Q_f$	calor de foco frío	J
$T_c$	temperatura de foco caliente	K
$T_f$	temperatura de foco frío	K
Gd	gadolinio	-
$W_{mag}$	trabajo magnético	J
$W_{elementos}$	trabajo de elementos del circuito de transferencia de calor	J
$W_{total}$	trabajo total	J
$\dot{W}_{ref.}$	capacidad de refrigeración en el foco frío	W
$\dot{W}_{bb.}$	potencia de bombeo teórica	W
$f$	frecuencia de operación	Hz
$f_f$	factor de fricción	-
$k_F$	conductividad térmica del fluido	W/m·K
$D_h$	diámetro hidráulico.	m <sup>2</sup>
$h_F$	coeficiente de transferencia de calor por convección	W/m <sup>2</sup> ·K
$\Psi$	porosidad	-

$e_f$	espesor canal de flujo	m
$e_l$	espesor de lamina de Gd	m
$A_I$	área de transferencia de calor de láminas de Gd	m <sup>2</sup>
$\dot{Q}_{MCE}$	calor rechazado o absorbido por el Gd del AMR	W
$\rho$	densidad	kg/m <sup>3</sup>
$\mu_F$	viscosidad dinámica del fluido	Pa·s
$v$	velocidad del fluido	m/s
$V^*$	relación de FTC desplazado en $\tau$ con el volumen ocupado por el FTC en el interior del regenerador	-

***Acrónimos***

RM	refrigeración magnética
MCE	efecto magnetocalórico ( <i>magnetocaloric effect</i> )
GMCE	efecto magnetocalórico gigante ( <i>giant magnetocaloric effect</i> )
AMR	regenerador magnético activo ( <i>active magnetic regenerator</i> )
COP	coeficiente de rendimiento ( <i>coefficient of performance</i> )
FTC	fluido de transferencia de calor
CHEX	intercambiador de calor de foco frío ( <i>Cold Heat Exchanger</i> )
HHEX	intercambiador de calor de foco caliente ( <i>Hot Heat Exchanger</i> )
HCFC	fluido hidroclorofluorocarbono
Re	número de Reynolds
Pr	número de Prandtl
Nu	número de Nusselt





## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pag.</b>
Fig. 1.1. Dependencia térmica de la entropía en función del campo aplicado en un material ferromagnético.....	7
Fig. 2.2. Ordenación del sistema de espín magnético de una muestra de forma adiabática antes y después de la aplicación de un campo magnético. ....	9
Fig. 2.3. Ordenación del sistema de espín magnético de una muestra de forma isotérmica, antes y después de que se aplique un campo magnético.....	9
Fig. 2.4. Diagrama esquemático T-S de un material en dos campos magnéticos $H_0$ y $H_1$ cerca de la transición de primer orden. ....	14
Fig. 2.5. Dependencia térmica de la magnetización y del MCE directo en un material con transición de fase de 2º orden para una determinada variación de campo $\Delta H$ . El MCE es mayor en el entorno de $T_C$ . ....	16
Fig. 2.6. Diagrama T-S de un ciclo Carnot de RM.....	20
Fig. 2.7. Diagrama T-S de un ciclo Brayton de RM con regeneración. ....	21
Fig. 2.8. Diagrama T-S de un ciclo Ericsson de RM con regeneración. ....	22
Fig. 2.9. Ciclo magnético de refrigeración en cascada basado en el ciclo magnético Ericsson. ....	23
Fig. 2.10. Ilustración esquemática de un refrigerador magnético basado en el ciclo AMR. ....	25
Fig. 3.1. Fotografía del refrigerador AMR rotativo diseñado por Engelbrecht et al., (2012). Reproducido con permiso del autor. ....	35
Fig. 3.2. Esquema del sistema AMR (Gao et al., 2006). ....	38
Fig. 3.3. Esquema del sistema experimental AMR de Nakamura et al., (2008). ....	39
Fig. 3.4. Sistema AMR desarrollado por Zheng et al., (2009). ....	40
Fig. 3.5. Diseño de Zheng et al., (2009): (a) geometría de la estructura magnética, (b) geometría del AMR.....	41
Fig. 3.6. Esquema de la unidad de demostración AMR desarrollada por Tagliafico et al., (2009).....	42

Fig. 3.7. Geometría del imán implementado por Tagliafico et al., (2009) en disposición Halbach. ....	42
Fig. 3.8. (a) Esquema del sistema AMR experimental, (b) carcasa del AMR, (Engelbrecht et al., 2011). ....	44
Fig. 3.9. Esquema del prototipo desarrollado por Petersen et al., (2009).....	44
Fig. 3.10. Máquina AMR de Trevizoli et al., (2011). Reproducido con permiso del autor. ....	45
Fig. 3.11. Refrigerador AMR alternativo diseñado por Balli et al., (2012). Reproducido con permiso del autor. ....	46
Fig. 3.12. Esquema del ciclo AMR y diseño del regenerador implementado por Balli et al., (2012).....	47
Fig. 4.1. Vista general del prototipo alternativo de RM implementado. ....	52
Fig. 4.2. Geometría del regenerador (dimensiones en mm) y detalle de las láminas de Gd de 40 x 40 x 0,5 mm al ser introducidas en el regenerador. ....	53
Fig. 4.3. Esquema hidráulico del ciclo AMR implementado: (a) semiciclo de magnetización del regenerador A. (b) semiciclo de magnetización del regenerador B. (1) intercambiador de calor de foco caliente, (2) AMR móvil, (2a) regenerador A, (2b) regenerador B, (3) intercambiador de calor de foco frío, (4) bomba, (5a), (5b) electroválvulas, (6) imanes NdFeB estáticos, (7) motor, (8) imanes fijos al yugo para compensación de F, (9) imanes fijos al AMR, (10) corredera de desplazamiento del AMR, (T1-T6) termopares. ....	55
Fig. 4.4. Diagrama de tiempo del ciclo AMR doble para el caudal másico de FTC y campo magnético aplicado. La línea continua corresponde al proceso en el regenerador A y la discontinua en el regenerador B. ....	56
Fig. 4.5. Medidas experimentales del cambio de temperatura adiabático para el Gd como función de la temperatura para un cambio de campo magnético de 0 T a 1T. 58	
Fig. 4.6. Variación del calor específico para el Gd como función de la temperatura para una variación de campo magnético de 0 T a 1T (Canepa et al., 2008).....	59
Fig. 4.7. Potencial de capacidad de refrigeración del refrigerador en función de la frecuencia.....	60
Fig. 4.8. Energía máxima disponible del refrigerador por ciclo de operación. ....	60

Fig. 4.9. Definición de las dimensiones del regenerador del AMR usadas para determinar el diámetro hidráulico y la porosidad.....	62
Fig. 4.10. Relación entre el factor de utilización y el caudal másico bombeado. ....	67
Fig. 4.11. Relación de volumen de fluido desplazado ( $V^*$ ) en función del caudal másico de fluido de transferencia de calor para diferentes valores de $\tau$ .....	68
Fig. 4.12. Disposición del ensamblaje simple de imanes permanentes. ....	69
Fig. 4.13. (a) Geometría y dimensiones (mm) de la estructura magnética, (b) fotografía de la estructura magnética. ....	69
Fig. 4.14. Discretización de la estructura magnética en 2D mediante la generación de malla en Flux 2D. ....	71
Fig. 4.15. Cartografía de inducciones de la estructura magnética en 2D. ....	71
Fig. 4.16. Resultados experimentales y numéricos del campo magnético en función de las coordenadas X e Y. ....	72
Fig. 4.17. Distribución del campo magnético a lo largo del eje de Y en el entrehierro de 6 mm de la estructura magnética.....	72
Fig. 4.18. Estructura básica del sistema de compensación de fuerzas: (1) imanes estáticos para el MCE, (2) AMR móvil, (2a) regenerador A, (2b) regenerador B, (3) guía de desplazamiento AMR, (4) imanes de compensación de fuerzas de tipo anillo; (4a) estático y (4b) móvil, (5) casquillos, (6) chasis de acero inoxidable. ....	76
Fig. 4.19. Representación del sistema de adquisición de datos y del control en línea. ..	77
Fig. 4.20. Fotografía durante la medición y registro de temperaturas. ....	79
Fig. 4.21. Fotografía tomada durante las pruebas de medición y adquisición de datos de la fuerza necesaria para el desplazamiento del AMR. ....	80
Fig. 5.1. Resultados experimentales de $\Delta T_{span}$ obtenido en las pruebas sin carga como función de $U_F$ para diferentes $\tau$ en una temperatura ambiente de 296 K. ....	82
Fig. 5.2. Comportamiento transitorio típico de las temperaturas medidas en el fluido de trabajo en los extremos de AMR sin carga térmica en el sistema. ....	84
Fig. 5.3. Diferencia de temperatura entre fuente caliente y fría en función de la carga térmica aplicada para $\tau = 5$ s y $\tau = 7$ s con caudal másico $\dot{m} = 6,48$ kg/h.....	85
Fig. 5.4. Perfil de temperatura experimental de los regeneradores. Test con 1,9 W de carga de enfriamiento con una diferencia de 1 K entre la temperatura del FTC a la	

salida del CHEX ( $T_5 = 295 \text{ K}$ ) y la temperatura de fuente caliente ( $T_6 = 296 \text{ K}$ ). HHEX sumergido en agua,  $\tau = 7 \text{ s}$  y  $\dot{m} = 6,48 \text{ kg/h}$ . ..... 86

Fig. 5.5. Perfil de temperaturas en los extremos fríos y calientes de cada regenerador en la prueba con carga térmica, identificando el semiciclo de magnetización (Resultados experimentales para  $\tau = 7 \text{ s}$  y  $\dot{m} = 6,48 \text{ kg/h}$ ). ..... 87

Fig. 5.6. Medidas directas de las fuerzas necesarias para el desplazamiento de desmagnetización (55 mm) del diseño implementado y de un AMR estándar con la misma masa de Gd correspondiente a uno de los regeneradores del AMR doble. ... 90

Fig. 5.7 (a) Nuevo diseño de AMR implementado, (b) diseño estándar. .... 90

Fig. 5.8. Consumo de intensidad del motor para el desplazamiento de desmagnetización (55 mm) del diseño implementado y de un AMR estándar con la misma masa de Gd correspondiente a uno de los regeneradores del AMR doble (90 g)..... 91

Fig. 5.9. Comparativa del consumo de intensidad con y sin imanes de compensación de fuerzas con una frecuencia de operación de 0,5 Hz. .... 92

## **LISTA DE TABLAS**

	<b>Pag.</b>
Tabla 4.1. Datos técnicos y especificaciones del prototipo. ....	53
Tabla 4.2. Propiedades físicas del Gd.....	57
Tabla 4.3. Valores de los parámetros para caracterizar el AMR.....	62
Tabla 5.1. Resultados obtenidos, condiciones de operación y parámetros de ensayos. .	88
Tabla 5.2. Características principales de funcionamiento del prototipo.....	88

## ÍNDICE

Capítulo 1. Introducción .....	1
1.1 Motivación.....	1
1.2 Objetivos.....	2
1.3 Estructura de la tesis .....	3
Capítulo 2. El efecto magnetocalórico y la refrigeración magnética .....	5
2.1 Introducción.....	5
2.2 Teoría del MCE .....	6
2.2.1 Termodinámica del efecto magnetocalórico.....	10
2.2.2 Transición de fase .....	13
2.2.3 Transiciones de 1º orden.....	13
2.2.4 Transiciones de 2º orden.....	14
2.2.5 Influencia de la temperatura en MCE.....	15
2.3 Materiales para la RM .....	16
2.3.1 Materiales para RM a temperatura ambiente.....	18
2.4 Ciclos termodinámicos de RM .....	19
2.4.1 Ciclo Carnot.....	19
2.4.2 Ciclo Brayton.....	21
2.4.3 Ciclo Ericsson.....	22
2.4.4 Ciclos magnéticos en cascada.....	22
2.4.5 Ciclo de regenerador magnético activo (AMR) .....	24
2.5 Consideraciones prácticas de aplicación de los ciclos.....	26
2.6 Conclusiones.....	27
Capítulo 3. Prototipos de RM a temperatura ambiente .....	29
3.1 Introducción.....	29
3.2 Configuración de refrigeradores AMR.....	30
3.3 Consideraciones de diseño y construcción de un refrigerador AMR .....	32
3.4 Comparación de la configuración de refrigeradores magnéticos .....	33
3.5 Sistemas de RM rotativos .....	35
3.6 Sistemas de RM alternativos .....	36

Refrigerador magnético de Gao et al. ....	37
Refrigerador magnético de Nakamura et al. ....	38
Refrigerador magnético de Hirano et al. ....	39
Refrigerador magnético de Zheng et al. ....	39
Refrigerador magnético de Tagliafico et al. ....	41
Refrigerador magnético de Engelbrecht et al. ....	43
Refrigerador magnético de Trevizoli et al. ....	44
Refrigerador magnético de Balli et al. ....	46
3.7 Conclusiones.....	47
Capítulo 4. Prototipado de un refrigerador magnético para temperatura ambiente.....	49
4.1 Introducción.....	49
4.2 Criterios generales de diseño.....	49
4.3 Refrigerador experimental AMR.....	51
4.3.1 Principios de operación.....	54
4.4 Análisis preliminar de diseño.....	56
4.4.1 Potencial de capacidad de refrigeración.....	56
4.4.2 Análisis numérico de la transferencia de calor en el AMR.....	61
4.4.3 Pérdida de carga en el regenerador.....	65
4.4.4 Caudal másico a transferir.....	66
4.4.5 Campo magnético: Simulación y análisis de resultados experimentales.....	68
4.5 Diseño del sistema hidráulico.....	73
4.6 Sistema de compensación de fuerzas.....	74
4.7 Diseño del sistema de control.....	76
4.8 Instrumentación.....	78
4.9 Metodología experimental.....	79
Capítulo 5. Análisis de resultados y discusión.....	81
5.1 Introducción.....	81
5.2 Test sin carga térmica.....	81
5.3. Test con carga térmica.....	85
5.4 Análisis crítico de los resultados térmicos.....	87
5.5 Fuerza de desplazamiento del AMR.....	89
5.6 Consumo de corriente y justificación de imanes de compensación.....	90

5.7 Conclusiones.....	92
Capítulo 6. Perspectivas y trabajos futuros .....	95
Capítulo 7. Conclusiones .....	99
Referencias .....	103
ANEXO I. Publicaciones relevantes como resultado de la investigación.....	109
Artículo I.....	111
Artículo II.....	123
Artículo III.....	137





## **AGRADECIMIENTOS**

A mis Directores de Tesis, Drs. Ramón Ferreiro García y José Carbia Carril por su apoyo y confianza en mi trabajo, no solamente en el desarrollo de esta tesis, sino también en el trabajo día a día, en un marco de confianza, afecto y amistad. Le agradezco también el haberme facilitado siempre los medios suficientes para llevar a cabo todas las actividades propuestas durante el desarrollo de esta tesis, sobre todo en estos tiempos de depresión económica y recortes a la investigación.

A mi pareja Mar, por su apoyo y amor incondicional en todo momento, sin el cual no habría sido posible el desarrollo de mi trabajo. Su constante estímulo, comprensión, paciencia y ayuda ilimitada han contribuido significativamente a que este trabajo tan arduo fuera más ameno. Gracias Mar.

A mi familia, y en especial a mis padres Jaime y Manola, para los cuales no tengo palabras de agradecimiento. Ellos me han enseñado que la perseverancia y el esfuerzo son el camino para lograr objetivos.



# Capítulo 1

## Introducción

### 1.1 Motivación

El agotamiento de la capa de ozono continúa, a pesar de medidas de protección de la ozonósfera y el medio ambiente acordadas en el Convenio de Viena para la Protección de la Capa de Ozono (1985), en el Protocolo de Montreal sobre las sustancias que agotan la capa de ozono (1987) y enmiendas al Protocolo de Montreal. Por otro lado, la tecnología tradicional de refrigeración de vapor por compresión está cerca de alcanzar sus límites técnicos para conseguir aumentos adicionales de eficiencia energética, además de usar gases con potencial de destrucción del ozono y efecto invernadero.

Los sistemas de refrigeración magnéticos basados en regeneradores magnéticos activos (AMR), representan una alternativa atractiva a la refrigeración por compresión de vapor y a los sistemas de aire acondicionado. Los sistemas AMR están basados en el MCE; un proceso termodinámico prácticamente reversible que se produce cuando un material magnético se coloca en un campo magnético. Sin embargo, los sistemas tradicionales de refrigeración incorporan dos procesos con una importante irreversibilidad: la compresión y la expansión del fluido. Por esta razón, la refrigeración magnética (RM) puede ser teóricamente más eficiente con respecto a los sistemas de compresión de vapor. Además, la RM requiere refrigerantes de estado sólido en vez de fluidos refrigerantes HCFC, con lo cual se eliminan los problemas de fugas asociados al empleo de gases refrigerantes. Por lo tanto, la RM puede ser una tecnología más segura para el medio ambiente que la tradicional.

Al día de hoy los sistemas AMR no están maduros ni desarrollados tecnológicamente. Es necesaria una mayor investigación centrada en el diseño y caracterización de sistemas AMR y en la ciencia de los materiales magnetocalóricos. Su industrialización y comercialización, depende de la capacidad para cumplir con los objetivos de rendimiento al tiempo que con costes aceptables del equipo.

La RM se ha utilizado desde la década de 1930 en aplicaciones criogénicas, pero desde el descubrimiento de los refrigerantes de temperatura ambiente es objeto de una gran atención por la comunidad científica.

## 1.2 Objetivos

Esta tesis tiene como objetivo principal la construcción y el estudio de un prototipo experimental de un sistema de RM para operar a temperatura ambiente. El sistema es un refrigerador magnético AMR con movimiento alternativo lineal, operando con Gadolinio como material refrigerante bajo un campo magnético generado con imanes permanentes de  $\text{Nd}_2\text{Fe}_{14}\text{B}$ . Este objetivo requiere las siguientes actividades:

- Estudio del MCE, su teoría y termodinámica, así como una revisión de las propiedades que deben reunir los materiales magnetocalóricos para la RM a temperatura ambiente
- Estudio de los ciclos de RM de Carnot, Brayton, Ericsson, AMR y cascada, de cara al establecimiento de criterios de selección en función de sus prestaciones.
- Revisión y análisis de los prototipos alternativos lineales más recientes e importantes construidos hasta la fecha, con el objetivo de determinar posibles mejoras y su implementación en el prototipado experimental.
- Determinación de condiciones de diseño estándar para refrigeradores magnéticos AMR.
- Experimentación. Implica el desarrollo y construcción del aparato, prueba y adquisición de datos bajo diferentes condiciones de operación (frecuencia, carga de enfriamiento y caudal másico de fluido de transferencia de calor (FTC)).

Con el diseño del prototipo experimental desarrollado se persigue:

- Estudiar, analizar, comprobar y validar la efectividad, en cuanto a la diferencia de temperatura alcanzada entre focos térmicos, capacidad y potencia de enfriamiento.
- Implementar un sistema único que permita la reducción de fuerzas de desplazamiento necesarias para magnetizar y desmagnetizar el AMR, y con ello reducir el consumo de energía eléctrica e incrementar la eficiencia de la máquina.

- Una nueva arquitectura de ciclo AMR simple y robusta, bajo la cual se consiga un enfriamiento continuo en el foco frío del sistema con una operación simple y con bajo equipamiento.
- Utilizar la región de alto campo magnético de forma continua.

En este contexto, la tesis está orientada a aportar conocimientos teóricos y experimentales relacionados con la RM. La temática es fuertemente interdisciplinar y abarca tres temas principales: el MCE en los materiales sujetos de usar a temperatura ambiente, caracterización y diseño de la fuente de campo magnético mediante imanes permanentes, y el estudio y sincronización de los procesos termodinámicos involucrados. Todas estas cuestiones son fundamentales para una buena comprensión de la RM.

### 1.3 Estructura de la tesis

Esta tesis se estructura de la siguiente manera:

En el capítulo 2 se realiza una introducción general al MCE y a la refrigeración magnética. En la sección 2.2 se estudia la teoría básica del MCE y la termodinámica asociada. En la sección 2.3, se comentan las propiedades que deben reunir los materiales magnetocalóricos, así como, los materiales más idóneos para la RM a temperatura ambiente y los que muestran un futuro prometedor. En la sección 2.4 se describen los ciclos termodinámicos aplicables a la RM. En la sección 2.5 se lleva a cabo una discusión sobre las consideraciones prácticas de los ciclos de RM. El capítulo finaliza resaltando las conclusiones sobre los temas tratados.

El capítulo 3 está centrado en la revisión de los prototipos alternativos lineales más recientes e importantes que se han construido. En la sección 3.2 se detallan las posibilidades de configuración de los refrigeradores AMR. Las consideraciones de diseño y construcción a tener en cuenta se comentan en la sección 3.3. En la sección 3.4 se lleva a cabo una discusión y comparación de la configuración de refrigeradores magnéticos, y en las sesiones 3.5 y 3.6 se revisan los sistemas de RM rotativos y alternativos. El capítulo finaliza resaltando las conclusiones sobre los temas tratados.

El capítulo 4 y el capítulo 5 son la parte experimental de la tesis con el prototipado y estudio de un refrigerador magnético AMR. En la sección 4.2 se especifican los criterios y consideraciones técnicas tenidas en cuenta para el diseño del refrigerador y alcanzar

así los objetivos propuestos. En la sección 4.3 se describe el diseño, la geometría y se explica el principio de operación del refrigerador propuesto, y en la sección 4.4 se analiza el potencial de la capacidad de refrigeración. En las secciones 4.5, 4.6, 4.7, 4.8 y 4.9 se trata respectivamente, el diseño del sistema hidráulico, el sistema de compensación de fuerzas, el diseño del sistema de control, la instrumentación y la metodología experimental seguida para recopilar la información necesaria para investigar y caracterizar el rendimiento del refrigerador bajo diferentes condiciones de operación.

En el capítulo 5 se presentan los resultados experimentales de las pruebas preliminares del refrigerador y su discusión. Se analizan los resultados en cuanto a ensayos con carga térmica y sin carga térmica, y las fuerzas de desplazamiento requeridas para el desplazamiento del AMR. El capítulo termina con la sección 5.7 de conclusiones, resumiendo los resultados alcanzados.

En el capítulo 6 se apuntan las perspectivas y trabajos futuros a emprender como continuación de la investigación realizada en cuanto a sistemas de RM.

Finalmente, en el capítulo 7 el trabajo descrito en esta tesis es resumido resaltando las contribuciones logradas.

Los artículos I, II y III, referenciados en el anexo I, son las publicaciones resultantes de la investigación llevada a cabo, y su contenido forma parte de los capítulos 2, 3, 4 y 5 de esta tesis.

## Capítulo 2

### El efecto magnetocalórico y la refrigeración magnética

#### 2.1 Introducción

La refrigeración es una de las tecnologías más extendidas y aplicadas del mundo moderno. Los sistemas tradicionales de compresión de vapor son la base de la mayoría de las aplicaciones prácticas, pero estos sistemas no están exentos de problemas ambientales y de eficiencia. El uso de HCFC y otros refrigerantes nocivos, y los beneficios de mejorar el rendimiento en los sistemas tradicionales de compresión de vapor, estimulan a investigadores y laboratorios para desarrollar otros medios alternativos de refrigeración.

Los sistemas de refrigeración aprovechan el cambio de entropía de un material debido a la variación de un parámetro externo, como puede ser la presión o la magnetización para absorber y liberar energía. Los sistemas de refrigeración convencionales de compresión de vapor se basan en el efecto elastocalórico. Este se define como la absorción o emisión de calor debido al cambio en la presión sobre un material (fluido de trabajo) en un proceso en el que el campo magnético no se aplica. Las tecnologías de refrigeración magnética están basadas en el MCE, el cual se puede definir como la absorción o emisión de calor cuando un material magnetocalórico se somete a un cambio de campo magnético en un proceso en el que la presión no tiene ninguna influencia.

En los ciclos termodinámicos magnéticos, la magnetización de un material magnetocalórico es equivalente a la compresión de un gas, mientras que la desmagnetización es equivalente a la expansión de un gas, con la inherente disminución de la entropía.

El MCE lo observó por vez primera Warburg en 1881 (Warburg, 1881), sin embargo no fue hasta 1918 cuando Weiss y Picard (Weiss y Picard, 1918) establecieron los principios físicos que rigen el fenómeno, permitiendo que la primera aplicación del MCE surgiera con las propuestas de Debye en 1926 (Debye, 1926), y de Giauque en

1927 (Giauque, 1927), de crear ciclos de RM para alcanzar temperaturas inferiores a la del helio líquido. En 1933 Giauque y MacDougall (Giauque y MacDougall, 1933) consiguieron experimentalmente, empleando sales paramagnéticas, un valor de la temperatura de 250 mK, superando por primera vez la barrera de 1 K.

La viabilidad de la RM a temperatura ambiente fue introducida por Brow en 1976 mediante un prototipo de refrigerador magnético trabajando en un ciclo Ericsson con material Gd y un campo magnético creado por imanes superconductores (Brow, 1976). El descubrimiento en 1997 de materiales con una notable respuesta magnetocalórica en torno a la temperatura ambiente (Pecharsky y Gschneidner, 1997) y la sustitución de los imanes superconductores por imanes permanentes en 2001 por Astronautics Cooperation en USA (Zimm et al., 2003), provocó el interés de científicos, investigadores y compañías de todo el mundo. Desde entonces se han realizado numerosas publicaciones y patentes acerca de materiales magnetocalóricos y prototipos de refrigeradores magnéticos (Yu et al., 2010). La mayoría de los prototipos de refrigeradores magnéticos construidos emplean un ciclo regenerativo fundado en AMR. En este capítulo, se revisan los ciclos termodinámicos basados en el principio MCE, con el fin de establecer los criterios de selección en base al rendimiento esperado para la tecnología de refrigeración a temperatura ambiente. En primer lugar, se describe en detalle la teoría relacionada con el MCE y su termodinámica asociada. De la misma manera, se describen y se detallan las propiedades de los materiales magnetocalóricos necesarias para cumplir los requisitos de rendimiento, así como de los materiales más adecuados para RM a temperatura ambiente, incluyendo los que presentan un futuro prometedor.

## 2.2 Teoría del MCE

El MCE consiste en una respuesta térmica de los materiales cuando se someten a una variación de campo magnético. Es una propiedad intrínseca de todos los materiales magnéticos. Se puede cuantificar como el cambio reversible de temperatura ( $\Delta T_{ad}$ ) que experimenta el material cuando la variación del campo se realiza en un proceso adiabático; o bien, como el cambio reversible de entropía magnética ( $\Delta S_m$ ), si la variación del campo se realiza en un proceso isoterma.

La relación entre las dos propiedades se puede ilustrar con un diagrama esquemático  $T$ -



$S$  (Fig. 1.1). Este diagrama representa la dependencia térmica de la entropía de un sistema magnético en función del campo aplicado. La existencia del MCE a la temperatura  $T_0$  puede provocar en el sistema un cambio adiabático de temperatura  $\Delta T_{ad} = T_1 - T_0$ , o un cambio isotermo de la entropía magnética  $\Delta S_m = S_1 - S_2$ . Lo primero ocurre cuando la entropía se mantiene constante, mientras que lo segundo se produce cuando se mantiene constante la temperatura.

Tanto  $\Delta T_{ad}$  como  $\Delta S_m$  son valores característicos del efecto magnetocalórico, siendo función de la temperatura inicial  $T_0$  y del valor del cambio en el campo magnético. A medida que aumenta el valor del cambio del campo magnético externo, se incrementa el grado de ordenamiento y disminuye la entropía magnética.

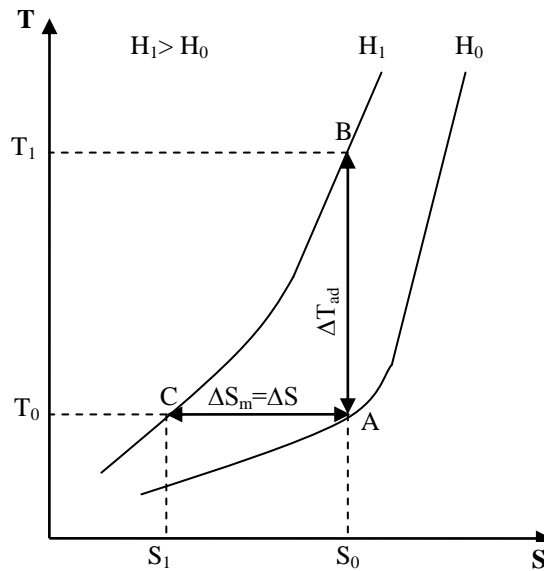


Fig. 1.1. Dependencia térmica de la entropía en función del campo aplicado en un material ferromagnético.

Una de las características más importantes de un material magnético es su entropía total ( $S_T$ ) y la entropía magnética del sistema ( $S_m$ ). La entropía puede ser modificada por variación del campo magnético, por la temperatura y por otros parámetros termodinámicos. La entropía es una medida del orden en el sistema magneto-termodinámico. Un orden elevado está relacionado con una entropía baja y viceversa.

La aplicación de un campo magnético en un material ferromagnético causa una ordenación magnética de espín de las moléculas, orientándose estos en la misma

dirección y bajando la entropía del sistema. La temperatura del material influye directamente en la cinética de los electrones y en las vibraciones de las moléculas. Bajando la temperatura (liberando energía desde el sistema) se consigue un sistema más ordenado, por tanto con menor entropía.

La entropía magnética ( $S_m$ ) y su cambio está estrechamente relacionada con el valor de MCE y con la contribución magnética a la capacidad calorífica. El cambio de entropía magnética también se utiliza para determinar las características de los refrigeradores magnéticos: tales como la capacidad del refrigerante.

La entropía total de un material magnético se puede presentar en general (Pecharsky et al., 2001), a presión constante, como:

$$S_T(H,T) = S_m(H,T) + S_r(T) + S_e(T) \quad (2.1)$$

Donde la contribución a la entropía total  $S_T$  viene dada por: entropía magnética de la magnetización del material, la entropía de red causada por las vibraciones de red cristalina y la entropía electrónica de los electrones libres del material (denotadas  $S_m$ ,  $S_r$  y  $S_e$ , respectivamente) (Tishin y Spichkin, 2003). La entropía de red y la electrónica se pueden considerar como independientes del campo magnético y sólo depende de la temperatura, pero la entropía magnética depende en gran medida tanto del campo magnético como de la temperatura.

Al aplicar un campo magnético bajo condiciones adiabáticas en una muestra ferromagnética (Fig. 2.2), la entropía total permanece constante durante el proceso de magnetización. Así, cuando se reduce la entropía magnética, la entropía de red y electrónica aumentan para compensar, debido a los acoplamientos de red de spin y vibraciones. Esto provoca un incremento de temperatura ( $\Delta T_{ad}$ ) que es función de la intensidad del campo magnético aplicado. Cuando se elimina el campo exterior, el sistema de espín magnético vuelve a su alineación original captando energía desde la red, lo cual disminuye la entropía térmica y vuelve la muestra a su temperatura original.

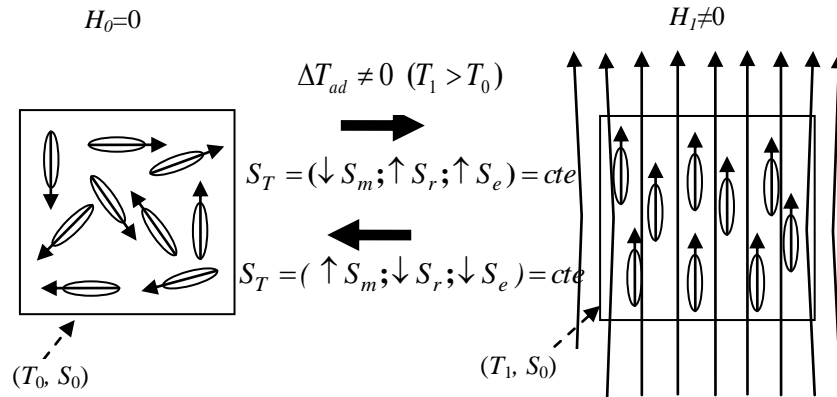


Fig. 2.2. Ordenación del sistema de espín magnético de una muestra de forma adiabática antes y después de la aplicación de un campo magnético.

Los momentos magnéticos individuales se alinean con el campo externo lo que disminuye la entropía magnética de la muestra y se mantiene la  $S_T$ . Si se elimina el campo magnético, el sistema de espín magnético vuelve a su alineación original junto con la temperatura.

Si la aplicación del campo magnético sobre la muestra es de forma isoterma, la entropía total desciende debido al descenso en la contribución magnética, ya que la entropía de red y eléctrica no sufren variación al mantenerse constante la temperatura. Este proceso se esquematiza sobre la Fig. 2.3 y se representa en la Fig. 1.1

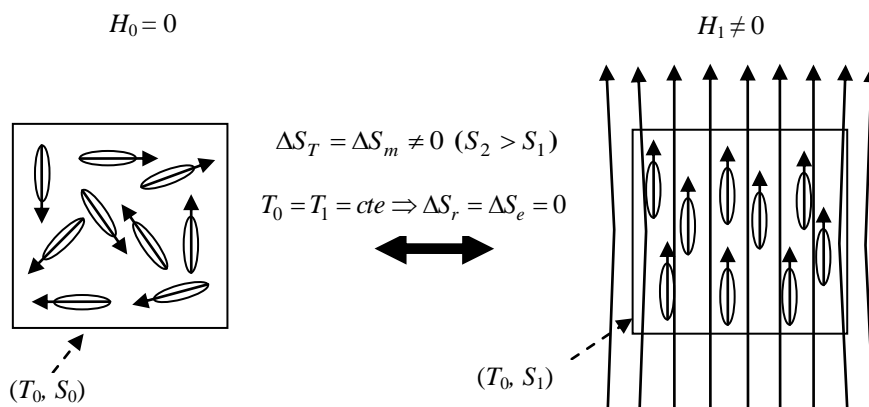


Fig. 2.3. Ordenación del sistema de espín magnético de una muestra de forma isotérmica, antes y después de que se aplique un campo magnético.

### 2.2.1 Termodinámica del efecto magnetocalórico

La aplicación conjunta de los dos Principios de la Termodinámica a una muestra de material ferromagnético bajo un campo magnético y considerando sólo la muestra como sistema termodinámico, se puede expresar el cambio de energía interna como:

$$dU = TdS - pdV + \mu_0 H dM \quad (2.2)$$

donde  $H$  es la intensidad de campo magnético,  $p$  la presión,  $V$  es el volumen de la muestra,  $\mu_0$  la permeabilidad magnética del vacío, y  $M$  el momento magnético de la muestra. Si el sistema no ve modificado su volumen,  $dV = 0$ , la ecuación (2.2) es expresada como:

$$dU = TdS + \mu_0 H dM \quad (2.3)$$

Reescribiendo la ecuación (2.3), que contiene magnitudes extensivas, en función de valores específicos por unidad de masa, se tiene lo siguiente:

$$du = Tds + \mu_0 H d\sigma \quad (2.4)$$

En este sentido se definen  $\sigma$  como la magnetización específica (momento magnético por unidad de masa). El cambio de entropía específica total del sistema expresado en función de  $H$  y  $T$  se puede expresar como:

$$ds = (\partial s / \partial T)_H dT + (\partial s / \partial H)_T dH \quad (2.5)$$

El calor específico  $c$  de una sustancia bajo un estado o parámetro constante  $x$  se puede definir como:

$$c_x = (\delta q / dT)_x \quad (2.6)$$

Cuando la segunda ley, definida por la ecuación (2.7), se combina con la ecuación (2.6), el calor específico de la sustancia para un proceso isobárico y el campo magnético constante ( $c_{pH}$ ) puede ser definida como la ecuación (2.8).

$$ds = \delta q/T \quad (2.7)$$

$$c_{pH} = T(\partial s/\partial T)_H \quad (2.8)$$

La dependencia de la entropía con el campo magnético se puede expresar en términos de la magnetización a través de una relación de Maxwell:

$$(\partial s/\partial H)_T = \mu_0(\partial \sigma/\partial T)_H \quad (2.9)$$

Introduciendo las ecuaciones (2.8) y (2.9) en la ecuación (2.5) se obtiene la siguiente expresión para la entropía:

$$ds = (c_{pH}/T)dT + \mu_0(\partial \sigma/\partial T)_H dH \quad (2.10)$$

El cambio reversible de temperatura ( $\Delta T_{ad}$ ) que experimenta la muestra en proceso adiabático de magnetización (proceso A-B de la Fig. 2.1) viene dado, de acuerdo con la ecuación (2.10) y al establecer  $ds = 0$ , por:

$$\Delta T_{ad} = -\mu_0 \int_{H_0}^{H_1} (T/c_{pH})(\partial \sigma/\partial T)_H dH \quad (2.11)$$

Así, con la ecuación (2.12), se puede cuantificar el MCE de la muestra cuando la variación del campo se realiza en un proceso adiabático.

$$MCE_{ad} = -\mu_0 \int_{H_0}^{H_1} (T/c_{pH})(\partial \sigma/\partial T)_H dH \quad (2.12)$$

Hay que tener en cuenta que esta ecuación no es tan trivial como parece, ya que la propia temperatura es una función implícita de  $H$ , dado que la temperatura cambiará

debido tanto al cambio de temperatura adiabático, como al alterar el campo magnético. Esto se debe incluir en el momento de realizar la integración. El cambio de temperatura adiabático puede, por supuesto, ser determinado también por mediciones directas de temperatura de la muestra.

Cuando la muestra se somete a una variación del campo magnético en un proceso isoterma ( $dT = 0$ , proceso A-C de la Fig. 2.1), el cambio reversible de entropía  $\Delta S$  es igual al cambio de entropía magnética  $\Delta S_m$ . El cambio de entropía puede determinarse de la ecuación 2.10 estableciendo  $dT = 0$ , resultando la siguiente expresión:

$$\Delta s = \Delta s_m = -\mu_0 \int_{H_0}^{H_1} (\partial\sigma/\partial T) dH \quad (2.13)$$

A partir de la ecuación 2.13, se puede cuantificar el MCE si la variación del campo se realiza bajo un proceso isoterma.

$$MCE_{isot} = -\mu_0 \int_{H_0}^{H_1} (\partial\sigma/\partial T) dH \quad (2.14)$$

En un proceso en el que el campo aplicado aumenta ( $\Delta H > 0$ ), el signo del MCE viene dado por el signo de  $(\partial\sigma/\partial T)_H$ , pudiéndose distinguir:

- MCE directo, cuando  $(\partial\sigma/\partial T)_H < 0$ , resultando  $\Delta s_m < 0$  y  $\Delta T_{ad} > 0$
- MCE inverso en caso contrario, cuando  $(\partial\sigma/\partial T)_H > 0$ , siendo  $\Delta s_m > 0$  y  $\Delta T_{ad} < 0$

Para la mayoría de materiales magnéticos, se produce una disminución de la magnetización con la temperatura y por lo tanto  $(\partial\sigma/\partial T)_H$  es negativo. Así se ve que  $\Delta s_m < 0$  y  $\Delta T_{ad} > 0$  para cambios positivos en el campo magnético.

Podemos concluir que el MCE será grande si:

- La variación de campo magnético es grande
- La magnetización cambia rápidamente con la temperatura, es decir  $|(\partial\sigma/\partial T)_H|$  es elevado.
- El material tiene un calor específico bajo.

El cambio en la magnetización con la temperatura y el calor específico son intrínsecos al material, mientras que el cambio en campo magnético se puede controlar de forma externa.

En términos absolutos, la variación de la magnetización con la temperatura  $|(\partial\sigma/\partial T)_H|$  es grande en torno a la transición de fase que implique un cambio de magnetización en el material.

### 2.2.2 Transición de fase

Transición o cambio de fase es la transformación de un sistema de una fase a otra. La característica principal es la de un cambio abrupto en una o más propiedades físicas. En los sistemas magnéticos se distinguen transiciones de fase magneto-estructurales de primer orden y transiciones de fase continuas o de segundo orden.

### 2.2.3 Transiciones de 1º orden

En las transiciones de primer orden coexisten dos fases en equilibrio, por lo que la transformación no es instantánea y están ligadas a la presencia de calor latente. Muestran una discontinuidad en el volumen, en la magnetización y en la entropía, por lo que  $\partial M/\partial T$  y  $\partial S/\partial T$  son infinito en la temperatura de transición. El análisis del cambio de entropía magnética y el comportamiento MCE en las transiciones magnéticas de primer orden fue realizado por Pecharsky et al., (2001). La Fig. 2.4 muestra un diagrama  $T$ - $S$  de un sistema magnético experimentando una transición de primer orden con una temperatura de transición  $T_{i0}$  para un campo nulo ( $H_0 = 0$ ) y una temperatura de transición  $T_{i1}$  para un campo  $H_1$  ( $H_1 > H_0$ ). Para cada curva isomagnética de la entropía en función de la temperatura, existe una temperatura a la cual se produce un cambio brusco en la entropía. Las líneas verticales entre las dos curvas isomagnéticas corresponden a cambios de temperatura adiabáticos ( $\Delta T_{ad}$ ). El cambio de temperatura adiabático alcanza sus valores máximos en el intervalo de temperaturas comprendidas entre  $T_{i0}$  y  $T_m$  (geométricamente definido por las líneas de puntos). Para  $T_m < T < T_{i0}$  los cambios de temperatura adiabáticos disminuyen debido al cambio brusco de entropía.

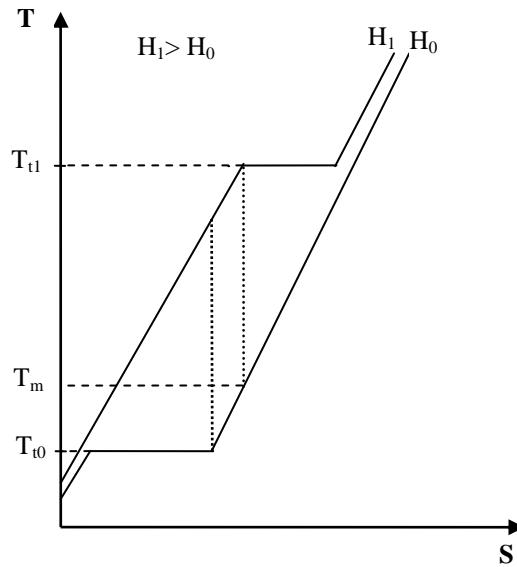


Fig. 2.4. Diagrama esquemático T-S de un material en dos campos magnéticos  $H_0$  y  $H_1$  cerca de la transición de primer orden.

Los materiales ferromagnéticos que presentan una transición de fase de primer orden, ofrecen una respuesta magnetocalórica aguda centrada en su temperatura de transición, anulándose rápidamente en sus proximidades (De Oliveira y Von Ranke, 2010). Por tanto, estas transiciones se caracterizan por valores de  $\Delta S_m$  mayores. Existen, sin embargo, problemas derivados de la naturaleza de esta transición de fase como pueden ser (Gschneidner Jr y Pecharsky, 2008):

- Existencia de histéresis térmica y magnética
- Cambios de volumen y estrés térmico entre las fases existentes
- Cinética lenta de las transiciones de fase de primer orden que pueden influir o limitar el rendimiento de los refrigeradores.

#### 2.2.4 Transiciones de 2º orden

Este tipo de transiciones fue asumido para el estudio del MCE y los cambios de entropía causados por el campo magnético en la sección 2.2. En las transiciones de segundo orden, se pasa de una forma continua de una fase a la otra sin que las dos coexistan en equilibrio. Las transformaciones se verifican sin discontinuidad en los valores específicos del volumen, magnetización y entropía, y no presentan manifestaciones energéticas que implicarían variaciones de entropía. No están ligadas a calor latente.



La transición magnética es el paso de una disposición de momentos magnéticos ordenados a una disposición desordenada. En materiales con esta magnetización espontánea, la temperatura de transición es la denominada la temperatura de Curie.

### 2.2.5 Influencia de la temperatura en MCE

La temperatura influye en las características magnéticas de los materiales. Al aumentar la temperatura de un sólido, se produce un aumento en la magnitud de las vibraciones térmicas de los átomos. Los momentos magnéticos atómicos pueden girar; por lo que al aumentar el incremento en la agitación térmica de los átomos tiende a desalinearse los momentos. Para los materiales ferromagnéticos, antiferromagnéticos y ferrimagnéticos, los movimientos térmicos atómicos contrarrestan las fuerzas de acoplamiento entre los dipolos atómicos adyacentes, produciendo cierto desalineamiento, independientemente de si hay campo externo aplicado. Esto produce una disminución en la magnetización de saturación para los materiales ferromagnéticos y antiferromagnéticos. La magnetización de saturación es máxima a 0 K, temperatura a la cual las vibraciones térmicas son mínimas. Al aumentar la temperatura, la magnetización de saturación disminuye gradualmente y después desciende bruscamente a cero, a la llamada temperatura de Curie ( $T_C$ ). La  $T_C$  se puede definir por tanto, como la menor temperatura a la cual la magnetización de un material en ausencia de un campo externo es cero. Por encima de  $T_C$ , las vibraciones térmicas, es decir, la temperatura, es lo suficientemente potente como para aleatorizar el sistema espín, mientras que por debajo de la  $T_C$  aparece una magnetización espontánea. Esta magnetización aumenta con la disminución de temperatura, debido a menores fluctuaciones térmicas. A temperaturas superiores a la  $T_C$  los materiales ferromagnéticos se convierten en paramagnéticos.

Experimentalmente, la  $T_C$  se puede aproximar por la temperatura a la que el cambio en la magnetización,  $(\partial M/\partial T)_H$ , es máximo, que es también donde  $\Delta S_m$  se maximiza. En las transiciones de fase de segundo orden ferro-paramagnética, el MCE cobrará más interés en torno a la  $T_C$ . En la Fig. 2.5 se representa un esquema de la dependencia con la temperatura de  $(\partial M/\partial T)_H$ ,  $\Delta T_{ad}$  y  $\Delta S_m$ , para una variación del campo  $\Delta H$ , dando una perspectiva general de la manifestación del MCE directo en materiales que presentan este tipo de transición de fase. Se observa que el MCE alcanza su valor máximo en torno a la  $T_C$ , disminuyendo de forma suave conforme nos alejamos de dicha

temperatura hasta hacerse nulo. La magnitud de la  $T_C$  varía de un material a otro dependiendo de su composición.

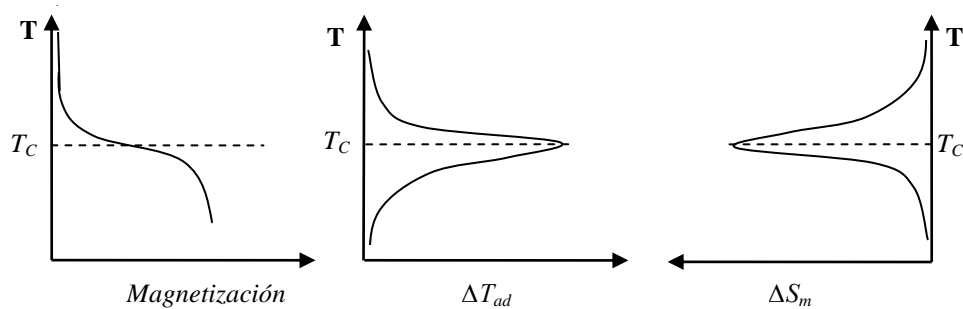


Fig. 2.5. Dependencia térmica de la magnetización y del MCE directo, en un material con transición de fase de 2° orden, para una determinada variación de campo  $\Delta H$ . El MCE es mayor en el entorno de  $T_C$ .

### 2.3 Materiales para la RM.

Todos los materiales magnéticos muestran el MCE en mayor o menor medida. Los que muestran un mayor MCE se convierten en candidatos potenciales para RM. Aun así, como apuntaron Yu et al., (2003) y Gschneidner et al., (2005), el material magnético debe cumplir una serie de propiedades y características para ser utilizado como material refrigerante:

- Bajos valores de temperatura de Debye
- Temperatura de Curie en el entorno de la temperatura de trabajo
- Gran diferencia de temperaturas ( $\Delta T_{ad}$ ) en el entorno de la fase de transición
- Ausencia de histéresis térmica y magnética para permitir alta frecuencia de trabajo y, en consecuencia, gran poder de enfriamiento.
- Bajo calor específico y alta conductividad térmica, permitiéndose de esta manera, grandes cambios de temperatura y facilitándose los procesos de transferencia térmica y aumentando la eficiencia.
- Alta resistencia eléctrica para evitar las corrientes de Foucault en los procesos de rápida variación de campo magnético.
- No tóxicos

- Resistentes a la corrosión
- Buenas propiedades mecánicas
- Bajo coste de fabricación, necesario para la viabilidad comercial
- Bajo impacto medioambiental

Por lo tanto, además del cambio de entropía magnético  $\Delta S_m$  y  $\Delta T_{ad}$ , hay una serie de factores que se deben tener en cuenta antes de llegar a una decisión coherente con respecto al material de RM que se utilizará en un refrigerador magnético comercial.

Los materiales que presentan una transición de primer orden, alcanzan valores de  $\Delta S_m$  y  $\Delta T_{ad}$  elevados. Estos materiales son conocidos como materiales de efecto magnetocalórico gigante (GMCE) (Pecharsky y Gschneidner Jr, 1997) y se argumenta que son los candidatos más prometedores para una aplicación de RM debido a su gran MCE. Sin embargo, los problemas derivados de la naturaleza de esta transición (histéresis térmica y magnética, cinética lenta y MCE en un intervalo de temperatura estrecho, etc.) pueden influir o limitar el rendimiento de los refrigeradores.

Varios investigadores en estudios teóricos, han propuesto una alternativa al material magnetocalórico sólido utilizando una suspensión coloidal de partículas ferromagnéticas (Barclay, 1982; Rosensweig, 2006), y también se han presentado algunas patentes (Egolf et al., 2004; Egolf et al., 2006). La viabilidad técnica de utilizar ferrofluidos depende críticamente de alcanzar altas concentraciones de partículas magnéticas y baja tensión de fluencia cuando se magnetiza, así como de resolver los problemas de transferencia de calor asociados con el proceso. Más investigación y estudios experimentales son pues necesarios, con el fin de establecer la viabilidad de ferrofluidos con fines prácticos en el ámbito de RM.

En la actualidad existe una amplia gama de materiales que muestran un significativo MCE para un amplio espectro de temperaturas. En estudios detallados, puede encontrarse la discusión acerca de los diferentes tipos de materiales con sus propiedades características (Brück, 2005). La mayor parte de los materiales son tierras raras, bien puros o combinados en aleaciones. En particular compuestos de gadolinio.

Los procesos de investigación de la RM, a día de hoy, se centran principalmente en el estudio de diferentes tipos de materiales y sus propiedades;  $\Delta S$ ,  $\Delta T_{ad}$ , potencia frigorífica asociada así como costes de fabricación y viabilidad.

### 2.3.1 Materiales para RM a temperatura ambiente

En general, la RM a temperatura ambiente utiliza materiales ferromagnéticos que tienen un gran MCE con una temperatura de Curie cerca de la ambiente, donde el material se somete a una transición de fase magnética de un sistema de espín ferromagnético ordenado, a un sistema de espín paramagnético al azar.

El material prototipo para el rango de temperatura ambiente es el metal Gd del grupo lantánido, que se ordena de forma ferromagnética a 294 K. Su efecto magnetocalórico se ha estudiado de forma independiente por muchos autores (Benford y Brown, 1981; Ponomarev, 1986; Tishin et al., 1999). Los valores de  $\Delta T_{ad}/\Delta H$  a  $T_C$  para el Gd son de aproximadamente 2,8 K/T en campos magnéticos bajos, que desciende a aproximadamente a 2 K/T en campos magnéticos más elevados.

Entre las numerosas investigaciones sobre materiales magnetocalóricos, la mayoría se centran en la búsqueda de materiales para temperatura ambiente con el estudio de sus propiedades y viabilidad de producción de forma económica. Aleaciones de Gd-R, donde R es otro metal lantánido (como Tb, Dy, Ho y Er ) se prepararon en un intento para mejorar el Gd en MCE. Sin embargo, todas las adiciones de elementos de aleación apenas cambian la  $T_C$  del Gd a temperaturas más bajas, sin ningún tipo de mejoría notable en su MCE. Otros materiales candidatos son:  $\text{Fe}_{49}\text{Rh}_{51}$  (Annaorazov et al., 1996), el  $\text{Gd}_5\text{Si}_2\text{Ge}_2$  y los relacionados con la serie  $\text{Gd}_5(\text{Si}_{4-x}\text{Ge}_x)$  (Pecharsky y Gschneidner, 1997), la serie  $\text{MnAs}_{1-x}\text{Sb}_x$  (Wada y Tanabe, 2001), y la serie  $\text{La}(\text{Fe}_{1-x}\text{Co}_x)_{11.9}\text{Si}_{1.1}$  (Bjørk et al., 2010a). La aleación  $\text{Fe}_{49}\text{Rh}_{51}$  tiene un alto valor conocido de MCE cerca de la temperatura ambiente, sin embargo el alto coste del Rh hace que sólo sea considerada para aplicaciones de investigación de las capacidades de refrigeración de los materiales.

Las series  $\text{Gd}_5(\text{Si}_{4-x}\text{Ge}_x)$  y  $\text{MnAs}_{1-x}\text{Sb}_x$  están asociadas a transiciones de fase de primer orden, es decir, están presentes los obstáculos prácticos derivados de la naturaleza de esta transición (mencionados anteriormente). Sin embargo la serie  $\text{La}(\text{Fe}_{1-x}\text{Co}_x)_{11.9}\text{Si}_{1.1}$  está asociada a transiciones de fase de segundo orden y su obtención mediante procesos metalúrgicos de polvo permite su producción a escala industrial (Hansen et al, 2010). La temperatura de Curie de los compuestos puede ajustarse fácilmente mediante la alteración del contenido de Co. Se pueden alcanzar aproximadamente  $\Delta T_{ad}$  de 2 K/T. Todo esto indica que los compuestos de la serie  $\text{La}(\text{Fe}_{1-x}\text{Co}_x)_{11.9}\text{Si}_{1.1}$  pueden llegar a ser

los materiales magnetocalóricos a temperatura ambiente del futuro, a pesar que sus propiedades MCE son inferiores a las del metal Gd.

## 2.4 Ciclos termodinámicos de RM

En general, un refrigerador magnético está compuesto por: un material magnético de trabajo, un sistema de magnetización/desmagnetización, intercambiadores de calor de foco frío y caliente, y un sistema de transferencia de calor con un fluido térmico. El fluido de transferencia de calor es el encargado de bombear el calor entre el material magnético de trabajo y los intercambiadores del foco frío y caliente. En función de la temperatura de trabajo, el fluido de transferencia puede ser un gas o un líquido. El principio general de funcionamiento de un refrigerador magnético es el siguiente: el material de trabajo (refrigerante) absorbe el calor de la carga a baja temperatura (intercambiador de calor de foco frío) y lo cede al foco de alta temperatura (intercambiador de calor de foco caliente). Como resultado de la repetición cíclica de este proceso, la carga se enfría. En los refrigeradores magnéticos el material de trabajo es un material magnético, que cambia su temperatura y la entropía bajo la acción de un campo magnético. La combinación de procesos termodinámicos de: magnetización isotérmica (donde el refrigerante se magnetiza mientras la temperatura se mantiene constante, durante este proceso el MCE se manifiesta como un cambio en entropía), magnetización adiabática (donde la temperatura del refrigerante se incrementa debido al cambio de temperatura adiabático) y procesos a campo constante, permite la realización de refrigeradores magnéticos con diferentes ciclos termodinámicos.

### 2.4.1 Ciclo Carnot

En los ciclos de RM el ciclo de Carnot se puede considerar el ciclo de referencia, el cual permite estudiar directamente las manifestaciones del MCE. El ciclo consta de dos procesos adiabáticos y dos isoterms y se pueden ilustrar en un diagrama  $T$ - $S$  entre dos líneas de campo constante (Fig. 2.6).

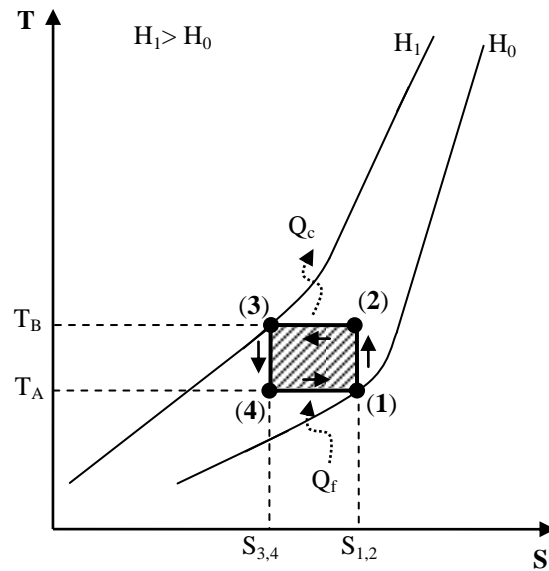


Fig. 2.6. Diagrama T-S de un ciclo Carnot de RM.

El refrigerante magnético se magnetiza parcialmente (proceso 1-2), aumentando su temperatura adiabáticamente desde  $T_A$  hasta  $T_B$ . Luego aumenta la intensidad del campo magnético aplicado para completar la magnetización de forma isoterma, por lo cual es necesario retirar el aislamiento térmico del material refrigerante para permitir el intercambio de calor con el fluido de transferencia de calor (proceso 2-3). En este proceso, el refrigerante mantiene su temperatura constante, mientras que el fluido absorbe el calor generado en el refrigerante debido a la magnetización. En el proceso 3-4 disminuye el campo magnético aplicado, esto disminuye la temperatura del refrigerante magnético adiabáticamente, desde  $T_B$  hasta  $T_A$ . Finalmente, el ciclo se completa cuando el material se desmagnetiza completamente durante el proceso 4-1. En este proceso el refrigerante magnético absorbe calor del fluido, recuperando la energía perdida durante la desmagnetización. Para garantizar el buen funcionamiento del sistema, el fluido expulsa la energía absorbida del refrigerante magnetizado (proceso 2-3) al foco caliente y absorbe la energía del foco frío (sistema a enfriar) que es cedida al refrigerante magnético en el proceso 4-1 de desmagnetización.

### 2.4.2 Ciclo Brayton

La transferencia de calor en el ciclo Brayton se presenta de forma diferente a la del ciclo de Carnot. La transferencia de calor se realiza en los procesos donde la intensidad magnética permanece constante, permitiendo obtener intervalos de temperatura superiores y por consiguiente una mayor transferencia de calor entre el material magnetocalórico y el fluido.

Un ciclo Brayton de RM con regeneración se muestra en la Fig. 2.7. El ciclo consta de cuatro procesos, dos adiabáticos y dos donde la intensidad de campo magnético aplicado permanece constante.

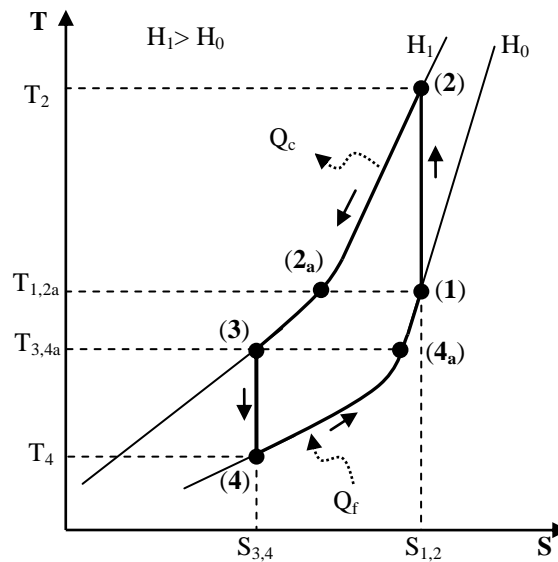


Fig. 2.7. Diagrama T-S de un ciclo Brayton de RM con regeneración.

Considerando el funcionamiento del ciclo de la Fig. 2.7 a partir del punto 1, cuando el material magnético de trabajo está a la temperatura  $T_1$ , experimenta un aumento de temperatura hasta  $T_2$  (proceso 1-2) provocado por el MCE en la magnetización adiabática. Entonces, el material en presencia de campo magnético constante cede calor al foco caliente ( $Q_c$ ) disminuyendo su temperatura hasta  $T_{2a}$ . El enfriamiento adicional de  $T_{2a}$  hasta  $T_3$  se logra con la ayuda del regenerador (proceso 4a-1). En el punto 3, el material sufre una desmagnetización adiabática (proceso 3-4), por lo que su temperatura desciende hasta  $T_4$ . El material magnético a temperatura  $T_4$ , intercambia calor (proceso 4-4a) con el intercambiador del foco frío ( $Q_f$ ) absorbiendo calor, por lo que su

temperatura aumenta a  $T_{4a}$ . Finalmente, el regenerador cede el calor al material magnético (proceso 4<sub>a</sub>-1) y se cierra el ciclo.

### 2.4.3 Ciclo Ericsson

El ciclo Ericsson es un ciclo de regeneración parecido al ciclo de Brayton. La única diferencia es que se utiliza la magnetización y desmagnetización isotérmica en lugar de adiabática como se muestra en la Fig. 2.8. En el proceso 1-2 de magnetización isoterma, el material magnético cede calor ( $Q_c$ ) al foco caliente a la temperatura  $T_c$ , y en el proceso 3-4 absorbe calor ( $Q_f$ ) del foco frío a la temperatura  $T_f$ . La regeneración corresponde a los procesos de intercambio térmico 2-3 y 4-1.

La regeneración, tanto en el ciclo Ericsson como en el Brayton, sólo puede ser posible por la existencia de una diferencia de temperatura que garantice la transferencia de calor. Esto representa la existencia de procesos irreversibles y, por tanto, disminución de la eficiencia de la máquina.

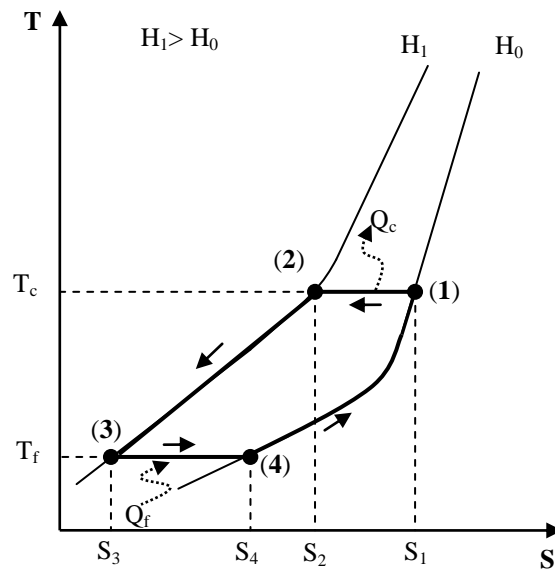


Fig. 2.8. Diagrama T-S de un ciclo Ericsson de RM con regeneración.

### 2.4.4 Ciclos magnéticos en cascada

Los materiales magnetocalóricos tienen una temperatura a la cual el MCE es máximo, correspondiente con la temperatura Curie. A medida que nos alejamos de dicha



temperatura el MCE disminuye. En el caso de procesos de refrigeración con diferencias de temperatura elevadas, ocurre una disminución en la eficiencia debido a la disminución del MCE por desviación de la temperatura de Curie. Una solución a este problema es trabajar con un sistema en cascada de ciclos, donde cada ciclo tiene diferente material con una temperatura de Curie en el entorno de su aplicación, de tal forma que su dominio de trabajo y rango de temperatura de operación sea óptimo.

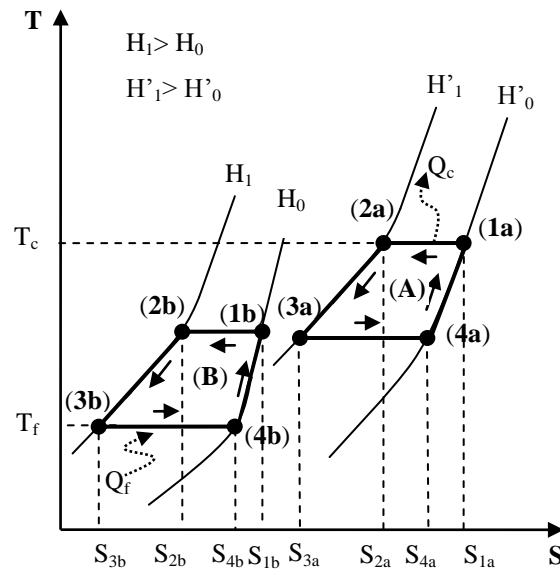


Fig. 2.9. Ciclo magnético de refrigeración en cascada basado en el ciclo magnético Ericsson.

En la Fig. 2.9 se representa un proceso en cascada de ciclos Ericsson, donde se observa que la energía de refrigeración del ciclo (A) es empleada para absorber la energía rechazada por el ciclo (B). El calor absorbido del foco frío por el sistema de refrigeración en cascada está representado por la superficie  $S_{4b}$ - $4b$ - $3b$ - $S_{3b}$  del ciclo (B). El trabajo total realizado en el sistema de cascada se da por la suma de las áreas engendradas por los dos ciclos, (A) y (B)

Una ventaja importante de un sistema en cascada de RM sobre uno convencional, es que en la máquina de RM, no se requieren los intercambiadores de calor entre ciclos. Esto se debe al hecho de que el material magnetocalórico es sólido y un solo fluido puede ser transferido a los dos ciclos.

### 2.4.5 Ciclo de regenerador magnético activo (AMR)

En el ciclo de AMR, el material magnético no sólo sirve como refrigerante para proporcionar el cambio de temperatura como resultado de la magnetización o desmagnetización, sino también como un regenerador para el flujo de transferencia de calor. El AMR fue introducido a finales de los años setenta por Steyert (1978), y seguidamente Chen et al., (1992) determinaron que excepto para el ciclo de Carnot, el AMR es el ciclo más eficiente de RM para temperatura ambiente.

El ciclo de AMR convencional, consiste en la magnetización y desmagnetización adiabática y dos procesos donde la intensidad de campo magnético aplicado permanece constante. Debido a la naturaleza del refrigerante (sólido), el ciclo de AMR incluye un fluido de transferencia de calor que asocia el refrigerante a los intercambiadores de calor de foco frío y caliente. El material regenerador magnetocalórico se encuentra inmerso en el fluido de transferencia de calor y, por medio de pistones o bombas, el fluido de transferencia puede moverse a través del regenerador. El ciclo de AMR no se puede ilustrar por un diagrama T-S dado que cada parte del regenerador ejecuta un ciclo termodinámico individual, que se unen el uno al otro a través del fluido de transferencia de calor.

El principio de funcionamiento de un refrigerador AMR y sus componentes se ilustra en la Fig. 2.10. El refrigerador AMR está formado por las siguientes partes: un imán (1), un regenerador con material magnetocalórico (2), intercambiadores de calor de foco frío (3) y caliente (4), y un dispositivo para proporcionar el flujo del fluido de transferencia de calor a través del regenerador activo (5). Supongamos que el regenerador se encuentra en estado estacionario con el intercambiador de calor del foco frío y caliente, y con un determinado gradiente de temperatura dado por sus condiciones de funcionamiento. El ciclo de AMR experimenta cuatro procesos representados en la Fig. 2.10:

- a) Proceso de magnetización, provocando el calentamiento del material regenerador magnetocalórico, el cual a su vez rechaza el calor al fluido de transferencia de calor en el regenerador, aumentando su temperatura.
- b) Proceso de enfriamiento del regenerador a campo magnético constante. Este proceso se realiza a costa del desplazamiento del fluido de transferencia de calor del regenerador, con fluido procedente del intercambiador de calor del foco frío.

El fluido absorbe calor del regenerador y lo cede a una temperatura superior a la del foco caliente en el intercambiador de calor.

- c) Proceso de desmagnetización. El material regenerador se enfría por el MCE y absorbe calor del fluido de transferencia, térmica consiguiendo bajar su temperatura por debajo de la temperatura del foco frío.
- d) Proceso de calentamiento del regenerador a campo magnético constante. A campo nulo, el fluido de transferencia de calor, enfriado en el proceso (c), es desplazado del regenerador hacia el intercambiador de calor de foco frío por el fluido procedente del intercambiador de calor de foco caliente. El fluido en el intercambiador de calor del foco frío absorbe calor, es decir, es la capacidad de enfriamiento del refrigerador magnético AMR, completando así el ciclo.

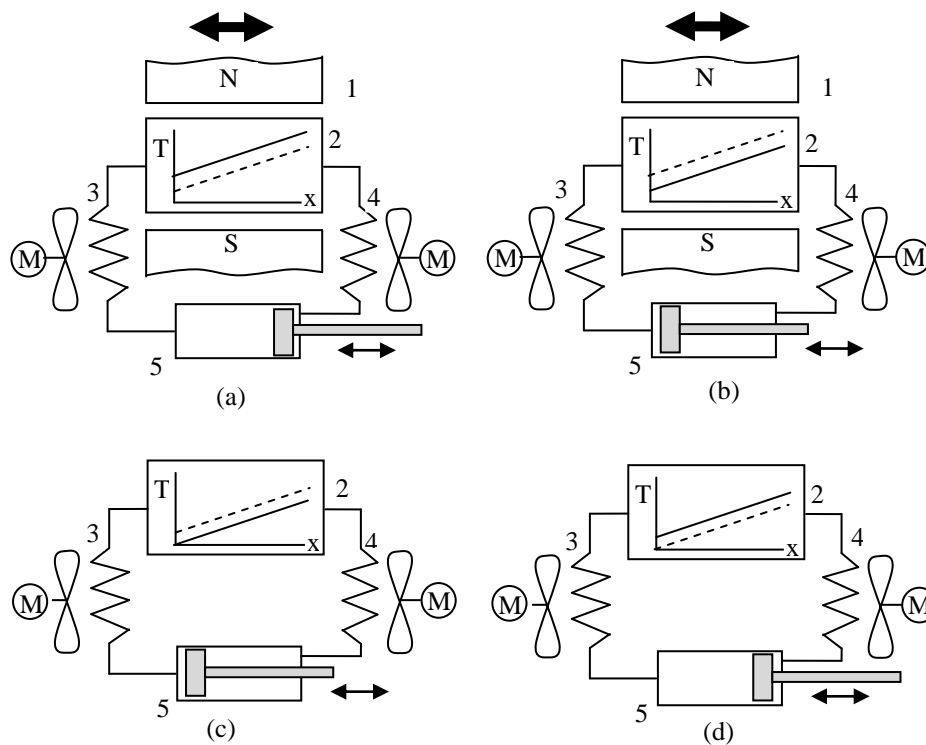


Fig. 2.10. Ilustración esquemática de un refrigerador magnético basado en el ciclo AMR.

En la Fig. 2.10, las líneas insertadas en el interior del regenerador, muestran a modo de ejemplo, el perfil de temperatura a través del mismo en régimen estacionario. La línea

discontinua representa el perfil inicial del regenerador en cada proceso, y la línea continua representa el perfil final de temperatura en ese proceso.

Algunos autores suponen que el ciclo de AMR se puede considerar como un conjunto de una serie de refrigeradores de ciclo en cascada, realizado por el material del regenerador magnético activo. Sin embargo, Hall et al., (1996) demostró que un enfoque en cascada no es correcto. Cada elemento sólido del regenerador no bombea calor directamente al siguiente elemento sólido vecino, si no que todos los elementos aceptan o rechazan calor al fluido de transferencia de calor a la vez y están acoplados indirectamente a través del fluido. Esto deja claro la diferencia entre ambos ciclos.

## **2.5 Consideraciones prácticas de aplicación de los ciclos**

Para la aplicación práctica del ciclo de Carnot, el intervalo de temperatura entre el foco caliente y el frío se ve limitado por el cambio de temperatura adiabático del material magnetocalórico en los procesos de magnetización y desmagnetización. Como consecuencia, la temperatura de trabajo del foco caliente y frío no se puede elegir libremente. Cuando la temperatura aumenta, aumenta el calor específico y la entropía de red (asociada a vibraciones de los átomos) provocando la disminución del cambio de temperatura adiabático. Cuando la entropía de retícula es muy grande comparada con la entropía magnética, el cambio de temperatura adiabático del material es insignificante y se requieren campos magnéticos muy grandes para disminuir la vibración de los átomos. Además, el ciclo de Carnot utiliza un campo magnético variable distinto en cada uno de los cuatro puntos de trabajo. Esto requiere un electroimán o un imán superconductor donde se puede manipular el campo, lo cual es ineficiente respecto al consumo de energía y hace que el ciclo de Carnot no sea apto para la refrigeración normal. Esto limita su aplicación a temperaturas inferiores a 20 K.

Mediante la adición de un regenerador a un sistema de refrigeración magnética, el calor rechazado por el sistema de red en una etapa del ciclo es restablecido y devuelto al sistema de red en otra etapa. Así, la capacidad del sistema de red se puede utilizar eficazmente para el aumento de un cambio efectivo de entropía y rango de temperatura. Los ciclos de Brayton y Ericsson son idóneos para trabajar con regeneración, de tal manera que se consigue un intervalo de temperaturas de funcionamiento del refrigerador

magnético independiente del ciclo de trabajo del mismo. Esto hace posible la RM a temperatura ambiente.

El ciclo Brayton teórico se caracteriza por la menor capacidad de refrigeración y el mayor rechazo de calor en comparación con el ciclo de Ericsson teórico. Sin embargo, Cross et al., (1988) señaló que las diferencias entre los ciclos reales de Ericsson y Brayton son pequeñas debido a la desviación de la verdadera magnetización isotérmica y adiabática en procesos reales. El análisis de un ciclo Ericsson ideal bajo la segunda ley de la termodinámica se realiza en (Lucia, 2011).

Los AMR son medios porosos para facilitar el intercambio térmico con el fluido de transferencia, y pueden estar formados por láminas de pequeño espesor dispuestas en paralelo, láminas perforadas o por pequeñas esferas de material magnetocalórico (Barclay y Sarangi, 1984).

El material magnetocalórico del regenerador puede ser un único material, o puede estar formado por varios con diferente temperatura de Curie, dispuestos de forma escalonada. Con varios materiales se consigue aumentar el rango de operación del refrigerador magnético. Esta idea es aparentemente intuitiva, sin embargo cuestiones como el número de materiales utilizados y la cantidad relativa de cada uno, están siendo investigados para alcanzar un rendimiento óptimo. Grupos de investigación han desarrollado varios prototipos de refrigeradores con ciclos AMR (Yu et al., 2010), los cuales se pueden clasificar en función de: tipo de fuente magnética (imanes permanentes o electroimanes), tipo de material magnetocalórico, y el movimiento relativo de los elementos activos del dispositivo. Con respecto al fluido de transferencia de calor, los investigadores han utilizado, en función del rango de temperatura, agua natural, agua glicolada, agua destilada, gases (helio) o líquidos refrigerantes.

## **2.6 Conclusiones**

En este capítulo, se ha estudiado la teoría y la termodinámica del MCE, y se han comentado las características y propiedades que deben reunir los materiales magnetocalóricos, así como; los materiales más idóneos para la RM a temperatura ambiente y los que muestran un futuro prometedor. Se ha realizado una presentación y descripción del ciclo de Carnot, Brayton, Ericsson, AMR y cascada para RM, con el fin

de establecer criterios de selección en base a su rendimiento esperado para la tecnología de refrigeración a temperatura ambiente.

El MCE no se puede utilizar directamente para la refrigeración; se requieren ciclos especializados de refrigeración con regeneración para que la RM se utilice para la refrigeración a temperatura ambiente a un coste efectivo. No todos los ciclos descritos basados en el MCE se pueden aplicar en la tecnología de refrigeración a temperatura ambiente. De esta manera, el ciclo de Carnot sólo puede ser eficaz en aplicaciones criogénicas. Sin embargo, los ciclos regenerativos Brayton y Ericsson son muy adecuados para aplicaciones reales con pequeñas diferencias entre ellos. El ciclo más idóneo de RM a temperatura ambiente es el ciclo AMR debido a su mayor rendimiento en comparación con el resto de los ciclos analizados. Por lo tanto, la mayoría de prototipos construidos hasta la fecha implementan un ciclo AMR.

El principal material refrigerante utilizado hasta el día de hoy en los prototipos de RM es el Gd y sus aleaciones. Esto se atribuye esencialmente a su buen MCE a temperatura ambiente, buenas propiedades mecánicas, baja histéresis, la disponibilidad en el mercado y su capacidad para responder a las necesidades de la ingeniería. Sin embargo su elevado coste limita su uso en aplicaciones a gran escala.

Numerosos estudios de materiales magnetocalóricos se han realizado para buscar alternativas al Gd y son actualmente el principal campo de investigación de RM a temperatura ambiente. Los materiales con GMCE alcanzan valores altos de  $\Delta S_m$  y  $\Delta T_{ad}$ , sin embargo se han construido y estudiado pocas máquinas de ensayo con este tipo de materiales para determinar su rendimiento. Los materiales con GMCE presentan problemas que surgen de la naturaleza de su transición de fase. Por otro lado, las series  $\text{La}(\text{Fe}_{1-x}\text{Co}_x)_{11.9}\text{Si}_{1.1}$  pueden llegar a ser los materiales magnetocalóricos a temperatura ambiente del futuro, gracias a su proceso de fabricación a escala industrial obtenida mediante procesos metalúrgicos de polvo que abaratan los costes de fabricación.

## Capítulo 3

### Prototipos de RM a temperatura ambiente

#### 3.1 Introducción

Varios han sido los prototipos de refrigeradores AMR desarrollados con el fin de implementar la RM a temperatura ambiente a corto plazo. Brown (1976), fue el primero en utilizar la RM a temperatura ambiente, mediante un refrigerador operando según el ciclo Ericsson. Seguidamente el concepto de AMR fue presentado por Steyert (1978) y patentado (Barclay y Steyert, 1982; Barclay, 1983)

La mayoría de los prototipos de RM a temperatura ambiente diseñados hasta el día de hoy trabajan según el ciclo AMR. Sin embargo, la geometría, disposición y la forma en que el AMR interacciona con el imán y los subsistemas de transferencia de calor, pueden variar ampliamente. En cuanto a su modo de desplazamiento, los prototipos pueden ser clasificados en dos categorías básicas: alternativos y rotativos. Scarpa et al., (2012) han realizado una propuesta de clasificación exhaustiva para prototipos de RM

En este capítulo se describe el modo de operación de los refrigeradores AMR rotativos y alternativos, y se comparan para mostrar las ventajas y desventajas que ofrecen. Se lleva a cabo una revisión de los prototipos alternativos lineales más recientes e importantes, aportando conceptos de diseño y características de funcionamiento tales como: frecuencia de operación, tipo de campo magnético y la intensidad, material del regenerador y geometría, máxima diferencia de temperatura entre focos y capacidad de enfriamiento alcanzado. El capítulo está organizado de tal manera que en la sección 3.2 se detallan las posibilidades de configuración de los refrigeradores AMR. En la sección 3.3 se tratan las consideraciones asociadas con el diseño y la construcción de un refrigerador AMR. En la sección 3.4 se lleva a cabo una discusión y comparación de la configuración de refrigeradores magnéticos, y en las sesiones 3.5 y 3.6 se revisan los sistemas de RM rotativos y alternativos. El capítulo finaliza resaltando las conclusiones sobre los temas tratados.

### 3.2 Configuración de refrigeradores AMR

Los refrigeradores AMR evolucionaron, de acuerdo con límites prácticos y teóricos, a las diversas realizaciones que caracterizan el escenario de prototipado actual (Gschneidner y Pecharsky, 2008; Yu et al., 2010).

Los prototipos de refrigeradores AMR pueden ser clasificados en dos categorías básicas, en función del movimiento relativo del AMR con respecto al campo magnético aplicado:

- Refrigeradores AMR con movimiento alternativo.
- Refrigeradores AMR con movimiento rotativo.

A su vez, dentro de estas categorías, se hallan diferentes configuraciones según el tipo de fuente magnética, el tipo de material magnetocalórico, el diseño de AMR y geometría del material magnetocalórico.

El campo magnético se puede generar ya sea mediante el uso de imanes permanentes o mediante electroimanes. Este último caso puede subdividirse en dos categorías de electroimanes: superconductores y electroimanes no superconductores o tradicionales.

La mayoría de los prototipos de RM para temperatura ambiente construidos hasta la fecha son construidos con imanes permanentes. La primera máquina de RM en utilizar imanes permanentes fue desarrollada por Zimm et al., (2003). El imán permanente disponible con el producto de energía máximo (BHmax) más elevado, está hecho de una aleación de neodimio, hierro y boro, denominado imán de NdFeB. Todos los conjuntos de imanes permanentes utilizados en refrigeradores magnéticos utilizan este tipo de imán. Su disposición puede ser en células Halbach, concentrados o en disposición simple. Un análisis detallado de la eficiencia de diferentes diseños de imanes permanentes utilizados en aplicaciones de refrigeración magnética se presenta en (Bjørk et al., 2010b; Roudaut et al., 2010)

El material magnetocalórico utilizado por excelencia para el prototipado de refrigeradores AMR es el lantánido Gd. Sin embargo, hay prototipos construidos empleando aleaciones de Gd con otros materiales, por ejemplo Gd-Tb (Green et al., 1990), Gd-Er, Gd-R (Richard et al., 2004), Gd<sub>5</sub>Si<sub>2</sub>Ge<sub>2</sub> (Gao et al., 2006) y otros materiales magnetocalóricos, por ejemplo La(Fe, Co)<sub>13-x</sub>Si<sub>x</sub> (Balli et al., 2012). Numerosos estudios de materiales magnetocalóricos se han realizado para buscar alternativas al Gd y son el principal campo de investigación de RM a temperatura



ambiente. Más información sobre materiales magnetocalóricos se puede encontrar en (Gschneidner et al., 2005; Pecharsky y Gschneidner, 2006; Gutfleisch et al., 2011).

En cuanto al material estructural que engendra el material magnetocalórico del AMR, es no magnético. Siendo la mayoría de los AMR con formas rectangulares construidos de acero inoxidable 304 o 316 y los AMR con formas cilíndricas de tubo de plástico, acrílico o nylon.

Las geometrías y la disposición del material magnetocalórico en el AMR consideradas son:

- (a) un bloque sólido con canales mecanizados en forma de tubo,
- (b) placas planas perforadas dispuestas perpendicularmente a la dirección del fluido de transferencia de calor
- (c) placas sólidas dispuestas en paralelo a la dirección del fluido de transferencia de calor; y
- (d) un lecho relleno de partículas esféricas.

La porosidad total puede variar entre 40 y 60%. Barclay y Sarangi (1984), y mas recientemente Kitanovski et al., (2012) han considerado y analizado varios diseños posibles de regeneradores y sus eficiencias. En los regeneradores de esfera, las pérdidas de presión son más importantes que en otras geometrías posibles de regenerador, incluyendo regeneradores de placas planas en paralelo. Esta elevada caída de presión asociada con regeneradores con empaquetados de esferas, aumenta el trabajo necesario de la bomba y reduce al límite el rendimiento teórico de la tecnología AMR. Las placas paralelas ofrecen una alternativa a los regeneradores de relleno de esfera con un alto rendimiento, debido a su caída de presión relativamente baja en los procesos de transferencia de calor (Šarlah et al., 2012).

El FTC utilizado en la mayoría de los prototipos AMR a temperatura ambiente es el agua natural, destilada o glicolada. Sin embargo también hay investigaciones y prototipos con gases, por ejemplo helio (Yao et al., 2006; Kim y Jeong, 2009; Arnold et al., 2011), aire (Nakamura et al., 2008) y con diferentes aceites (Balli et al., 2012; Bohigas et al., 2000). El FTC es desplazado de forma oscilante mediante una bomba rotativa, en combinación con un sistema de válvulas, o mediante un desplazador de fluido. La solución de bomba rotativa y válvulas proporciona baja vibración y menor pérdida por fricción. También permite un flujo unidireccional según se ubiquen las

válvulas en el sistema hidráulico fuera de AMR. Sin embargo, es más difícil de controlar con precisión la cantidad de fluido desplazado por ciclo y garantizar un factor de utilización constante cuando la frecuencia es variada.

### **3.3 Consideraciones de diseño y construcción de un refrigerador AMR**

Varias son las dificultades asociadas con el diseño y la construcción de un refrigerador AMR. Los científicos e investigadores deben conocerlas y adoptar medidas que permitan salvarlas o reducirlas, para minimizar su influencia en la práctica y con ello conseguir diferencias de temperatura entre focos y potencias de enfriamiento equiparables a los sistemas convencionales basados en la compresión de vapor. Algunas de las consideraciones asociadas con el diseño y la construcción de un refrigerador AMR son:

- La eficiencia de un refrigerador AMR, para un refrigerante especificado; depende de las buenas condiciones del diseño mecánico, a partir del diseño de AMR, y de la optimización de los parámetros de funcionamiento.
- El diseño mecánico de los sistemas AMR está regido por la geometría del campo y por el tipo de fuente magnética.
- En refrigeradores AMR con imanes permanentes, la intensidad de campo es limitada y se debe impedir fugas de flujo magnético.
- El campo magnético creado debe tener la mayor uniformidad posible en el espacio ocupado por el material magnetocalórico.
- Las partes móviles activas necesitan una elevada precisión para evitar la reducción de campo magnético, debido al entrehierro entre los imanes y el material magnetocalórico.
- La densidad de flujo debe ser lo más baja posible para un determinado rango de temperatura y potencia de enfriamiento.
- Las fuerzas generadas por la interacción entre el campo magnético y el AMR deben ser minimizadas para reducir la fuerza aplicada necesaria para el movimiento relativo.

- El diseño del AMR debe permitir empaquetar bajo el área activa de trabajo la mayor masa posible de material magnetocalórico con la máxima área de intercambio, y mínimas caídas de presión en el FTC.
- Los cambios de temperatura están limitados por el material utilizado y las máquinas multietapa pierden eficiencia por la transmisión de calor entre etapas. Es necesario conseguir materiales refrigerantes con MCE más grandes y con buenas propiedades refrigerantes: baja histéresis térmica y magnética, no tóxicos, resistentes a la corrosión, bajo calor específico y alta conductividad térmica y bajo coste de fabricación (Yu et al., 2003; Gschneidner et al., 2005). Recurrir a regeneradores de diferentes aleaciones también es una opción (Rowe y Tura, 2006), pero el número óptimo de capas, la composición y la geometría deben adaptarse a unas condiciones específicas de diseño.
- Capacidad de desarrollar máquinas capaces de operar a frecuencias altas: las frecuencias más altas pueden significar mayor potencia de refrigeración. Esto requiere mejoras en la geometría de la matriz del regenerador, para reducir la caída de presión, mientras se mantiene la porosidad y la transferencia de calor con baja conducción axial.
- El volumen hidráulico muerto entre el regenerador e intercambiadores de calor debe ser el mínimo posible.
- Implementar estrategias de control que permitan optimizar los parámetros de funcionamiento sin perjudicar la eficiencia.

Por consiguiente, para que la refrigeración magnética a temperatura ambiente llegue a convertirse en una alternativa viable a la tecnología de refrigeración convencional, los comentados ítems deben ser considerados en el diseño de refrigeradores AMR.

### **3.4 Comparación de la configuración de refrigeradores magnéticos**

El refrigerador AMR rotativo permite una refrigeración continua en comparación con la configuración típica de movimiento alternativo de AMR con un único regenerador, ya que en este, sólo se produce enfriamiento durante una etapa del ciclo AMR. Para conseguir enfriamiento continuo con máquinas AMR alternativas es necesario recurrir a construcciones de AMR dobles y a un sistema de válvulas y tuberías que permitan la sincronización del flujo del FTC con la aplicación del campo magnético.

Los sistemas alternativos son fiables y relativamente fáciles de poner en práctica, pero pueden ser voluminosos y tienen grandes fuerzas de inercia que limitan, tanto la frecuencia de operación, como la eficiencia mecánica. Las frecuencias de funcionamiento de los prototipos alternativos presentados varían entre 0,1 y 1 Hz.

En las máquinas rotativas, las fuerzas de inercia no tienen tanta incidencia, ya que el movimiento de rotación es inherentemente más equilibrado y estable. Por ello, permiten frecuencias de operación más elevadas con AMR de menor tamaño y sistemas de imanes compactos. Todo esto se traduce en menor trabajo de desplazamiento relativo entre imanes y AMR, por lo que pueden ser más eficientes. Sin embargo, pueden ser más complejos en cuanto al sellado y estanqueidad desde un enfoque práctico.

Varios han sido los prototipos rotativos que alcanzaron una frecuencia de funcionamiento de 4 Hz (Tura y Rowe, 2009; Zimm et al., 2006) e incluso de 8 Hz (Engelbrecht et al., 2012) y 10 Hz (Buchelnikov et al., 2007).

Los refrigeradores AMR con campos generados mediante un electroimán, requieren poca o ninguna frecuencia de movimiento mecánico. Sin embargo, los campos magnéticos generados mediante electroimanes no superconductores requieren grandes fuentes de alimentación y sistemas de refrigeración para evitar el sobrecalentamiento de las bobinas. El electroimán superconductor es una opción mejor que la del electroimán tradicional, ya que requiere poca energía para operar una vez que el electroimán se ha convertido en superconductor y su resistencia óhmica puede ser considerada despreciable. Los imanes superconductores pueden alcanzar densidades de flujo magnético mucho mayores que los convencionales. Como inconveniente, requieren de un sistema complejo y costoso para el enfriamiento continuo del superconductor. No obstante, para aplicaciones a gran escala, por ejemplo refrigeradores grandes para almacenes etc, un electroimán superconductor podría ser una solución viable.

Para sistemas domésticos los refrigeradores AMR con imanes permanentes ofrecen ventajas respecto a los de imanes superconductores y electroimanes convencionales. Por tanto, los imanes permanentes no requieren energía para generar un campo magnético, no necesitan equipo auxiliar y pueden ser geoméricamente pequeños, lo que permite un diseño del refrigerador compacto.

### 3.5 Sistemas de RM rotativos

El AMR rotativo consta de una rueda con múltiples regeneradores. En su modo de operación, mediante un movimiento relativo de rotación entre imanes y AMR, un regenerador entra en el campo magnético y rechaza el calor, mientras que otro regenerador se retira del campo magnético y absorbe calor.

Entre las diferentes configuraciones, una de las más importantes y recientes es la desarrollada por Engelbrecht et al., (2012). Se basa en un AMR rotativo utilizando una disposición magnética cilíndrica y concéntrica tipo Halbach, con un flujo continuo de FTC, proporcionado por una bomba y un sistema de distribución rotativo. En la Fig. 3.1 se representa una imagen del prototipo. Los investigadores obtuvieron los siguientes resultados: frecuencias de operación hasta 8 Hz, potencias de refrigeración alrededor de 1 kW operando con una diferencia de temperaturas entre focos próxima a 0 K, una diferencia de temperatura máxima de 25,4 K sin carga, 100 W de potencia de enfriamiento con una diferencia de 20,5 K, y un COP de 1,8 para 400 W y 8,9 K de diferencia de temperatura entre focos. El refrigerador AMR consta de 24 regeneradores de Gd, con una masa total de 2,8 kg ocupando un volumen de 0,57 dm<sup>3</sup>.

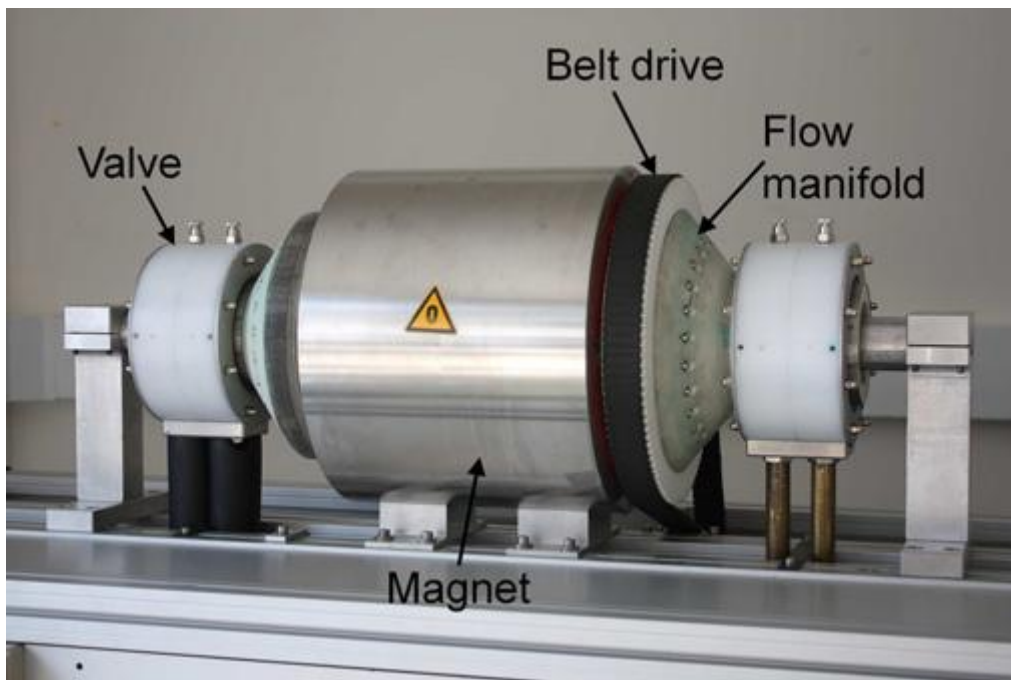


Fig. 3.1. Fotografía del refrigerador AMR rotativo diseñado por Engelbrecht et al., (2012). Reproducido con permiso del autor.

Otro sistema interesante es el prototipo presentado por Tura y Rowe (2011), basado en un sistema magnético rotativo (no requiere sellado dinámico) y un desplazador para flujo de FTC. Utilizando 110 g de Gd como refrigerante, el dispositivo alcanza una diferencia de temperatura entre focos de 29 K sin carga térmica, y 10 K bajo una carga de enfriamiento de 50 W. La frecuencia máxima de operación fue limitada a 4 Hz debido a la gran caída de presión en los regeneradores.

Russek et al., (2010) construyeron un refrigerador AMR rotativo con regenerador fijo y un imán rotativo permanente. Los investigadores obtuvieron 844 W con una diferencia de temperatura entre focos próxima a 0 K y 400 W en un rango de temperatura de 8,1 K. El AMR contiene 890 g de Gd y la frecuencia máxima de funcionamiento es de 4,7 Hz.

Zimm et al., (2007) presentaron un prototipo formado por una estructura magnética giratoria (que proporciona un campo magnético máximo de 1,5 T) y de doce regeneradores fijos donde la porosidad de cada regenerador es del 52 % con una masa total de Gd de 916 g. El sistema alcanza una potencia de refrigeración máxima de 220 W y un rango de temperatura máxima de 11 K. La frecuencia máxima de operación establecida fue de 4 Hz.

Varios dispositivos AMR rotativos han sido construidos y presentados para aplicación a temperatura ambiente. En esta sección sólo se ha hecho referencia a algunos de los más recientes, apuntando algunas características, ya que no es el tema principal tratado.

### 3.6 Sistemas de RM alternativos

El primer desarrollo de un sistema de RM a temperatura ambiente, estaba basado en movimiento alternativo con un ciclo Ericsson, y fue construido por Brown (Brown, 1976). La máquina alcanzó una diferencia de temperatura de 46 K entre la fuente fría y caliente, utilizando 158 g de Gd en un campo magnético de 7 T creado por superconductores refrigerados por helio. Como FTC utilizó una mezcla de agua y 20% de ethylalcohol. Otra máquina alternativa que marcó el desarrollo de la moderna tecnología de enfriamiento magnético fue construida por Zimm et al., (1998). Este dispositivo alcanzaba los 600 W de potencia de enfriamiento, con una diferencia de temperaturas entre focos de 10 K, trabajando con un campo magnético de 5 T con imanes superconductores.

En esta sección se revisan en detalle algunos de los sistemas de RM alternativos más recientes, aportando conceptos de diseño y características de funcionamiento tales como: frecuencia de operación, tipo de campo magnético y la intensidad, material del regenerador y geometría, máxima diferencia de temperatura alcanzada entre focos y capacidad de enfriamiento.

### **Refrigerador magnético de Gao et al.**

Gao et al., (2006), en la Universidad Xi'an Jiaotong en China, construyeron un refrigerador magnético a temperatura ambiente experimental. El modo de trabajo está basado en el ciclo AMR. En la Fig. 3.2 se muestra el esquema del sistema experimental de AMR. El diseño del refrigerador no permite una refrigeración continua. El AMR se desplaza dentro del campo magnético con movimiento alternativo lineal, gracias a un motor eléctrico paso a paso. El campo magnético es creado por electroimanes refrigerados por agua, alcanzando 2,18 T en un entrehierro de 60 mm. El AMR fue construido de acero inoxidable, con formas rectangulares de dimensiones 140 x 76 x 36 mm. El circuito de transferencia de calor está formado por: un intercambiador de calor de foco caliente, un intercambiador de calor de foco frío, una bomba de circulación y 4 válvulas. Este circuito está encargado, mediante la activación conveniente de las válvulas, de bombear agua como FTC a través del AMR durante los intervalos de movimiento alternativo del AMR. Tres tipos de refrigerante magnético (tipo I: 930 g de partículas de gadolinio de 0,3 mm de diámetro medio, tipo II: 1109 g de partículas de gadolinio de 0,55 mm de diámetro medio y tipo III: 1213 g de partículas de aleación  $Gd_5Si_2Ge_2$  de 0,3-0,75 mm) son empaquetados en el AMR. Para la retención de las partículas se utilizó malla de acero inoxidable de número 700. Se llevaron a cabo investigaciones para determinar el rendimiento del refrigerador magnético bajo varios rangos de temperatura, caudal y condiciones de flujo. La fracción tiempo por ciclo de circulación del FTC a través del regenerador estudiado es de entre 2 y 6 s, con caudales que varían desde 0,02 a 0,06 dm<sup>3</sup>/s. Los resultados indicaron una potencia de refrigeración máxima de 18,7 W, 17,8 W y 10,3 W para tipo I, II y III respectivamente, con una diferencia de temperatura entre focos de 3 K. La potencia de refrigeración también se redujo por el aumento del tamaño de partícula.

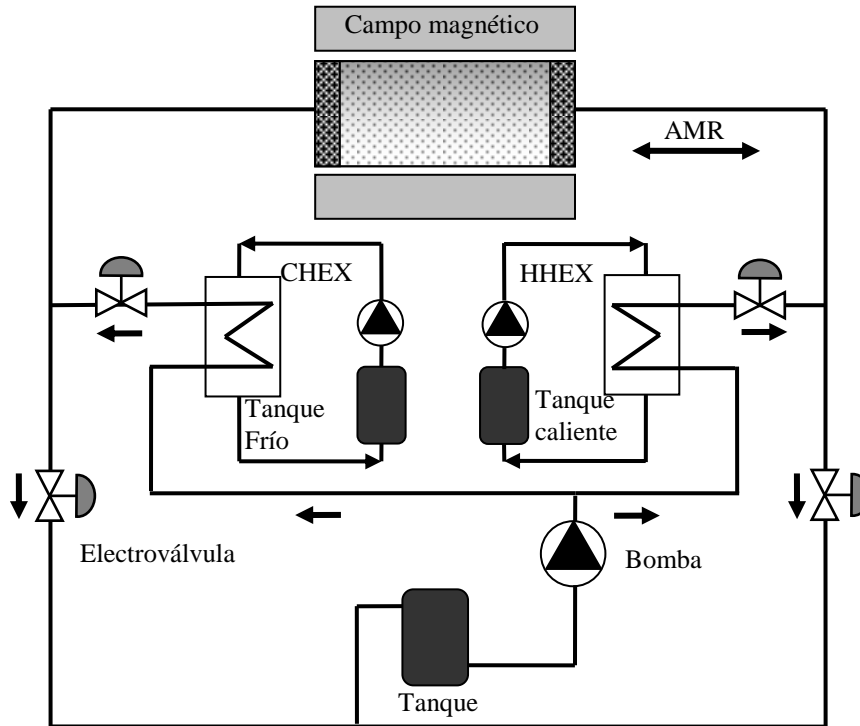


Fig. 3.2. Esquema del sistema AMR (Gao et al., 2006).

**Refrigerador magnético de Nakamura et al.**

En la universidad de Hokkaido en Japón, Nakamura et al., (2008) construyeron un refrigerador experimental basado en el ciclo AMR. En la Fig. 3.3 se muestra el esquema del refrigerador experimental. Al igual que el diseño anterior, el refrigerador prototipo no permite una refrigeración continua. El AMR fue construido de tubo de acrílico de 20 mm de diámetro, conteniendo 33,4 g de partículas esféricas de Gd. La fracción de volumen ocupado por el material magnetocalórico es de 62,6 % y la longitud activa del regenerador fue de 60 mm. El campo magnético fue creado por dos fuentes magnéticas permanentes de NdFeB estáticas que producen alrededor de 2 T en el medio del entrehierro. El AMR se desplaza dentro del campo magnético con movimiento alternativo lineal, gracias a un deslizador. Los investigadores determinaron los perfiles de temperatura bajo varias condiciones de funcionamiento para el AMR trabajando con agua y aire como FTC. Con agua se alcanzó un diferencia de temperatura entre focos mayor al cambio adiabático (4,2 K) después de 1000 s, y con aire después de 500 ciclos, cuando la temperatura inicial era de 293 K para ambos ensayos. Además los autores



reflejaron la necesidad de un mayor volumen desplazado de aire en comparación con el agua, para lograr las condiciones de funcionamiento óptimas.

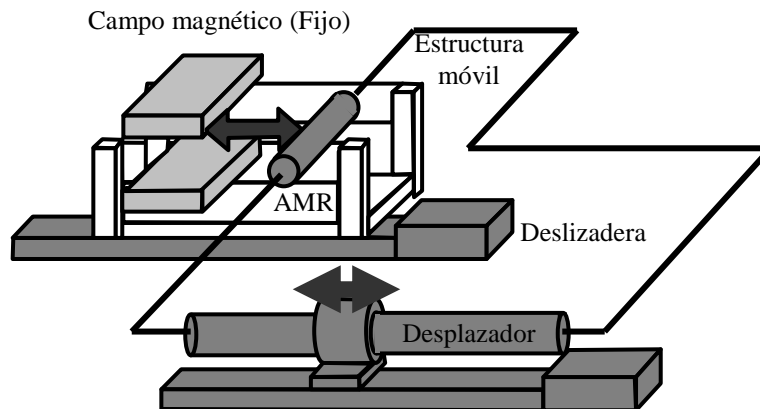


Fig. 3.3. Esquema del sistema experimental AMR de Nakamura et al., (2008).

#### Refrigerador magnético de Hirano et al.

Hirano et al., (2009) construyeron un prototipo similar al refrigerador experimental construido anteriormente por Nakamura et al., (2008). Los investigadores modificaron el circuito magnético tipo Halbach para conseguir un campo magnético máximo 2,3 T. El peso total de la estructura magnética fue de 83 kg, con unas dimensiones de 240 mm de ancho, 186 de alto y 160 de fondo. El AMR también fue encajado en un tubo de diámetro exterior 20 mm, con una longitud activa de 60 mm y un diámetro interno de 12 mm. El material magnetocalórico utilizado consta de diferentes tipos de partículas esféricas de aleación LaFeSi. Como FTC utilizaron aire desplazándolo con un compresor. Los resultados alcanzados mostraron una diferencia de temperatura entre focos de 2 K, lo cual fue menor al observado con Gd.

#### Refrigerador magnético de Zheng et al.

Este refrigerador magnético desarrollado por Zheng et al., (2009) en la Universidad Tecnológica del Sur de China es del tipo alternativo en concordancia con el ciclo AMR basado en el ciclo Ericsson para refrigeración continua. En la Fig. 3.4 se muestra la configuración del sistema AMR desarrollado. El sistema opera cerca de la temperatura ambiente, en un campo magnético creado por un imán permanente de NdFeB según la estructura de la Fig. 3.5 (a). Con la aplicación de un método de elementos finitos, los

investigadores predijeron una intensidad máxima del campo magnético de 1,5 T en el área central del entrehierro. El refrigerador consta de doble AMR fabricado de acero inoxidable 304, con formas rectangulares y cada uno de dimensiones 150 x 40 x 20 mm (ver Fig.3.6 (b)). Entre cada AMR hay una distancia de 80 mm. Como material magnetocalórico de trabajo, utiliza partículas de gadolinio retenidas mediante pantallas de acero inoxidable, con un número de malla de 200. El refrigerador consta, además del doble AMR, de dos intercambiadores de calor de foco frío y caliente, dos bombas de flujo unidireccional y subsistemas de control. El doble AMR se magnetiza y desmagnetiza cíclicamente mediante el movimiento alternativo del imán permanente a una velocidad de 0,02 m/s. El sistema mecánico de movimiento del imán está compuesto por un motor eléctrico paso a paso. Para satisfacer los requerimientos térmicos del ciclo, el flujo de FTC es sincronizado con la magnetización/desmagnetización mediante la disposición y coordinación de 8 válvulas. El imán deja de moverse en el proceso de magnetización durante 2 s, tiempo suficiente para garantizar el intercambio de calor cuando un AMR está completamente en el interior del campo magnético. Como FTC se utiliza agua. Los resultados experimentales del prototipo en cuanto a rendimiento y capacidad de refrigeración no fueron presentados.

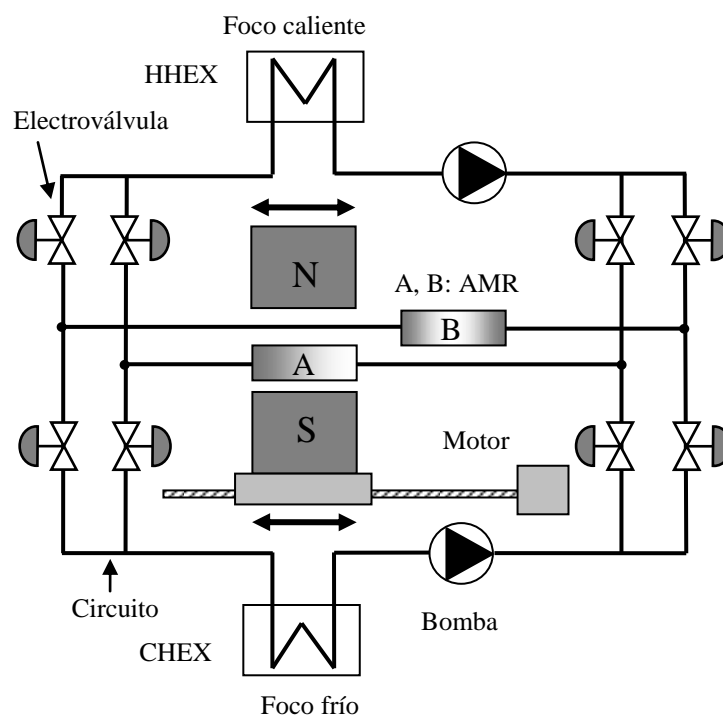


Fig. 3.4. Sistema AMR desarrollado por Zheng et al., (2009).

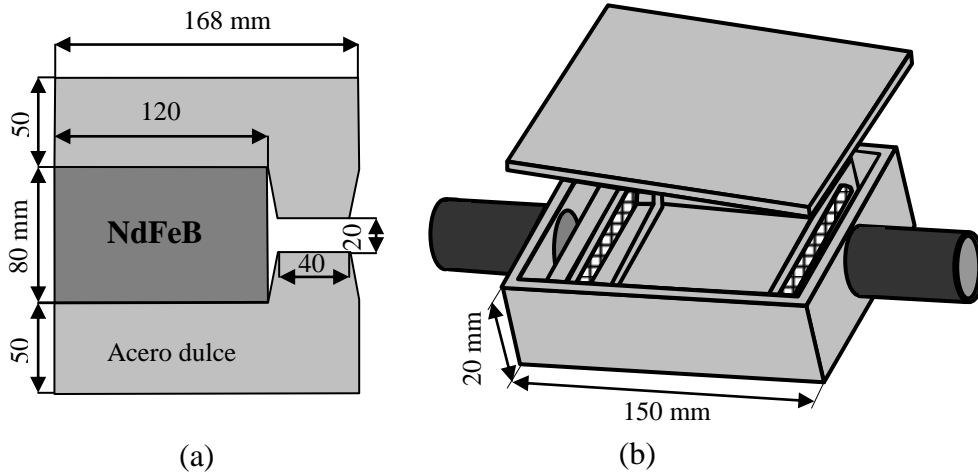


Fig. 3.5. Diseño de Zheng et al., (2009): (a) geometría de la estructura magnética, (b) geometría del AMR.

#### Refrigerador magnético de Tagliafico et al.

En la Universidad de Génova, Tagliafico et al., (2009) anunciaron el diseño y construcción de un refrigerador magnético lineal alternativo para ser usado como unidad de demostración.

La unidad se basa en el ciclo AMR, realizado en dos AMR dispuestos en paralelo y un campo creado por imanes permanentes. Además, consta de un intercambiador de calor de foco frío y un intercambiador de calor de foco caliente equipados con ventiladores con el fin de aumentar la transferencia de calor por convección entre el FTC y el medio ambiente, dos bombas de caudal variable, un sistema de distribución hidráulico compuesto por cuatro válvulas de dos posiciones y tres vías, y un sistema de movimiento lineal. La Fig. 3.6 muestra el esquema del prototipo.

El material magnetocalórico activo es el Gd y el FTC es el agua con inhibidores de corrosión. La estructura magnética mostrada en la Fig. 3.7, está compuesta por 10 imanes de NdFeB (5 kg de peso) y un núcleo magnético de aleación de Fe, y garantiza una densidad de campo magnético uniforme de 1,55 T medidos en el aire. El peso total de la estructura es de 30 kg. El entrehierro para los AMRs es de 13 mm de espesor, 100 mm de ancho y 50 mm de largo. Las dimensiones totales del regenerador son 50 mm x 9,5 mm x 100 mm. El Gd fue dispuesto en partículas con un tamaño medio de 0,3 mm, con un peso total de 400 g. La fracción de vacío de los AMRs es del 0,46. El

movimiento de los regeneradores se consigue con un motor lineal mediante una lanzadera. La distancia de desplazamiento son 70 mm en un tiempo de 0,2 s. La lanzadera incorpora los canales para la distribución de fluido a los AMRs.

Un software sincroniza el movimiento de los AMRs y el accionamiento de las válvulas, con el fin de obtener el caudal de fluido deseado en función del tiempo de aplicación del campo magnético. La secuencia de tiempo puede variar para buscar la optimización del proceso.

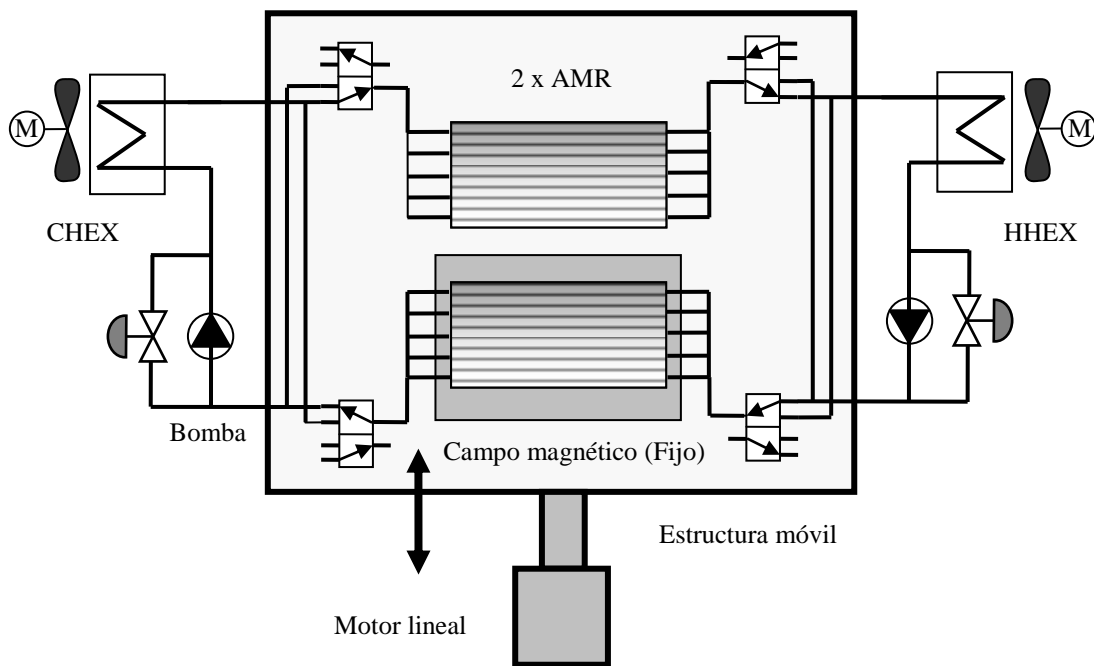


Fig. 3.6. Esquema de la unidad de demostración AMR desarrollada por Tagliafico et al., (2009).

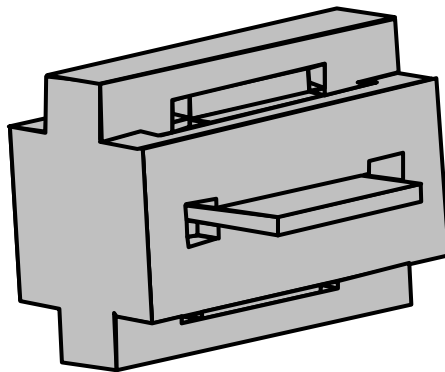


Fig. 3.7. Geometría del imán implementado por Tagliafico et al., (2009) en disposición Halbach.

**Refrigerador magnético de Engelbrecht et al.**

En Dinamarca Engelbrecht et al., (2011) diseñaron un refrigerador magnético alternativo de simple AMR dentro de un tubo cilíndrico, el cual no permite un enfriamiento continuo. El objetivo del prototipo fue comparar el rendimiento con diferentes materiales magnetocalóricos candidatos para AMRs y diferentes diseños de AMR. En la Fig 3.8 se muestra el esquema del principio de funcionamiento y el diseño de la carcasa AMR. Los investigadores evaluaron el rendimiento de tres materiales magnetocalóricos,  $\text{La(Fe,Co,Si)}_{13}$ ,  $(\text{La,Ca,Sr})\text{MnO}_3$  y Gd en un AMR con una disposición del material en forma de placas paralelas con una separación entre ellas de 0,5 mm. El campo magnético fue creado por imanes permanentes, formando una célula Halbach cilíndrica, alcanzando una densidad de flujo de 1,03 T. La magnetización y desmagnetización del regenerador se logra moviendo el regenerador verticalmente en relación al imán inmóvil mediante, un motor eléctrico paso a paso. Como FTC se utilizó una mezcla de 75 % agua y 25 % anticongelante. El anticongelante de ethylene glicol actúa como inhibidor de corrosión, reduciendo la corrosión del material magnetocalórico. Los parámetros de funcionamiento del refrigerador magnético son la carrera del desplazador de FTC, la velocidad del FTC y la velocidad con la que se introduce el AMR en el campo magnético. Los investigadores comunicaron una diferencia de temperaturas entre focos más alta que la que se logró con el AMR de Gd, llegando a 10,2 K con una temperatura ambiente de 297 K. Las condiciones de operación fueron con un ciclo de 8 s y una velocidad del fluido de 8,22 mm/s.

El diseño de este prototipo es similar al construido anteriormente en el laboratorio Risø DTU (Pryds et al., 2009) y al construido por Petersen et al., (2009). En la Fig. 3.9 se muestra el esquema simplificado del prototipo desarrollado por Petersen et al., (2009). El imán en forma de anillo (tipo Halbach) alcanza 1,2 T. El material magnetocalórico empleado fue Gd en forma de placas paralelas de 50 mm de longitud y 1 mm de espesor. Se logró una diferencia de temperatura entre focos de casi 9 K.

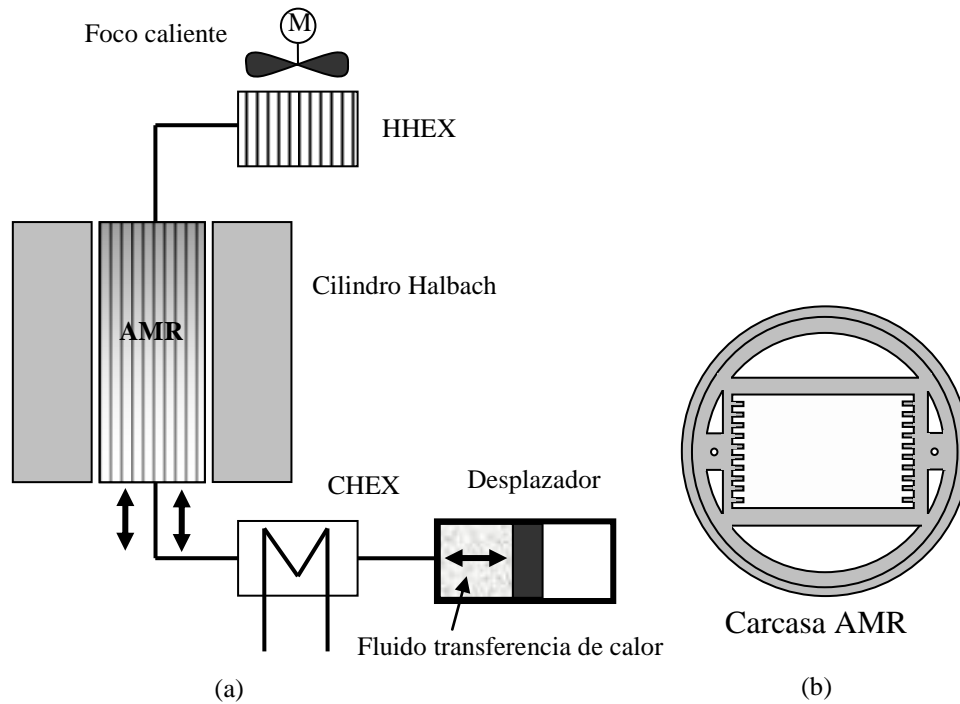


Fig. 3.8. (a) Esquema del sistema AMR experimental, (b) carcasa del AMR, (Engelbrecht et al., 2011).

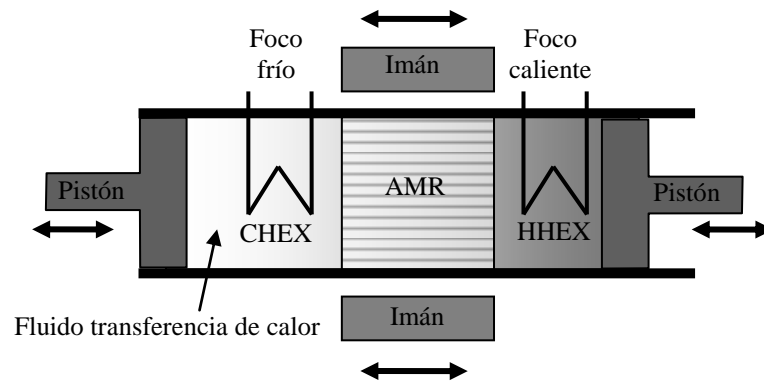


Fig. 3.9. Esquema del prototipo desarrollado por Petersen et al., (2009).

**Refrigerador magnético de Trevizoli et al.**

Trevizoli et al., (2010) en la IV Conferencia Internacional de RM a temperatura ambiente y posteriormente en (Trevizoli et al., 2011) describieron el diseño, operación y resultados preliminares de un refrigerador magnético experimental. La máquina fue diseñada con un AMR simple estático. En la Fig. 3.10 se muestra esquemáticamente el equipo del refrigerador experimental. Su modo de funcionamiento no permite una refrigeración continua en la fuente fría. El fluido de trabajo es agua bombeada con una

bomba alternativa. La fuente magnética es una célula Halbach con imanes de NdFeB, alcanzando un campo magnético máximo de 1,65 T, en un entrehierro de 10 mm. El movimiento alternativo lineal de la célula Halbach para las operaciones de magnetización y desmagnetización de AMR, es por medio de un sistema neumático. Las dimensiones de la célula Halbach son 126 mm de largo, 131 mm de ancho y 191 mm de alto con una geometría rectangular. La carcasa del AMR es de acero inoxidable 304 y el material magnetocalórico es Gd dispuesto en 28 láminas paralelas (160 mm de longitud, 0,85 de espesor, 6,4 de altura) separadas 0,1 mm. La fracción de volumen del regenerador ocupada por el agua es del 9,2 %. La masa total de Gd en el regenerador es de 195,4 g, de los cuales 154,4 g son útiles debido a la concentración del campo magnético en los 126 de los 160 mm que tiene el AMR. Los investigadores probaron el refrigerador con y sin carga térmica, bajo una frecuencia de operación de 0,14 Hz. Cada uno de los 4 procesos del ciclo Brayton es completado en 1,75 s. Los resultados preliminares presentados por Trevizoli et al., (2011) fueron una diferencia de temperatura de 4,4 K entre la fuente caliente y fría con una temperatura ambiente del foco caliente de 296,15 K. La máxima capacidad de enfriamiento alcanzada fue de 3,9 W, también para una temperatura ambiente del foco caliente de 296,15 K. Los investigadores no comunicaron información acerca del COP obtenido por el prototipo.

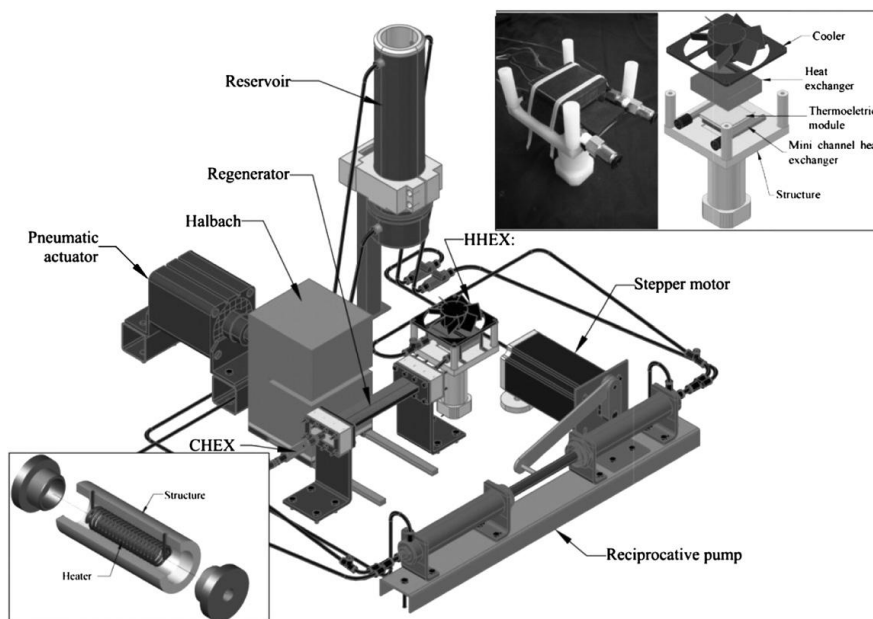


Fig. 3.10. Máquina AMR de Trevizoli et al., (2011). Reproducido con permiso del autor.

**Refrigerador magnético de Balli et al.**

Balli et al., (2012) presentaron un prototipo, mostrado en la Fig. 3.11, como un sistema de refrigeración magnética a temperatura ambiente para aplicación preindustrial.

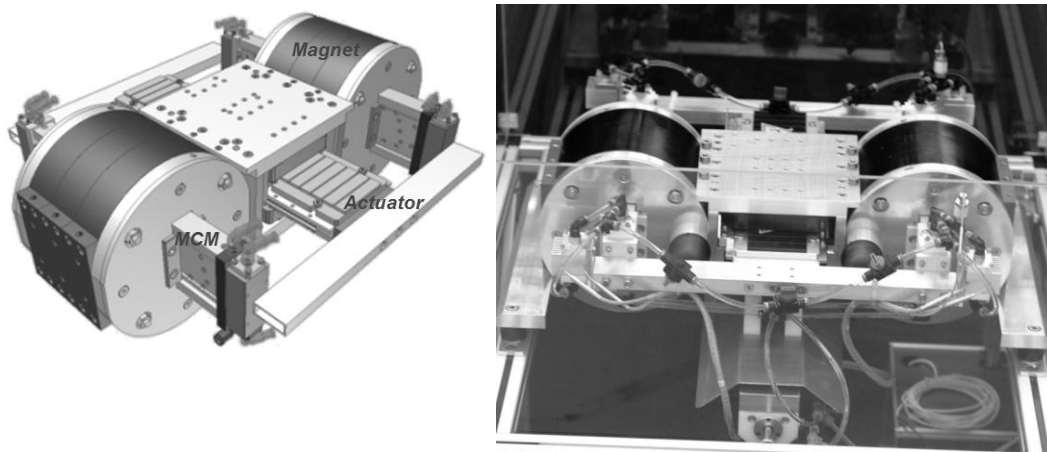


Fig. 3.11. Refrigerador AMR alternativo diseñado por Balli et al., (2012). Reproducido con permiso del autor.

El diseño del refrigerador magnético fue realizado para reducir el consumo de energía e incrementar el rendimiento termodinámico del sistema. Para ello, uno de los objetivos fue la reducción de fuerzas aplicadas de desplazamiento mediante la compensación de fuerzas magnéticas. Los investigadores afirman que esto se logró gracias al diseño del AMR. El prototipo se compone de dos fuentes magnéticas permanentes de NdFeB estáticas que producen alrededor de 1,45 T en un entrehierro de 12 mm, dos regeneradores con placas de Gd y cuatro intercambiadores de calor. Cada regenerador está dividido en dos partes separadas por una distancia de 30 mm, conteniendo 200 g de Gd en placas planas paralelas de 1 mm de espesor, 8 mm de ancho y 100 mm de longitud con una porosidad del AMR de 0,16. La masa total de material magnetocalórico de la máquina es de 800 g. Como FTC se probaron agua, aceite de silicona y zítrec. El esquema del ciclo AMR y el diseño del regenerador se muestran en la Fig. 3.12. La configuración del AMR en dos partes permite la compensación de fuerzas. Cuando una parte del regenerador se desplaza y es magnetizada, la otra parte es desmagnetizada automáticamente, permitiendo la reducción de la fuerza aplicada para el desplazamiento de los AMRs. La potencia de enfriamiento del refrigerador magnético



indicada por los investigadores está entre 80 y 100 W con una diferencia de temperatura entre focos mayor de 20 K, utilizando agua como FTC con un caudal másico de 20 g/s y con una frecuencia de operación de 0,5 Hz. Sin embargo no fueron comunicados datos acerca del COP de la máquina.

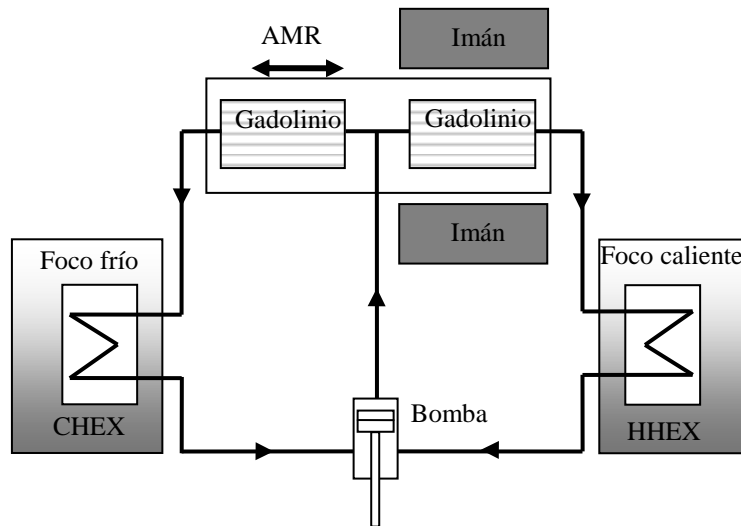


Fig. 3.12. Esquema del ciclo AMR y diseño del regenerador implementado por Balli et al., (2012).

### 3.7 Conclusiones

En este capítulo se ha llevado a cabo una revisión exhaustiva de los avances tecnológicos relacionados con los AMR alternativos de los últimos años, proporcionando una descripción del modo de trabajo de prototipos alternativos y rotativos, y destacando sus ventajas y desventajas. Los alternativos son fiables y relativamente fáciles de poner en práctica, pero pueden ser voluminosos y están sometidos a grandes fuerzas de inercia que limitan, tanto la frecuencia de operación como, la eficiencia mecánica. Los rotativos, permiten frecuencias de operación más elevadas, debido a su movimiento inherentemente más equilibrado y estable. Sin embargo, requieren diseños más complejos del AMR y pueden presentar problemas en cuanto al sellado y estanqueidad. Hasta hoy, la máxima capacidad de enfriamiento alcanzada por un refrigerador AMR es de 1 kW con configuración rotativa. De la revisión de los prototipos alternativos realizada se concluye que, la potencial mejora,

requiere la implementación de diseños y sistemas que permitan la reducción de las fuerzas de desplazamiento.

La combinación de refrigerantes de estado sólido, FTC basado en agua y máquinas de alta eficiencia son características que sitúan a la RM como una tecnología de refrigeración segura para el medio ambiente, no agota el ozono ni produce efectos invernadero.

## **Capítulo 4**

### **Prototipado de un refrigerador magnético para temperatura ambiente**

#### **4.1 Introducción**

En este capítulo, se presenta el prototipado e investigación de un refrigerador magnético con un AMR de movimiento alternativo lineal, para operar a temperatura ambiente, utilizando Gd como material magnetocalórico. Las características de diseño y operación fueron llevadas a cabo para lograr reducir las fuerzas de desplazamiento de magnetización y desmagnetización del AMR, obtener un enfriamiento en el foco frío de forma continua y utilizar la región de alto campo magnético en los dos semiciclos de operación de la máquina. En el capítulo se describe el diseño, montaje y operación del AMR y de la fuente de campo magnético, así como los resultados experimentales y simulados del campo magnético logrado. También se detalla la metodología experimental seguida, para recopilar la información necesaria para investigar y caracterizar el rendimiento del refrigerador, bajo diferentes condiciones de operación.

#### **4.2 Criterios generales de diseño**

En las máquinas de refrigeración magnética lineales operando con el ciclo AMR, el proceso de magnetización/desmagnetización requiere una gran cantidad de energía mecánica para desplazar el material activo dentro y fuera del campo magnético. Esto es una consecuencia de las fuerzas generadas por la interacción entre el campo magnético y el refrigerante magnetocalórico, así como por las fuerzas inerciales inherentes al movimiento alternativo y a las fuerzas de rozamiento.

El COP de un refrigerador AMR expresa la relación de la energía absorbida de la fuente fría y el trabajo requerido para ello;

$$COP = \frac{Q_f}{W_{total}} \quad (4.1)$$

El trabajo total aportado al refrigerador se puede definir como la suma de dos términos:

$$W_{total} = W_{mag} + W_{elementos} \quad (4.2)$$

donde  $W_{mag}$  es el trabajo absorbido por un dispositivo para desplazar el material activo dentro y fuera del campo magnético, y  $W_{elementos}$  es el trabajo requerido por los elementos que componen el circuito de transferencia de calor. Según el diseño del refrigerador AMR el  $W_{elementos}$  es la suma del trabajo de bombeo del fluido de transferencia de calor, el trabajo necesario para operar las válvulas de distribución de flujo y el trabajo de los ventiladores de los intercambiadores de calor del foco frío y caliente. El  $W_{mag}$  constituye una gran parte de la energía total absorbida por la máquina. Se puede expresar como sigue:

$$W_{mag} = \frac{\int \vec{F} d\vec{l}}{\eta_{sist\_d}} \quad (4.3)$$

donde  $\vec{F}$  es la fuerza aplicada por el sistema de desplazamiento,  $d\vec{l}$  representa el desplazamiento del AMR y  $\eta_{sist\_d}$  la eficiencia del sistema de desplazamiento. De acuerdo con las ecuaciones (4.1) (4.2) y (4.3), la reducción de  $\vec{F}$  es importante para alcanzar refrigeradores AMR más eficientes. Con el fin de reducir la fuerza aplicada y con ello la energía eléctrica necesaria para el movimiento alternativo del AMR y contribuir a aumentar el COP de la máquina de refrigeración, se ha diseñado una máquina con un sistema de restitución de fuerzas usando campos magnéticos pasivos y un doble AMR. La combinación del sistema de restitución de fuerzas con el diseño del AMR doble, permite la reducción de las fuerzas de desplazamiento y la compensación de las fuerzas inerciales. Las fuerzas inerciales en las máquinas alternativas pueden requerir picos de energía elevados.

Por otro lado, se han tenido en cuenta las siguientes consideraciones como relevantes en la tarea de diseño del prototipo:

- Buenas condiciones del diseño mecánico, a partir del diseño de AMR, de la geometría del campo y del tipo de fuente magnética.
- Elevada precisión en las partes móviles activas, para evitar la reducción de campo magnético debido al entrehierro entre los imanes y el material magnetocalórico.
- Máximo tiempo posible de utilización de la región de alto campo magnético
- Campo magnético uniforme en el espacio ocupado por el material magnetocalórico.
- Mínimas fugas de flujo magnético utilizando materiales blandos como conductores de flujo.
- Máxima masa posible de material magnetocalórico empaquetada bajo el área activa de trabajo con la máxima área de intercambio, y mínimas caídas de presión en el FTC.
- Evitar o minimizar el volumen hidráulico muerto entre el regenerador e intercambiadores.
- Instrumentación simple.
- Proceso y modo de operación simple y robusto, con la menor cantidad posible de componentes estructurales.

### **4.3 Refrigerador experimental AMR**

Una vista general del prototipo alternativo de RM implementado, siguiendo las consideraciones de diseño detalladas y analizadas en el apartado 4.2, se muestra en la Fig. 4.1. La máquina experimental consta de una estructura magnética estacionaria en forma de C, constituida de imanes permanentes y un yugo. El campo magnético alcanzado es uniforme y de magnitud 1 T en el centro de un entrehierro de 6 mm. El AMR está compuesto por dos regeneradores dispuestos en paralelo, separados entre sí 15 mm que le permite realizar un ciclo AMR doble. La carcasa del AMR es de acero inoxidable 316, el cual tiene una permeabilidad muy baja y no afecta al perfil del campo magnético. El material magnetocalórico activo es Gd en láminas de grado comercial, con una pureza del 99,9 %. Cada regenerador dispone de 15 láminas (40 mm de longitud, 40 mm de ancho, 0,5 mm de espesor) separadas por 0,25 mm. La masa total de material magnetocalórico es de 180 g. La fracción de volumen ocupado por el Gd es

aproximadamente 60 %. Las dimensiones totales del AMR son: 245 mm x 130 mm x 4,5 mm. El AMR se muestra en detalle en la Fig. 4.2. Un circuito simple de transferencia de calor, formado por un intercambiador de calor de foco frío, un intercambiador de calor de foco caliente, una bomba de circulación y dos electroválvulas dos posiciones tres vías, es responsable de satisfacer las demandas térmicas de los ciclos de operación utilizando agua destilada como FTC.

El doble AMR se magnetiza y desmagnetiza cíclicamente con un movimiento alternativo lineal, por medio de un sistema mecánico compuesto por un motor eléctrico paso a paso y un sistema de compensación de fuerzas de desplazamiento alternativo por restitución mediante campos magnéticos pasivos. La velocidad y aceleración de desplazamiento del AMR puede ser ajustada según requerimientos del proceso. La carrera total necesaria para la magnetización de un regenerador y desmagnetización del otro de forma simultánea es de 55 mm. En la tabla 4.1 se muestran las características, datos técnicos y especificaciones del prototipo construido.

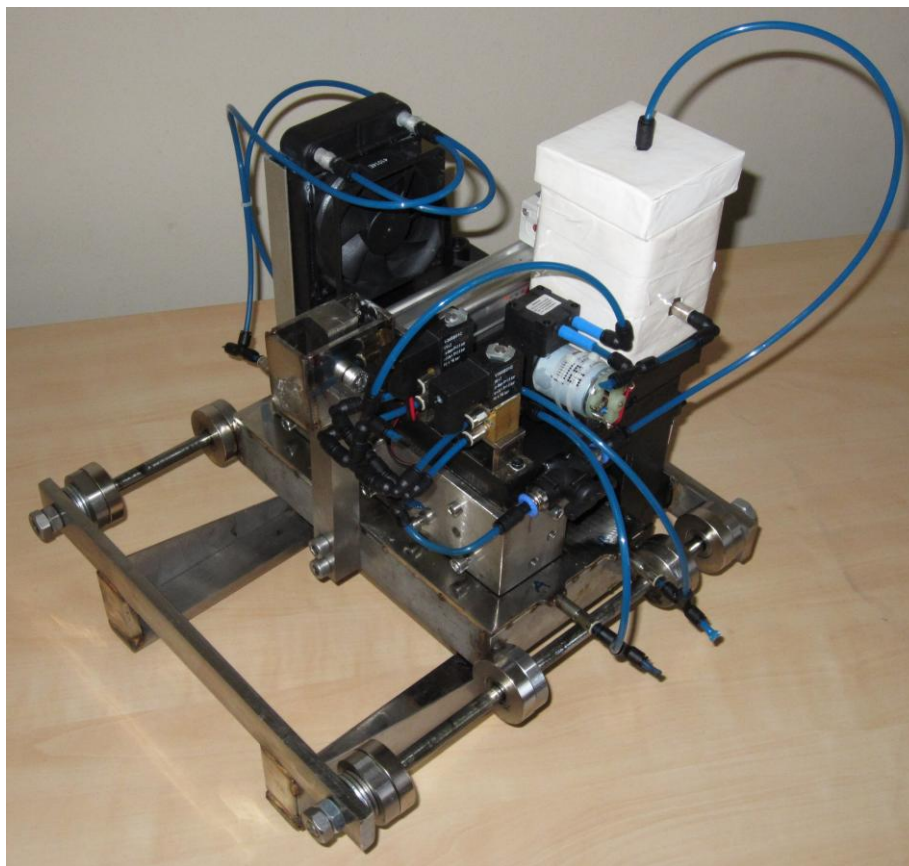


Fig. 4.1. Vista general del prototipo alternativo de RM implementado.

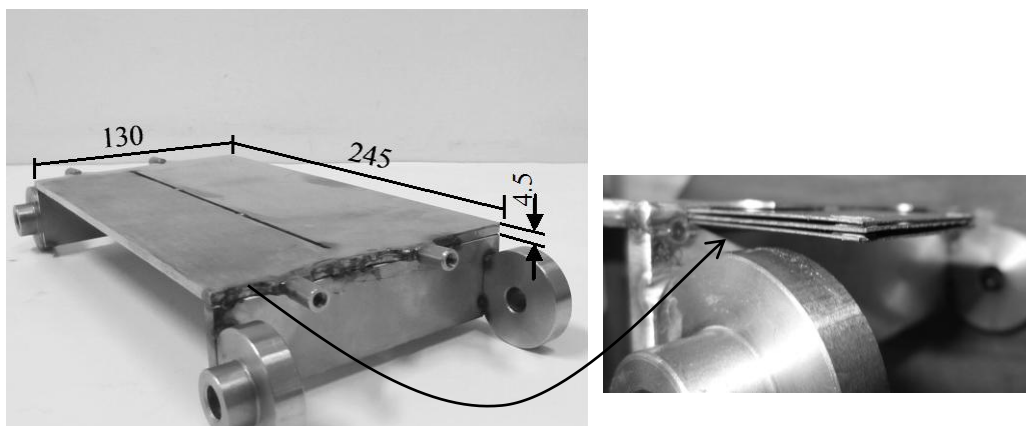


Fig. 4.2. Geometría del regenerador (dimensiones en mm) y detalle de las láminas de Gd de 40 x 40 x 0,5 mm al ser introducidas en el regenerador.

Tabla 4.1. Datos técnicos y especificaciones del prototipo.

<b>Proceso</b>	
Ciclo de operación	Doble AMR
Movimiento relativo	Alternativo lineal
Carrera de desplazamiento	55 mm
Tiempo semiciclo	variable
Factor de utilización	variable
<b>AMR</b>	
Geometría	245 x 130 x 4,5 mm
Material carcasa	Acero inoxidable 316
Número de regeneradores	2
Porosidad	0,40
Material magnetocalórico activo	Láminas Gd comercial
Dimensiones de las láminas	40 x 40 x 0,5 mm
Número de láminas en cada regenerador	15
Masa total Gd	180 g
<b>Campo magnético</b>	
Fuente	Imanes permanentes NdFeB
Calidad imanes	N42- (BxH) <sub>max</sub> 318-334 kJ/m <sup>3</sup>
Circuito magnético	material magnético blando yugo forma C
Máximo campo magnético	1015 mT
Entrehierro	6 mm
Volumen con alto campo magnético	48 cm <sup>3</sup>
Volumen de imanes	640 cm <sup>3</sup>
Masa de imanes	4,86 kg
Masa de la estructura magnética	≈ 29 kg
<b>FTC</b>	
Fluido	Agua destilada
Tipo de bomba	Alternativa de diafragma
Caudal másico de FTC	variable 3,60 – 6,48 kg/ h

### **4.3.1 Principios de operación**

En la Fig. 4.3 se representa el esquema del ciclo AMR implementado con sus componentes principales. El principio de operación es como sigue: durante el primer semiciclo de operación, Fig. 4.3(a), uno de los regeneradores (2a) está sometido a la acción del campo magnético generado por los imanes permanentes (6). Como consecuencia de este campo, el material magnético contenido en esta parte del AMR experimenta el MCE. Mediante la bomba de circulación (4) el FTC es bombeado a través de la electroválvula (5a) durante el primer semiciclo para absorber el calor generando por el material magnetocalórico a la vez que es enfriado. El calor absorbido del material magnetocalórico es cedido al ambiente en el intercambiador de calor del foco caliente (1). Una vez cedido el calor al ambiente el FTC es retornado a través del otro regenerador (2b). Al entrar en contacto con el material magnetocalórico, cuya temperatura ha disminuido como consecuencia de ser retirado en el anterior semiciclo de la presencia del campo magnético, el FTC es enfriado. El FTC enfriado pasa a través de la válvula de dos posiciones y tres vías (5b) hacia el intercambiador de calor del foco frío (3). Una vez finalizado el tiempo del primer semiciclo, cambian de posición las válvulas (5a) y (5b) y se desplaza el AMR (2) dentro del campo magnético, invirtiendo así la dirección del flujo del FTC en circulación como se muestra en la Fig. 4.3 (b). De esta manera, y una vez finalizado el tiempo del segundo semiciclo se completa el ciclo de trabajo, proceso que se repite durante todo el tiempo de operación de la máquina. La secuencia de operación del ciclo AMR doble puede ser definida como se representa en el diagrama de tiempos de la Fig. 4.4. El proceso de magnetización/desmagnetización debe ser llevado a cabo en el menor tiempo posible, es decir, el movimiento del AMR debe ser lo más rápido posible. En nuestro caso se necesitan 0,4 s para el desplazamiento de 55 mm.



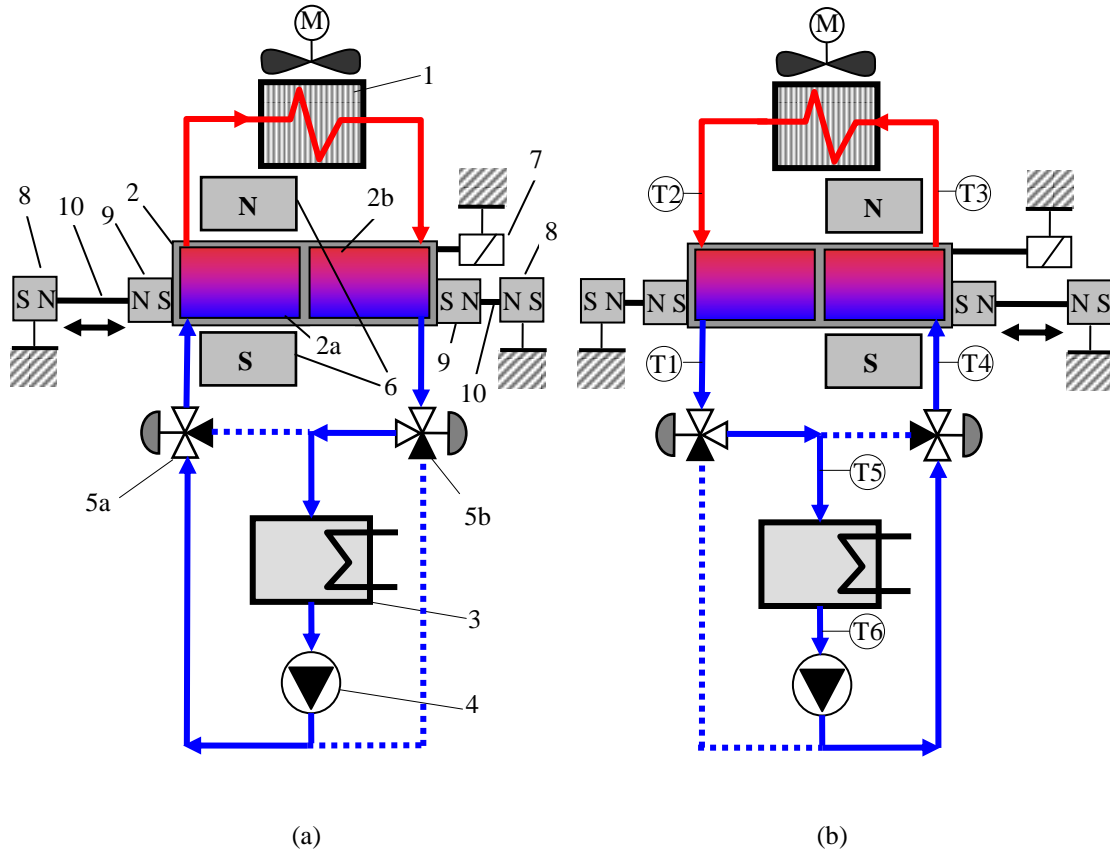


Fig. 4.3. Esquema hidráulico del ciclo AMR implementado: (a) semiciclo de magnetización del regenerador A. (b) semiciclo de magnetización del regenerador B. (1) intercambiador de calor de foco caliente, (2) AMR móvil, (2a) regenerador A, (2b) regenerador B, (3) intercambiador de calor de foco frío, (4) bomba, (5a), (5b) electroválvulas, (6) imanes NdFeB estáticos, (7) motor, (8) imanes fijos al yugo para compensación de F, (9) imanes fijos al AMR, (10) corredera de desplazamiento del AMR, (T1-T6) termopares.

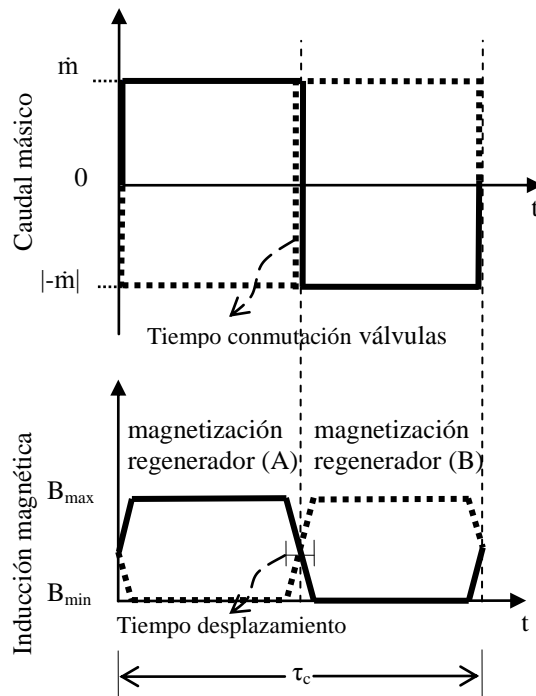


Fig. 4.4. Diagrama de tiempo del ciclo AMR doble para el caudal másico de FTC y campo magnético aplicado. La línea continua corresponde al proceso en el regenerador A y la discontinua en el regenerador B.

#### 4.4 Análisis preliminar de diseño.

##### 4.4.1 Potencial de capacidad de refrigeración

El potencial de refrigeración del sistema se obtiene por la siguiente relación:

$$\dot{W}_{P.R} = T_f \cdot \Delta s(T, \Delta H) \cdot M_r \cdot f \quad (4.4)$$

donde  $T_f$  es la temperatura del foco frío,  $\Delta s$  es el cambio de entropía función de la temperatura y del incremento del campo magnético,  $M_r$  es la masa de material magnetocalórico y  $f$  es la frecuencia.

El calor generado en el material magnetocalórico, como resultado del cambio de campo magnético, se puede escribir:

$$T_f \cdot \Delta s(T, \Delta H) = c_{p,r}(T, H) \cdot \Delta T_{ad}(T, \Delta H) \quad (4.5)$$

Por lo tanto, el potencial de refrigeración del refrigerador magnético se puede evaluar como sigue:

$$\dot{W}_{P.R} = f \cdot M_r \cdot c_{p,r}(T,H) \cdot \Delta T_{ad}(T,\Delta H) \quad (4.6)$$

Las propiedades físicas de material Gd se muestran en la tabla 4.2. El cambio de temperatura adiabático del Gd se obtuvo por mediciones experimentales directas sobre una lamina aislada térmicamente, cuando el capo magnético fue variado entre 0 T y 1 T. Los resultados de las mediciones se muestran en la Fig. 4.5. Los datos indican que el cambio de temperatura adiabático es función de la temperatura para la variación del campo magnético. Se debe tener en cuenta que los valores representados son en valor absoluto, ya que el cambio de temperatura es positivo para la magnetización y negativo para la desmagnetización. El máximo incremento de temperatura alcanzado fue de 2,4 K en los alrededores de los 294 K, y esta amplitud está en concordancia con estudios realizados por otros autores.

Tabla 4.2. Propiedades físicas del Gd

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Número atómico	64
Densidad	7860 kg/m <sup>3</sup>
Temperatura de Curie	294 K
Punto de ebullición	3539 K
Punto de fusión	1586 K
Conductividad térmica	8,8 W/m K
Coefficiente de expansión térmica	6,4 x10 <sup>-6</sup> /K
Dureza - Vickers	55
Calor específico (H = 0 T ,T = Tc )	371 J/ kg K

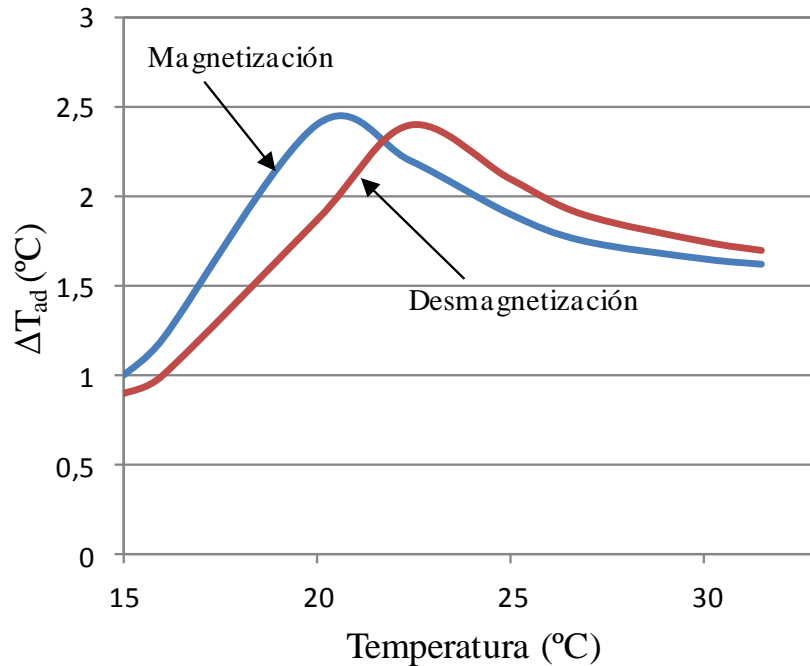


Fig. 4.5. Medidas experimentales del cambio de temperatura adiabático para el Gd como función de la temperatura para un cambio de campo magnético de 0 T a 1T.

El cambio de temperatura asociado con las curvas de magnetización y desmagnetización es una consecuencia de la reversibilidad del efecto magnetocalórico. Así, en virtud de condiciones adiabáticas de la aplicación de magnetización seguida de desmagnetización, el material magnetocalórico regresa de nuevo al estado termodinámico inicial. En otras palabras, según la Fig. 4.5, a una temperatura inicial de 294 K, se obtiene una temperatura de magnetización adiabática de la muestra aproximadamente 296,4 K. Para que el sistema (ahora en 296,4 K) vuelva a 294 K a través de desmagnetización adiabática, la disminución de temperatura debe ser igual a 2,4 K. Teniendo en cuenta la incertidumbre experimental, esto se corresponde exactamente con el valor obtenido con la curva de desmagnetización experimental con una temperatura de inicio de 296,4 K.

El calor específico del material magnetocalórico varía significativamente con la temperatura y el campo magnético, especialmente en los alrededores de la temperatura de la transición magnética del material. En la gráfica de la Fig. 4.6 se representa el

calor específico para el Gd como función de la temperatura, para un cambio de campo magnético de 0 T a 1T (Canepa et al., 2008).

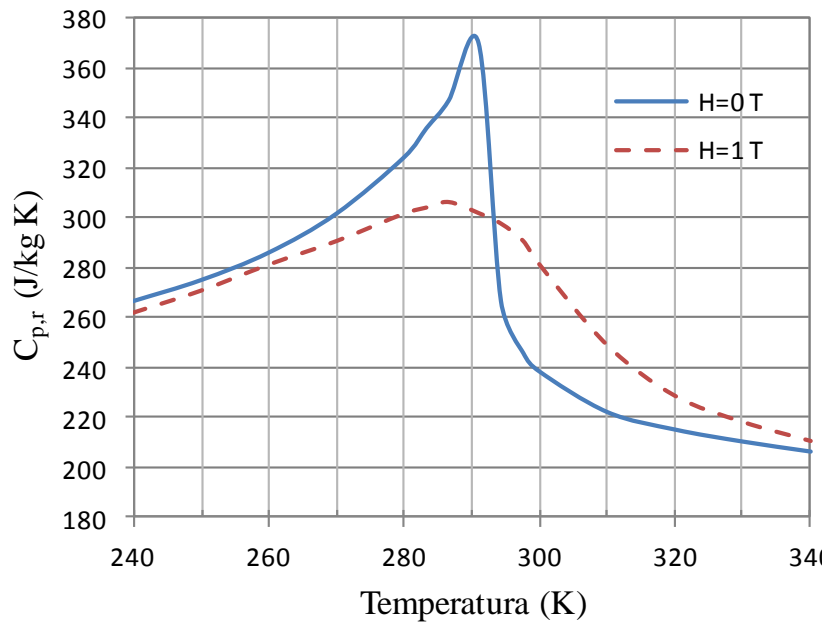


Fig. 4.6. Variación del calor específico para el Gd como función de la temperatura, para una variación de campo magnético de 0 T a 1T (Canepa et al., 2008).

Puesto que la capacidad de refrigeración es función de  $\Delta T_{ad}$  y  $C_{p,r}$ , esta decrece siempre simultáneamente a medida que la temperatura media de funcionamiento del sistema se aleja de la  $T_c$ , para una frecuencia de funcionamiento dada. En la Fig. 4.7 se muestra el potencial de la capacidad de refrigeración del sistema en función de la temperatura media de operación y frecuencia. Como se muestra en la gráfica, la potencia de refrigeración aumenta a medida que aumenta la frecuencia. Pero, para unas condiciones determinadas de caudal másico de fluido de transferencia de calor, un aumento en la frecuencia, no necesariamente tiene un impacto positivo en la capacidad de refrigeración del refrigerador. La carga de enfriamiento aumenta con la frecuencia, hasta que la duración del contacto entre el fluido y el material magnetocalórico se vuelve insuficiente para un intercambio de calor efectivo. Además, en un régimen de flujo fijo de fluido de transferencia de calor, las eficiencias son siempre mejor a bajas frecuencias.

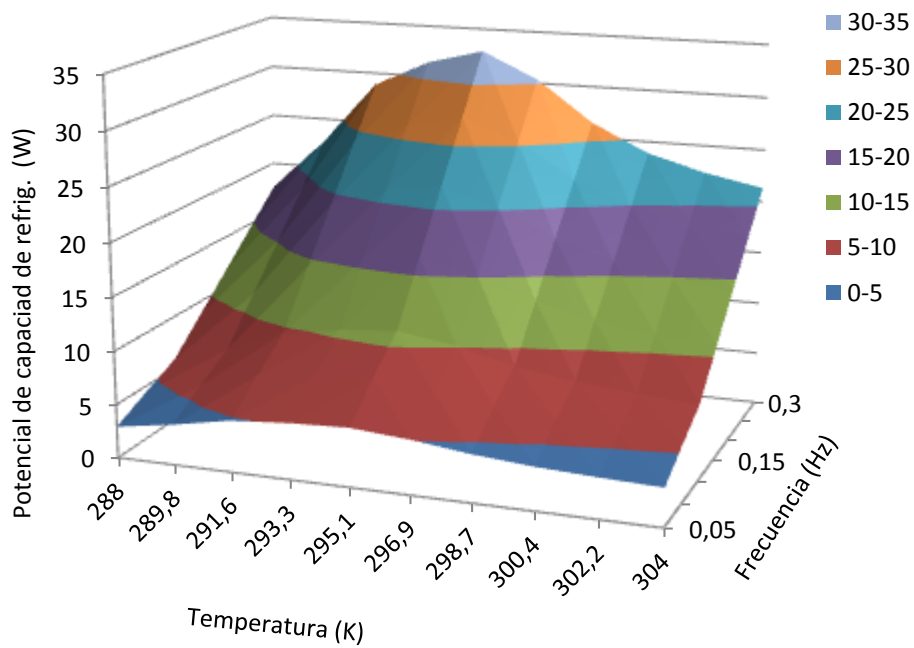


Fig. 4.7. Potencial de capacidad de refrigeración del refrigerador en función de la frecuencia.

La energía disponible por ciclo de operación del refrigerador se representa en la gráfica de la Fig. 4.8. La energía máxima disponible se centra en las proximidades de la temperatura de Curie, alcanzando los 107 J/ciclo.

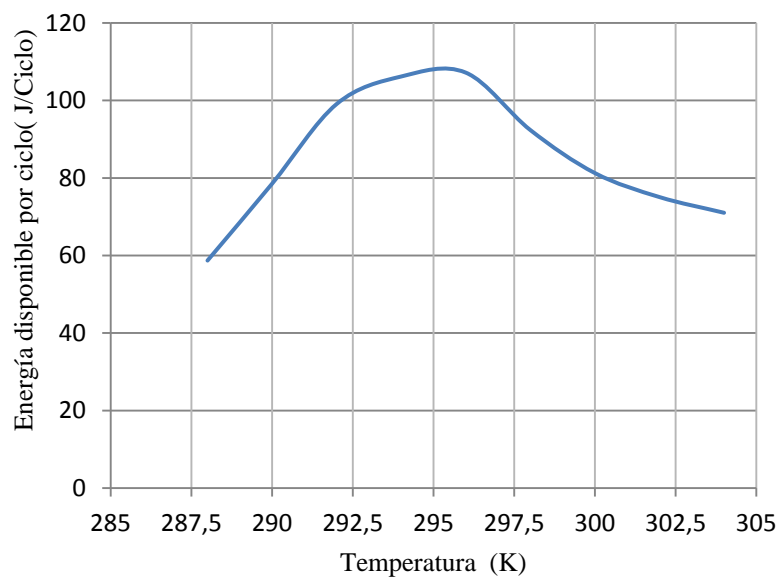


Fig. 4.8. Energía máxima disponible del refrigerador por ciclo de operación.

#### **4.4.2 Análisis numérico de la transferencia de calor en el AMR**

Los modelos matemáticos para los sistemas AMR se han desarrollado a lo largo de los años, con el objetivo de describir de forma analítica o numérica, el comportamiento térmico en función del tiempo y para unas condiciones de contorno dadas. Se componen de un sistema de dos ecuaciones, una para el fluido y la otra para la matriz sólida del regenerador. Estas ecuaciones derivan de la expresión del balance de energía para cada fase. Para establecer un modelo matemático simple, se ha caracterizado, a modo de ejemplo, uno de los regeneradores del AMR por el diámetro hidráulico y la porosidad, y se han asumido las siguientes consideraciones:

- No se producen pérdidas de calor por transmisión entre la carcasa del AMR y el entorno.
- La velocidad del fluido se considera constante y uniforme.
- El flujo de fluido es paralelo a la dirección longitudinal del regenerador.
- Todas las conductividades térmicas son despreciadas.
- El calor generado por la fricción entre el fluido y el sólido se desprecia.
- El fluido se considera incompresible y con propiedades físicas constantes.
- No se tienen en cuenta las pérdidas por histéresis del material magnetocalórico ni por corrientes de Foucault.
- La caída de presión entre la entrada y la salida del AMR es nula.

En la Fig. 4.9 se definen las dimensiones del regenerador del AMR usadas para determinar el diámetro hidráulico y la porosidad, y en la tabla 4.3 se presentan los valores de los parámetros.

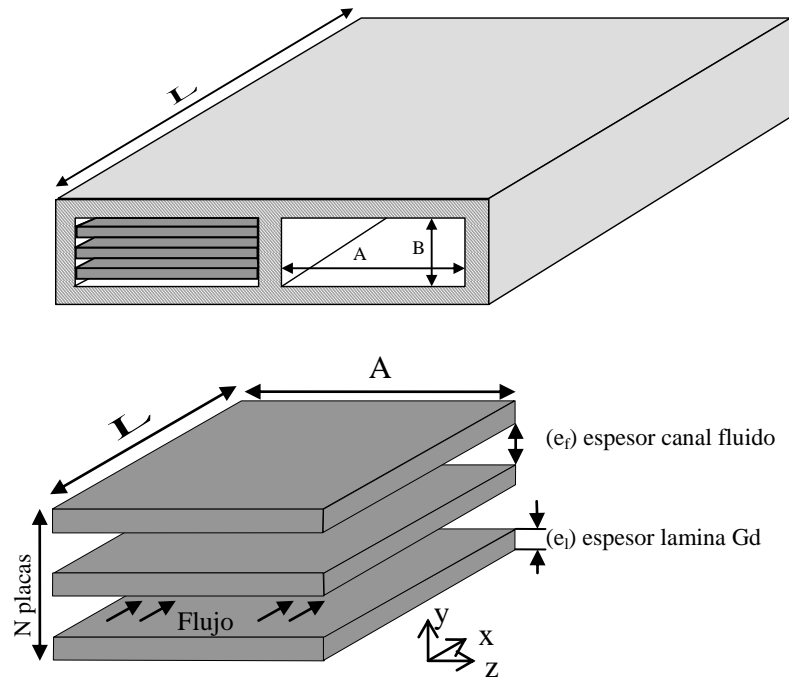


Fig. 4.9. Definición las dimensiones del regenerador del AMR usadas para determinar el diámetro hidráulico y la porosidad.

Tabla 4.3. Valores de los parámetros para caracterizar el AMR.

Parámetro, símbolo (unidad)	Valor
Dimensiones interiores del AMR	
Ancho x alto x largo: $A \times B \times L$ (m)	0,04 x 0,0025 x 0,2
Espesor canal fluido, $e_f$ (mm)	0,25
Espesor lámina Gd, $e_l$ (mm)	0,5
Nº de placas “cada paquete”, $N$ (-)	3
Nº de placas “cada regenerador” (-)	15
Masa de refrigerante cada reg., $M_r$ (kg)	0,09
Área de transferencia, $A_t$ (m <sup>2</sup> )	0,048
Factor de porosidad, $\Psi$ (-)	0,4

La porosidad se define como el área de flujo (área entre placas) dividido por el área total, y se puede expresar como sigue:



$$\Psi = \frac{(N + 1) \cdot e_f}{N \cdot e_l + (N + 1) \cdot e_f} = 0,4 \quad (4.7)$$

La separación entre placas y la separación entre placas y carcasa del AMR tienen la misma magnitud, por lo que  $e_f$  entre placas y  $e_f$  entre placas y carcasa son iguales.

El diámetro hidráulico ( $D_h$ ) entre placas es definido como cuatro veces el área de flujo entre placas dividido por el perímetro mojado.

$$D_h = \frac{4 \cdot A \cdot e_f}{2 \cdot e_f + 2 \cdot A} \quad (4.8)$$

Como  $A \gg e_f$  se puede expresar el diámetro hidráulico entre placas como sigue:

$$D_h = 2 \cdot e_f = 5 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (4.9)$$

Siguiendo las anteriores consideraciones, la ecuación de conservación de energía aplicada al fluido de transferencia de calor por unidad de longitud del regenerador se puede escribir como sigue:

$$\dot{m} \cdot c_{p,F} \cdot \frac{\partial T_F}{\partial x} + \rho \cdot c_{p,F} \cdot A \cdot B \cdot \psi \cdot \frac{\partial T_F}{\partial t} + h_F \cdot \frac{A_l}{L} \cdot (T_F - T_s) = 0 \quad (4.10)$$

Por otra parte, la ecuación de conservación de energía por unidad de longitud del regenerador aplicada al material magnetocalórico se puede escribir:

$$\rho_s \cdot c_{p,r}(T, H) \cdot A \cdot B \cdot (1 - \Psi) \cdot \frac{\partial T_r}{\partial t} + h_F \cdot \frac{A_l}{L} \cdot (T_r - T_F) - \dot{Q}_{MCE} = 0 \quad (4.11)$$

Donde los subíndices  $r$  y  $F$  están relacionados respectivamente con el material refrigerante magnetocalórico y con el fluido de transferencia de calor,  $c_p$  es el calor específico,  $t$  es el tiempo,  $x$  es la posición,  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor,

$A_I$  es el área de transferencia de calor entre el fluido y las láminas de Gd y  $\rho$  es la densidad.

$\dot{Q}_{MCE}$  es el calor rechazado o absorbido por el material magnetocalórico cuando el regenerador es magnetizado o desmagnetizado, y es positivo durante la magnetización y negativo durante la desmagnetización.

$$\dot{Q}_{MCE} = \frac{f}{2} \cdot (1 - \Psi) \cdot A \cdot B \cdot \rho_s \cdot \Delta T_{ad}(T, \Delta H) \cdot c_{p,r}(T, H) \quad (4.12)$$

Las dos ecuaciones anteriores están unidas por el término convectivo, y el coeficiente de transferencia de calor  $h$  depende del fluido y de la geometría del regenerador. El valor del coeficiente de transferencia de calor puede ser calculado usando la correlación:

$$h_F = \frac{Nu \cdot k_F}{D_h} \quad (4.13)$$

donde  $Nu$  es el número de Nusselt,  $k_F$  es la conductividad térmica del fluido y  $D_h$  el diámetro hidráulico.

Varios autores han establecido correlaciones Nusselt-Reynolds, por lo que la decisión o elección de la más correcta, dada una situación, puede ser difícil. Una correlación específica para el flujo en mini y micro intercambiadores en función de la posición  $x$ , se puede obtener por la combinación de una relación de Bavière et al., (2006) y Shah y Londres (1978) para un determinado flujo mediante el diámetro hidráulico, el número de Reynolds (Re) y el número de Prandtl (Pr)

$$Nu = \left[ \left( 0,41 \left( \frac{x}{D_h \mathbf{Re} \mathbf{Pr}} \right)^{-\frac{1}{2}} \right)^2 + \Phi^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.14)$$

$$\Phi = 8,235 \left( 1 - 2,0421 \frac{a}{b} + 3,0853 \left( \frac{a}{b} \right)^2 - 2,4765 \left( \frac{a}{b} \right)^3 + 1,0578 \left( \frac{a}{b} \right)^4 - 0,1861 \left( \frac{a}{b} \right)^5 \right)$$

donde  $a$  y  $b$  son la altura y el ancho respectivamente del canal de flujo entre placas, y  $x$  es positiva en la dirección del flujo. El número de Reynolds y el número de Prandtl se definen como:

$$\mathbf{Re} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu_F} \quad (4.15)$$

$$\mathbf{Pr} = \frac{c_p \cdot \mu_F}{k_F} \quad (4.16)$$

El sistema de ecuaciones dado por la ecuación 4.10 y ecuación 4.11 se puede resolver por elementos finitos y es necesario establecer condiciones de contorno y condiciones iniciales del sistema. Se pueden consultar varios trabajos acerca de análisis numéricos y simulaciones de sistemas AMR más complejos que el descrito aquí (Aprea et al., 2010; Nielsen et al., 2011; Rosario and Rahman, 2011; Silva et al., 2012; Vuarnoz et al., 2010). En estos trabajos, los autores discuten en detalle el modelo numérico, la implementación del efecto magnetocalórico, la transferencia de calor y las pérdidas asociadas al sistema tales como la histéresis y la conducción axial en el sólido.

#### **4.4.3 Pérdida de carga en el regenerador**

El contacto del fluido con las placas de Gd, el rozamiento entre las capas del fluido en el régimen laminar y el rozamiento de las partículas de fluido entre sí, origina pérdidas de energía hidráulica o pérdida de presión del flujo a través de los regeneradores. Las pérdidas de presión en un conducto son función del factor de fricción, la longitud y el diámetro hidráulico del mismo, así como de la velocidad del fluido. Estas se calculan por medio de la fórmula de Darcy:

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot f_f \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot D_h} \quad (4.17)$$

Donde  $v$  es la velocidad media del fluido entre placas,  $f_f$  es el factor de fricción,  $\rho$  la densidad del fluido y  $D_h$  el diámetro hidráulico. El factor de fricción para flujo laminar entre placas paralelas es función del número de Reynold e igual a:

$$f_f = \frac{96}{\text{Re}} \quad (4.18)$$

Despreciando la pérdida de presión a través de las tuberías y del intercambiador de calor de foco caliente, la potencia teórica de bombeo se puede estimar como sigue:

$$\dot{W}_{bb} = \dot{m} \cdot \frac{\Delta P}{\rho} \cdot \frac{1}{\eta_{bb}} \quad (4.19)$$

donde  $\eta_{bb}$  es la eficiencia de la bomba y  $\dot{m}$  el caudal másico bombeado. La potencia de bombeo, según los valores numéricos, es generalmente despreciable comparado con la potencia total requerida por el sistema de refrigeración magnética. Cabe destacar que en pruebas experimentales, la pérdida de presión fue mucho mayor que los valores numéricos obtenidos aplicando la ecuación 4.19. Se piensa que esto puede ser debido al empaquetamiento manual de las láminas de Gd, provocando un flujo no uniforme y con restricciones de sección de paso.

#### **4.4.4 Caudal másico a transferir**

El caudal másico bombeado de fluido de transferencia de calor está directamente relacionado con el factor de utilización del AMR. El factor de utilización desempeña un rol fundamental en el comportamiento del ciclo AMR y representa la relación entre la capacidad térmica del fluido bombeado a través del regenerador y la capacidad térmica del material magnetocalórico activo, y se define como sigue:

$$U_F = \frac{\dot{m} \cdot c_{p,F}}{M_r \cdot c_{p,r(H=0)}} \tau \quad (4.20)$$

en donde  $\dot{m}$  es el caudal másico de FTC a través del regenerador,  $c_{p,F}$  el calor específico del FTC,  $\tau$  es el tiempo para el intercambio de calor,  $M_r$  es la masa de material magnetocalórico activo y  $c_{p,r}$  el calor específico en estado desmagnetizado a la temperatura de Curie. Para el Gd comercial el valor de  $c_{p,r}$  tomado fue 371 J/ kg K.

Fijando el valor de  $\tau$  para un determinado valor de  $U_F$  se determina el caudal másico necesario para la transferencia de calor. La Fig. 4.10 muestra la relación entre el factor de utilización y el flujo de masa bombeado a través del AMR para diferentes valores de  $\tau$ , donde se puede observar su linealidad, dado que la variación de los calores específicos con la temperatura es despreciable.

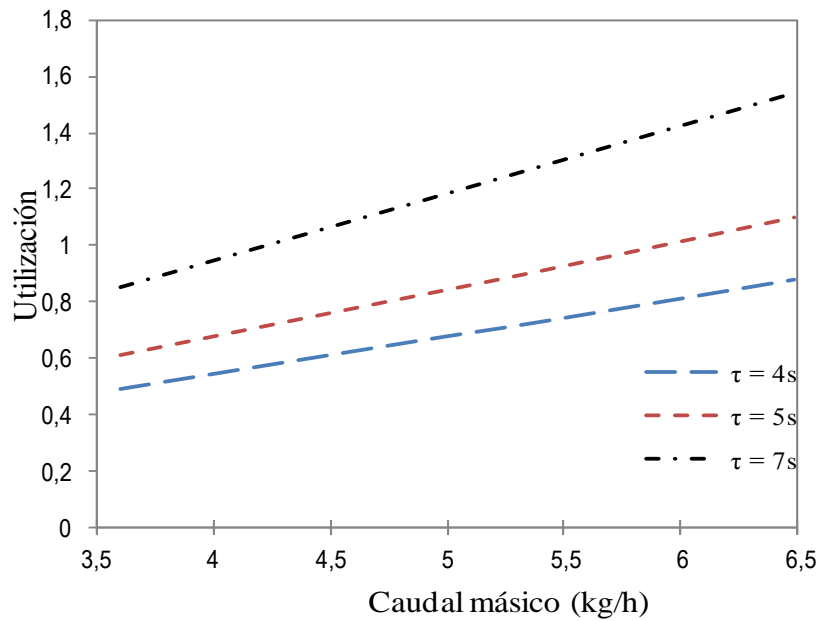


Fig. 4.10. Relación entre el factor de utilización y el caudal másico bombeado.

Para valores de  $\tau$  menores, lo que implica frecuencias de operación mayores, se requieren caudales másicos de FTC mayores para mantener un factor de utilización igual. En estos casos la degradación irreversible de energía mecánica en calor, a consecuencia de la disipación viscosa, puede tener un gran impacto en los resultados térmicos del AMR.

Otro parámetro importante en la operación del regenerador, es la relación del volumen de fluido desplazado durante un periodo de flujo, con relación al volumen total ocupado por el fluido en el regenerador,

$$V^* = \frac{\dot{m}}{\rho_F \cdot A \cdot B \cdot L \cdot \psi} \cdot \tau \quad (4.21)$$

En la Fig. 4.11 se representa la relación de volumen de fluido desplazado ( $V^*$ ), en función del caudal másico de fluido de transferencia de calor, para diferentes valores de  $\tau$ .

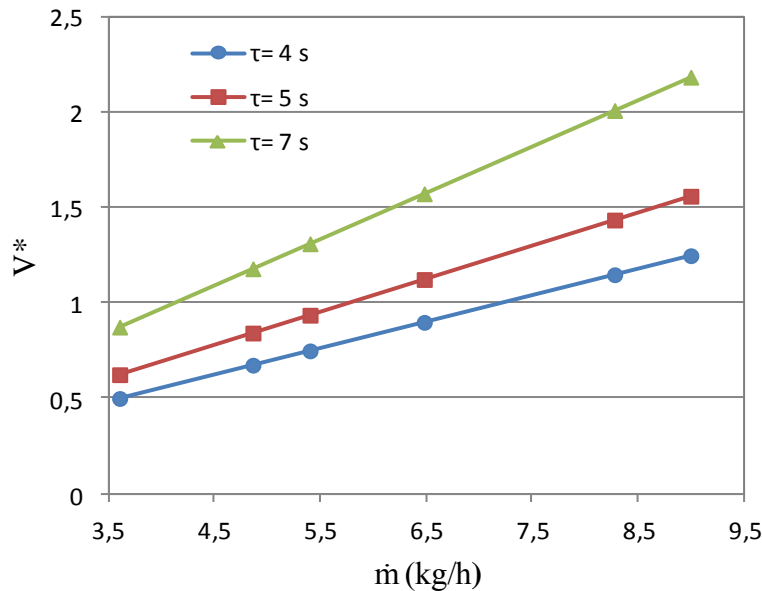


Fig. 4.11. Relación de volumen de fluido desplazado ( $V^*$ ), en función del caudal másico de fluido de transferencia de calor, para diferentes valores de  $\tau$ .

#### 4.4.5 Campo magnético: Simulación y análisis de resultados experimentales

El campo magnético es generado por imanes permanentes de  $\text{Nd}_2\text{Fe}_{14}\text{B}$  de calidad N42 (Producto energético  $(B \times H)_{\text{max}} 318\text{-}334 \text{ kJ/m}^3$ ), ensamblados en disposición simple, como se ilustra en la Fig. 4.12. Como conductor de las líneas de flujo magnético se utiliza material magnético blando bajo una estructura magnética en forma de “C”. La estructura y el ensamblaje de imanes, cuyo peso aproximado es de 29 kg se muestra en la Fig. 4.13.



Fig. 4.12. Disposición del ensamblaje simple de imanes permanentes.

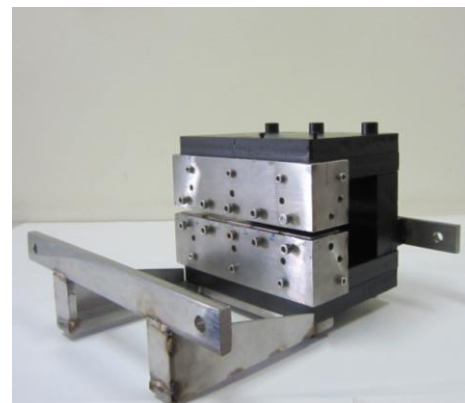
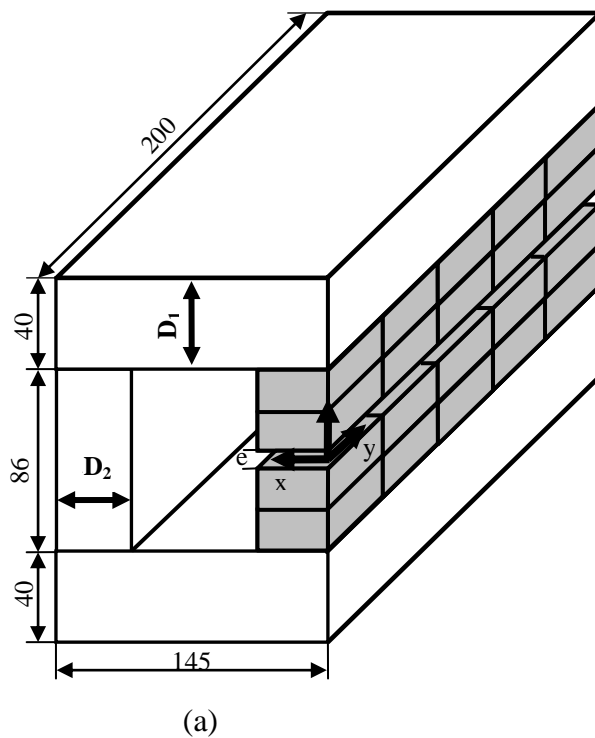


Fig. 4.13. (a) Geometría y dimensiones (mm) de la estructura magnética, (b) fotografía de la estructura magnética.

Cada imán del ensamblaje tiene unas dimensiones de 40 x 40 x 20 mm. El número de imanes utilizados es de 20, con un peso total de 4,86 kg y un volumen de 640 cm<sup>3</sup>. El campo magnético es concentrado en un volumen de 48 cm<sup>3</sup>, determinado por un área de 40 x 200 mm y una altura de entrehierro de 6 mm.

Mediante la aplicación magneto estática de la herramienta de simulación Flux 2D, se realizó la simulación numérica por elementos finitos y se determinó la posibilidad de optimizar la estructura magnética. En la Fig. 4.14, se representa la discretización de la estructura magnética mediante la generación de malla y en la Fig. 4.15, la cartografía de inducciones de la estructura magnética en 2D, mediante la simulación con el software Flux 2D. Las simulaciones numéricas se basan en las ecuaciones de Maxwell. La Fig. 4.16, muestra los resultados experimentales y numéricos del campo magnético en la dirección del eje X, obtenidos en diversos puntos del entrehierro a lo largo del eje Y. El campo magnético fue medido con un gaussímetro (modelo LakeShore 410), con una precisión de  $\pm 2\%$  de la lectura. Como se puede ver el Fig. 4.16, el campo magnético es relativamente uniforme y simétrico, y su valor más alto es de 1015 mT. La inducción magnética a lo largo de la orientación Y en el centro del entrehierro se muestra en la Fig. 4.17.

En la simulación, se analizó la influencia de la reducción de las dimensiones  $D_1$  y  $D_2$  del yugo (Fig. 4.13) sobre la inducción magnética, con el objetivo de reducir volumen y el peso del yugo sin que la inducción magnética fuera mermada. Con las dimensiones del yugo  $D_1$  y  $D_2$  reducidas a 30 mm respectivamente, los resultados de la simulación indican una reducción de la inducción magnética del 1 %, mientras que se consigue reducir el volumen del circuito magnético un 25 %.



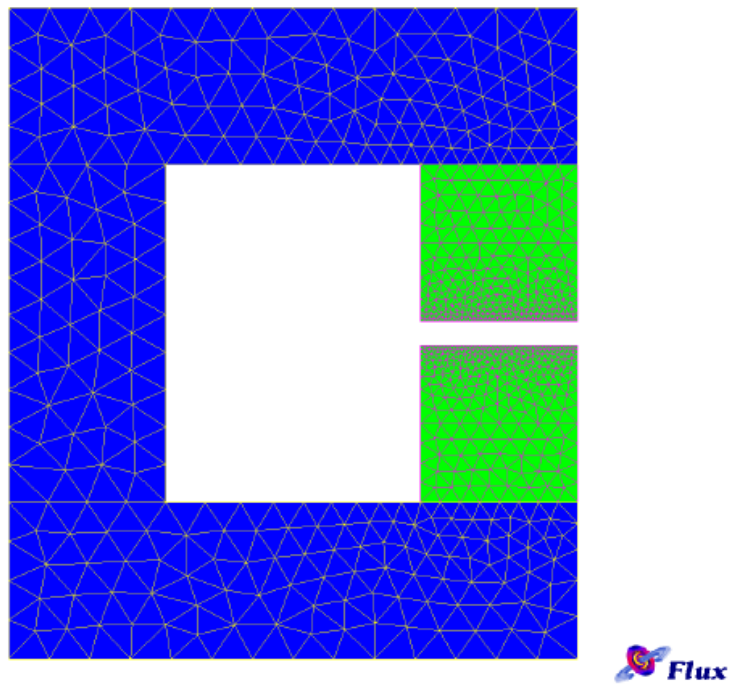


Fig. 4.14. Discretización de la estructura magnética en 2D mediante la generación de malla en Flux 2D.

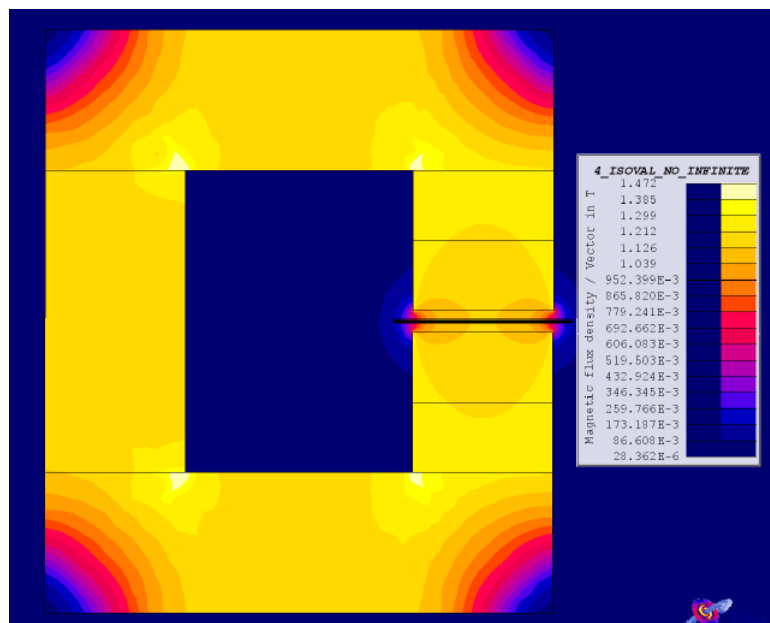


Fig. 4.15. Cartografía de inducciones de la estructura magnética en 2D.

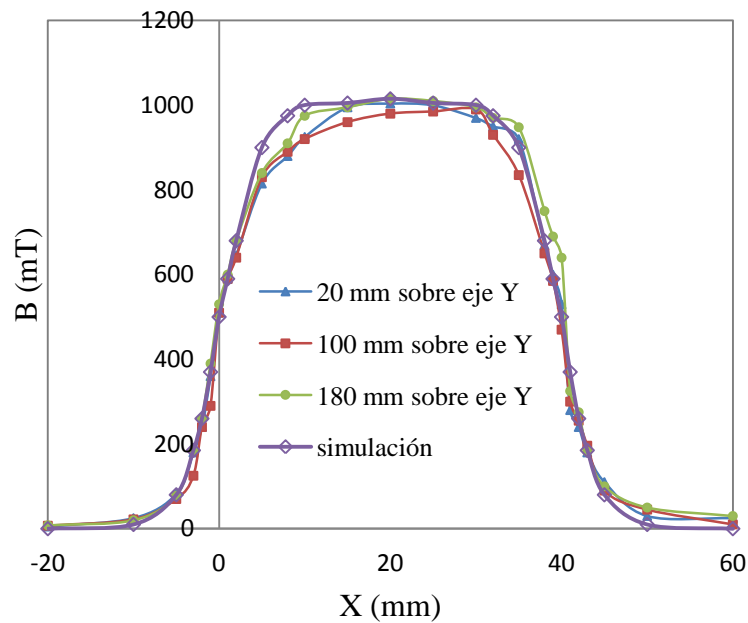


Fig. 4.16. Resultados experimentales y numéricos del campo magnético en función de las coordenadas X e Y.

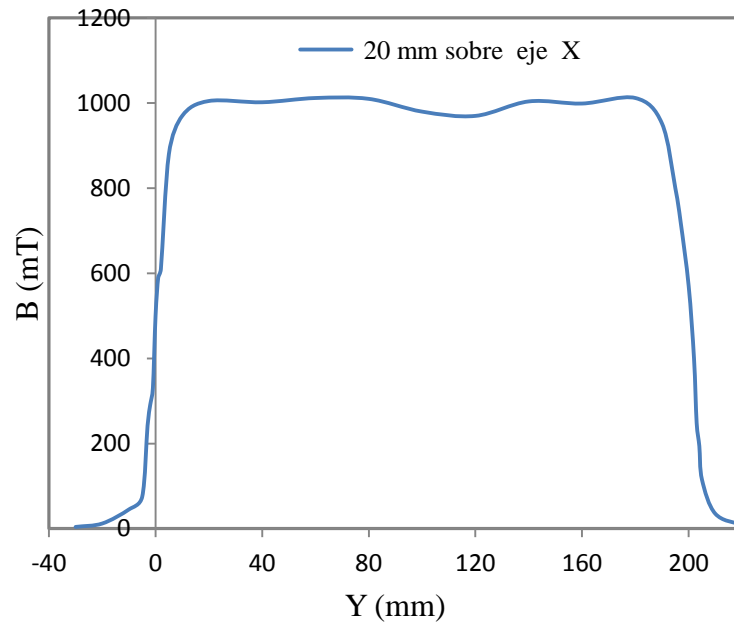


Fig. 4.17. Distribución del campo magnético a lo largo del eje de Y en el entrehierro de 6 mm de la estructura magnética

Recientemente, Bjørk et al., (2010b) propusieron un parámetro para evaluar estructuras magnéticas en los sistemas de refrigeración, la cual se define como:

$$\Lambda_{Cool} = (B_{Alto}^{2/3} - B_{Bajo}^{2/3}) \frac{V_{camp\_mag}}{V_{imanes}} P_{iman} \quad (4.22)$$

Donde  $V_{imanes}$  es el volumen de imanes,  $V_{camp\_mag}$  volumen de la región con alto campo magnético y  $P_{iman}$  es la fracción del ciclo AMR en el cual el material magnetocalórico se ubica dentro del volumen de alta densidad de flujo,  $B_{Alto}^{2/3}$  es el promedio del campo magnético en la región de alto campo magnético y  $B_{Bajo}^{2/3}$  es el promedio del campo magnético cuando el material magnetocalórico se ha desmagnetizado. El parámetro  $P_{iman}$  está directamente relacionado con la configuración del refrigerador.

Aplicando la Ec. 4.22, con el parámetro  $P_{iman}$  igual 0,93 debido al rápido movimiento del AMR y la corta distancia entre regeneradores, el valor del rendimiento  $\Lambda_{cool}$  de la estructura magnética es 0,07, el cual alcanza un valor intermedio respecto a las estructuras magnéticas evaluadas por Bjørk et al., (2010b). Sin embargo, la ventaja de este diseño en forma de C, es la obtención de intensidades de campo medias de forma simple y económica, comparado con otras estructuras que permiten mayor intensidad de campo pero también requieren mayor complejidad y coste económico.

#### **4.5 Diseño del sistema hidráulico**

Para el funcionamiento básico del refrigerador, sólo dos válvulas de dos posiciones y tres vías convenientemente comandadas y una bomba alternativa de diafragma, son necesarias para el funcionamiento del sistema hidráulico de bombeo de FTC entre intercambiadores. Sin embargo, debido a ensayos experimentales, fue necesario su modificación e introducir una serie de componentes en función del ensayo a realizar, tales como:

- Un circuito de by-pass en el intercambiador de calor de foco frío, para permitir la toma de datos necesarios para el test sin carga, introduciendo un tanque de compensación comunicado con la aspiración de la bomba.
- Recipiente adiabático de 125 cm<sup>3</sup> para acumulación de FTC y la ubicación de la resistencia eléctrica encargada de aportar la carga térmica en las pruebas con carga.

El diseño del sistema hidráulico, junto con el AMR doble, permite la circulación de FTC a través del material magnetocalórico de forma continua en un ciclo de trabajo completo, obteniendo un enfriamiento continuo en el intercambiador de calor de foco

frío. En los regeneradores del AMR y en el intercambiador de calor de foco caliente, el flujo de FTC es bidireccional, mientras que en el intercambiador de calor de foco frío es unidireccional. Para garantizar el mismo tiempo de circulación de FTC y las mismas pérdidas de presión en de cada ciclo de trabajo de los regeneradores, las tuberías fueron montadas con la misma longitud. El volumen de FTC medido en cada regenerador es de  $7,5 \text{ cm}^3$ . El volumen muerto entre cada regenerador e intercambiador de calor de foco caliente es  $1,5 \text{ cm}^3$  y entre cada regenerador y el intercambiador de calor de foco frío es de  $2 \text{ cm}^3$ .

#### **4.6 Sistema de compensación de fuerzas**

Como se ha descrito, para reducir el consumo de energía eléctrica necesaria para el desplazamiento del refrigerante magnetocalórico en el sistema, e incrementar la eficiencia de la máquina, el AMR está compuesto por dos partes separadas, constituyendo cada parte un regenerador independiente, como se muestra en las figuras 4.2 y 4.3. Así, cuando el regenerador A es desmagnetizado, el regenerador B es simultáneamente magnetizado. Además, gracias a la corta distancia entre regeneradores, la fuerza necesaria para el desplazamiento es reducida, debido a la fuerza de interacción con el campo magnético del regenerador a magnetizar. La distancia de separación entre regeneradores es limitada a 15 mm, debido a requerimientos de construcción y de garantizar la no interacción del campo magnético con el regenerador que se halla en el semiciclo correspondiente a la fase de enfriamiento. También, con el objetivo de reducir las fuerzas de desplazamiento, a cada lado de los extremos del AMR se han colocado unos imanes sujetos a la estructura del AMR, como se muestra de forma esquemática en la Fig. 4.18. Estos imanes (4b), son desplazados conjuntamente con el AMR sobre una guía de desplazamiento de acero inoxidable (3), en el proceso de magnetizar y desmagnetizar los regeneradores, y están dispuestos para trabajar a repulsión con los imanes colocados fijos (4a) al chasis de acero inoxidable (6). De esta manera, cuando el AMR es desplazado para magnetizar uno de sus regeneradores y desmagnetizar el otro (en el caso de la Fig. 4.18 magnetizar regenerador B y desmagnetizar A), los imanes colocados a repulsión, cuyo entrehierro ha sido reducido como consecuencia del anterior movimiento del AMR, contribuyen a reducir la fuerza necesaria para el desplazamiento. Los imanes elegidos para la compensación de las fuerzas magnéticas

del AMR corresponden a imanes con estructura en forma de anillo, como se muestra en la figura 4.1 y 4.18. Todas las fuerzas que interaccionan en el sistema de desplazamiento están sujetas a fuerzas inerciales y algunas veces de fricción, debido a la velocidad del desplazamiento de la AMR, por lo que las fuerzas involucradas son función de la distancia  $l$ , velocidad ( $dl/dt$ ) y la fricción. La fuerza total de atracción desarrollada por el regenerador es una magnitud vectorial, de manera que en equilibrio dinámico la cantidad total de las fuerzas es cero, y se expresa como sigue:

$$\vec{F}_{RC} + \vec{F}_{AMR} + \vec{F}_N = 0 \quad (4.22)$$

donde  $\vec{F}_{RC}$  son las fuerzas repulsivas de compensación,  $\vec{F}_{AMR}$  es la fuerza magnética desarrollada por el AMR al interactuar con el campo magnético, y  $\vec{F}_N$  es la fuerza de control ejercida por el actuador de desplazamiento, la cual es la fuerza externa neta aplicada.

El trabajo instantáneo  $dW$  realizado a lo largo del desplazamiento  $l$  es:

$$dW = \vec{F}_N \cdot d\vec{l} \quad (4.23)$$

Por lo tanto el trabajo total requerido a lo largo del recorrido de desplazamiento se define como:

$$W = \int_0^{55mm} \vec{F}_N \cdot d\vec{l} \quad (4.24)$$

Dado que  $F_N$  es variable en el tiempo a lo largo de la distancia de desplazamiento  $l$ , su determinación se ha realizado a través de ensayos experimentales.

En cualquier caso, no es posible desarrollar una estructura magnética capaz de compensar las fuerzas del AMR a lo largo de un alto porcentaje de la carrera de desplazamiento. El análisis numérico de las fuerzas que interaccionan en el sistema es complejo, teniendo en cuenta que las fuerzas de repulsión bajo las cuales trabajan los imanes de compensación son una fracción no lineal de la fuerza de atracción, y

dependen en gran medida del ambiente y las perturbaciones del campo dinámico originados por el cambio de posición con respecto a la estructura de yugo, ya que los imanes de compensación se mueven con el AMR. Por este motivo, la estimación del tamaño de imanes de compensación se basa en pruebas experimentales, de tal manera que con la colocación variable de masa magnética o variando el entrehierro, las fuerzas de compensación generadas por los imanes (4) pueden ser ajustadas de modo que el trabajo desarrollado para el desplazamiento del AMR puede reducirse.

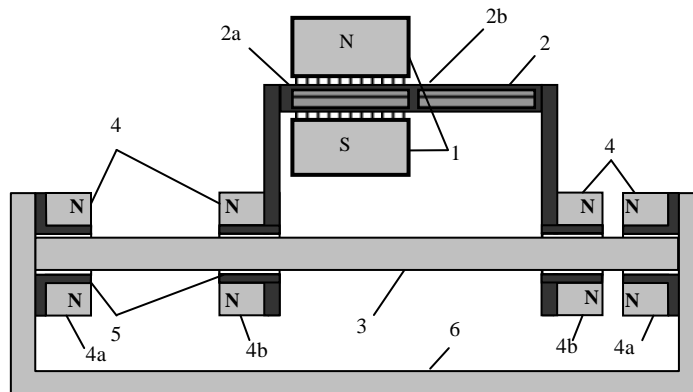


Fig. 4.18. Estructura básica del sistema de compensación de fuerzas: (1) imanes estáticos para el MCE, (2) AMR móvil, (2a) regenerador A, (2b) regenerador B, (3) guía de desplazamiento AMR, (4) imanes de compensación de fuerzas de tipo anillo; (4a) estático y (4b) móvil, (5) casquillos, (6) chasis de acero inoxidable.

#### **4.7 Diseño del sistema de control**

El sistema de control para el modo de funcionamiento experimental está basado en un controlador lógico programable (PLC) comercial TSX Micro y el software PL7 del grupo Schneider. La velocidad y aceleración de desplazamiento del AMR, así como la carrera, es fijada por un controlador programable independiente, pudiendo ser ajustada según requerimientos del proceso. Este controlador genera una señal al PLC que indica el momento en el cual se alcanza la posición final ordenada. El PLC se emplea para establecer los tiempos de magnetización/desmagnetización, y para controlar las válvulas

de dos posiciones tres vías, de forma que el FTC circula por los dos regeneradores siguiendo los criterios preestablecidos para el funcionamiento del ciclo AMR doble. Los comandos de conmutación de las válvulas y en consecuencia, la inversión de la dirección de flujo, se realiza en el centro de la distancia entre los dos regeneradores, como se puede observar en la Fig. 4.4. Para determinar la posición central entre los dos regeneradores, el PLC calcula el tiempo empleado en el movimiento del AMR y registra la orden para invertir la dirección de flujo. El lenguaje de programación utilizado es el SFC (sequential function chart), el cual permite describir de una manera simple y gráfica la parte del sistema secuencial de control. En la Fig. 4.19 se representa sistema de control en línea y adquisición de datos.

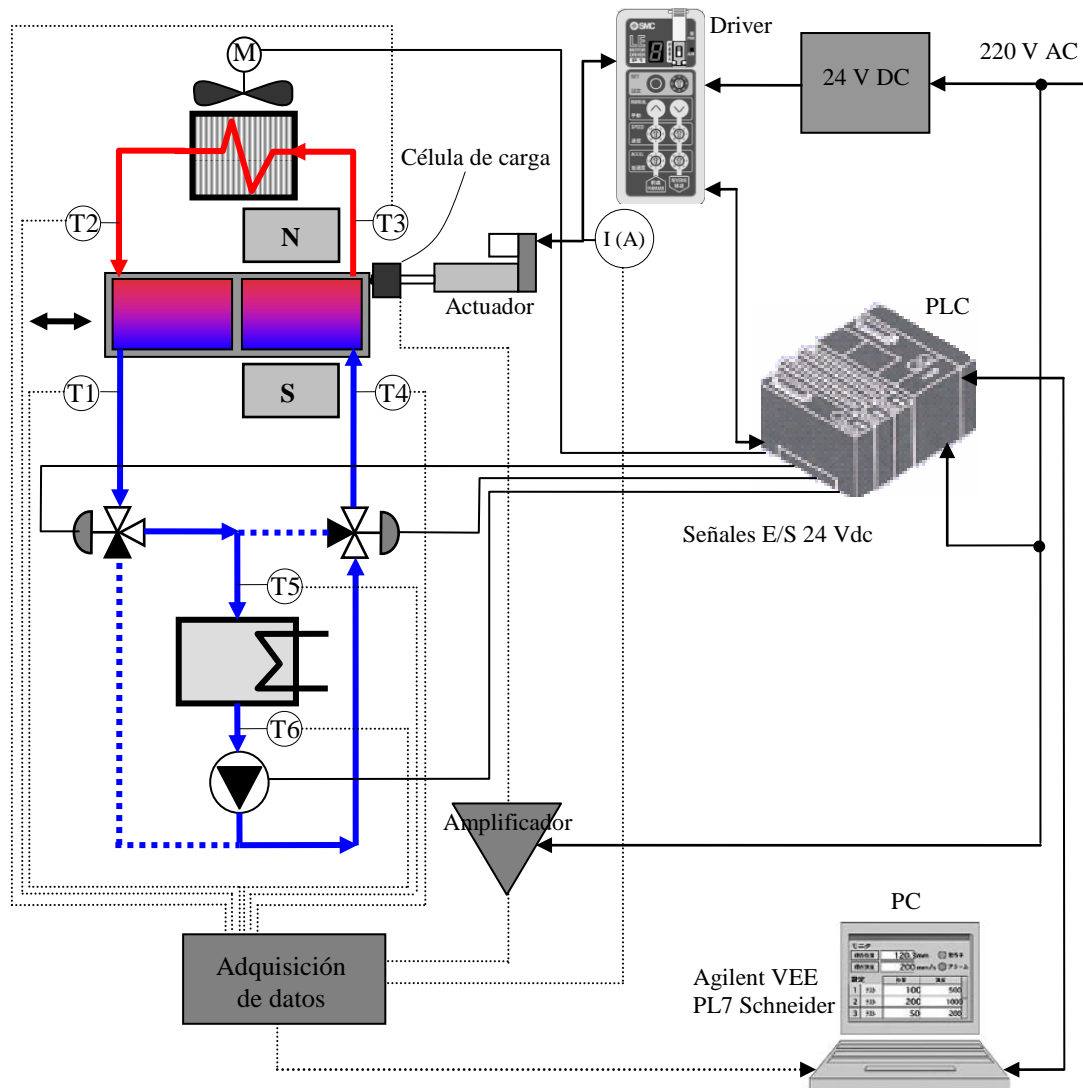


Fig. 4.19. Representación del sistema de adquisición de datos y del control en línea.

## **4.8 Instrumentación**

Los instrumentos de medición y adquisición de datos implantados en el prototipo, tienen como objetivo recopilar la información necesaria para caracterizar el rendimiento del mismo, bajo diferentes condiciones de operación. Más específicamente, determinar la diferencia de temperatura entre focos y el perfil de temperaturas, frecuencia de operación, potencia de refrigeración, fuerza de desplazamiento aplicada al AMR y consumo de energía.

La medición y registro de temperaturas se realiza con dos termómetros PTE-T390, con cuatro canales de medida cada uno, y equipados con sondas termopar tipo K con una resolución de 0,1 K. El emplazamiento de los termopares se muestra en la Fig. 4.19 junto con la representación del sistema de adquisición de datos y control en línea. Los termómetros disponen de datalogger extraíble, los cuales permite la transferencia de los datos a un PC para su posterior procesamiento y análisis. En la Fig. 4.20 se muestra una fotografía tomada durante la medición y registro de temperaturas.

Una célula de carga (*Interface* modelo LBM 25) ubicada en la cabeza del vástago del cilindro eléctrico y una tarjeta de adquisición de datos (Data Translation DT3000), junto con software Agilent VEE Pro 4.0 permiten acondicionar y registrar la señal de la fuerza de desplazamiento y carga necesarios para la magnetización/desmagnetización del AMR.

El control y la alimentación de la bomba de FTC, las dos electroválvulas y el ventilador del intercambiador de calor del foco caliente, se realiza con el PLC. Los subsistemas mencionados, incorporan equipos de medida que permiten visualizar su consumo de forma independiente para poder evaluar su influencia en el consumo global de energía.



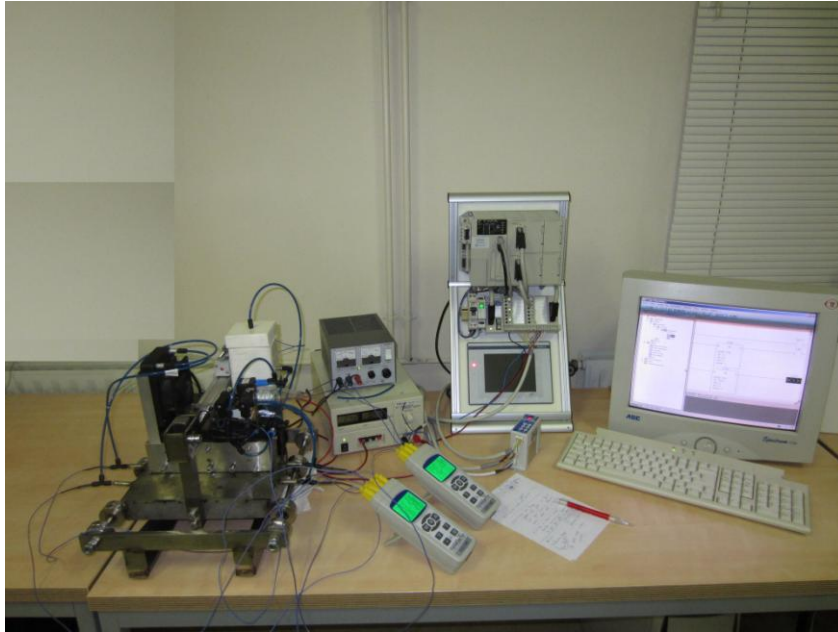


Fig. 4.20. Fotografía durante la medición y registro de temperaturas.

#### **4.9 Metodología experimental**

Con el fin de evaluar experimentalmente los parámetros de operación de la máquina, la carga térmica en el intercambiador de calor del foco frío fue calculada como producto de la corriente eléctrica y voltaje aplicado a una resistencia eléctrica introducida en el interior del recipiente adiabático. La capacidad de enfriamiento fue asumida igual a la carga térmica aplicada después de que la máquina alcanzase la condición de estado estacionario. Las pruebas fueron realizadas en un recinto climatizado con control de la temperatura ambiente cuyo set-point es 296 K. Como fuente caliente para el rechazo de calor en el intercambiador de calor del foco caliente, se utilizaron dos medios: el propio aire del recinto climatizado, impulsado con un ventilador, y un recipiente con agua a 296 K, dotado de control de temperatura, en donde se sumerge el intercambiador de calor del foco caliente.

La máquina fue probada con y sin carga térmica en el intercambiador de calor de foco frío, para diferentes factores de utilización y tiempos de semiciclo, obteniendo de esta manera, la curva característica de la máquina. La curva característica se define por  $\Delta T_{span}$  versus  $\dot{W}_{ref}$ , siendo  $\Delta T_{span}$  la diferencia de temperatura alcanzada entre la fuente fría y caliente y  $\dot{W}_{ref}$  la capacidad de refrigeración en el foco frío. Los puntos más importantes de la curva característica son: el máximo  $\Delta T_{span}$  alcanzable sin carga

térmica aplicada, y la capacidad de refrigeración máxima alcanzable con  $\Delta T_{span}$  próximo a cero.

Para evaluar y demostrar la reducción de fuerzas necesarias para el desplazamiento del material magnetocalórico con el sistema propuesto, la fuerza requerida para el desplazamiento del AMR doble fue medida directamente y comparada con la fuerza necesaria para desplazar un solo AMR de forma estándar, bajo las mismas condiciones de operación. La célula de carga utilizada en las mediciones fue previamente calibrada, obteniendo un error de medida del 0,2 %. En la Fig. 4.21 se muestra una fotografía tomada durante las pruebas de medición de la fuerza necesaria para el desplazamiento del AMR, donde se puede observar la ubicación de la célula de carga en el cilindro eléctrico.



Fig. 4.21. Fotografía tomada durante las pruebas de medición y adquisición de datos de la fuerza necesaria para el desplazamiento del AMR.

## Capítulo 5

### Análisis de resultados y discusión

#### 5.1 Introducción

En este capítulo se reportan los resultados y análisis de los ensayos experimentales para obtener la curva característica del prototipo, la fuerza necesaria para el desplazamiento del AMR y el consumo de energía. El prototipo fue ensayado con y sin carga térmica aplicada en el intercambiador de calor de foco frío, para diferentes factores de utilización y tiempos de semiciclo. Las pruebas se centraron en tres tiempos de semiciclo de operación: 4, 5 y 7 s con un flujo másico variable entre 3,60 y 6,48 kg/h. Todas las pruebas fueron realizadas a una temperatura ambiente de 296 K.

#### 5.2 Test sin carga térmica

En la prueba sin aplicación de carga térmica, en la cual no hay transferencia de calor a la fuente fría, toda la energía suministrada por el MCE es utilizada para establecer el gradiente de temperatura a lo largo del AMR, a la vez que se vencen las cargas térmicas por transmisión de calor desde el ambiente al sistema a través de la carcasa del AMR y tuberías. Además también hay que vencer las cargas térmicas inherentes en la operación del ciclo AMR según los elementos dispuestos. Las válvulas solenoides para la inversión del flujo de FTC se calientan durante su actividad, y parte de este calor es absorbido por FTC a su paso por ellas, actuando por tanto como fuentes de calor y aportando una carga térmica adicional al sistema que contribuye a disminuir la diferencia de temperatura alcanzada entre focos. Así, la diferencia de temperatura más alta medida entre la fuente fría y caliente sin carga ( $\Delta T_{span}$ ) para las condiciones de operación probadas, como se muestra en la Fig. 5.1, fue 3,5 K con  $\tau = 5$  s y un caudal másico de 5,4 kg/h.

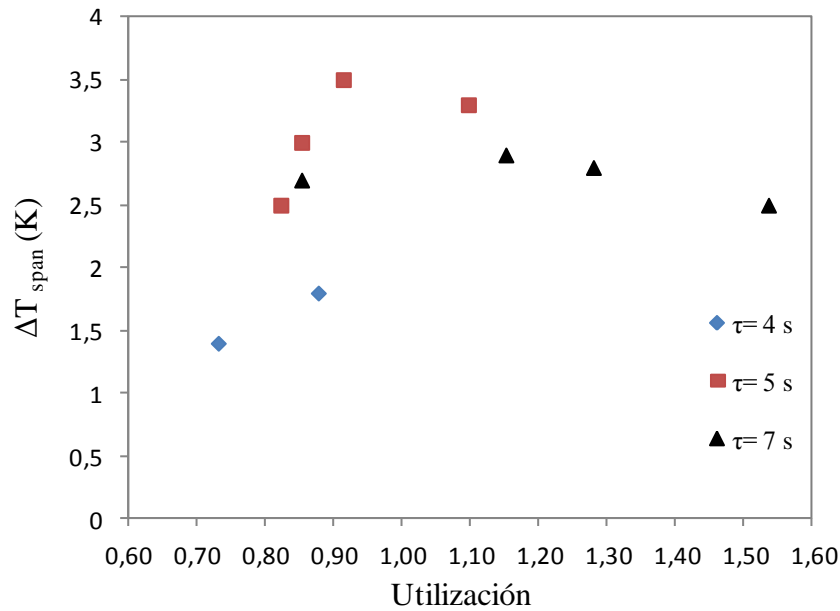


Fig. 5.1. Resultados experimentales de  $\Delta T_{\text{span}}$  obtenido en las pruebas sin carga como función de  $U_F$  para diferentes  $\tau$  de operación en una temperatura ambiente de 296 K.

Por otro lado, la máxima diferencia entre la temperatura media del extremo caliente y la temperatura media del extremo frío del AMR ( $\Delta T_{AMR}$ ) fue de 4,1 K. El parámetro  $\Delta T_{AMR}$  es calculado como sigue:

$$\Delta T_{AMR} = \bar{T}_{ext._C} - \bar{T}_{ext._F} \quad (5.1)$$

donde  $\bar{T}_{ext._C}$  y  $\bar{T}_{ext._F}$  son las temperaturas medias asociadas con el fluido a cada extremo del AMR durante los periodos de calentamiento y enfriamiento de los regeneradores en un ciclo de operación de la máquina, una vez logrado el régimen estacionario sin carga, las cuales están dadas por,

$$\bar{T}_{ext._C} = \frac{1}{2\tau_c} \left[ \int_0^{\tau_c} T2(t) dt + \int_0^{\tau_c} T3(t) dt \right] \quad (5.2)$$

$$\bar{T}_{ext._F} = \frac{1}{2\tau_c} \left[ \int_0^{\tau_c} T1(t) dt + \int_0^{\tau_c} T4(t) dt \right] \quad (5.3)$$

donde  $T1$ ,  $T2$ ,  $T3$  y  $T4$  son las temperaturas registradas en los extremos fríos y calientes del AMR asociadas al fluido, ver disposición de termopares en Fig. 4.3(b).

Los resultados experimentales sin carga también pueden ser evaluados en términos de comparación entre  $\Delta T_{AMR}$  y el cambio adiabático de temperatura del material magnético activo ( $\Delta T_{ad}$ ). De esta manera se establece el rendimiento del regenerador diseñado a través de la relación de regeneración, definida como:

$$\delta = \frac{\Delta T_{AMR}}{\Delta T_{ad}} \quad (5.4)$$

donde  $\Delta T_{ad}$  es el cambio de temperatura adiabático del material magnetocalórico activo utilizado en la temperatura ambiente del test, entre 0 T y el máximo campo magnético generado. De esta manera, se obtuvo un valor de la relación de regeneración de 1,7.

En la Fig. 5.2 se muestra el típico comportamiento transitorio de las temperaturas medidas en el fluido de trabajo en los extremos de AMR, durante una prueba sin carga térmica. Las medidas fueron realizadas con el HHEX sumergido en agua,  $\tau = 7$  s,  $\dot{m} = 6,48$  kg/h y una temperatura ambiente de 296 K.

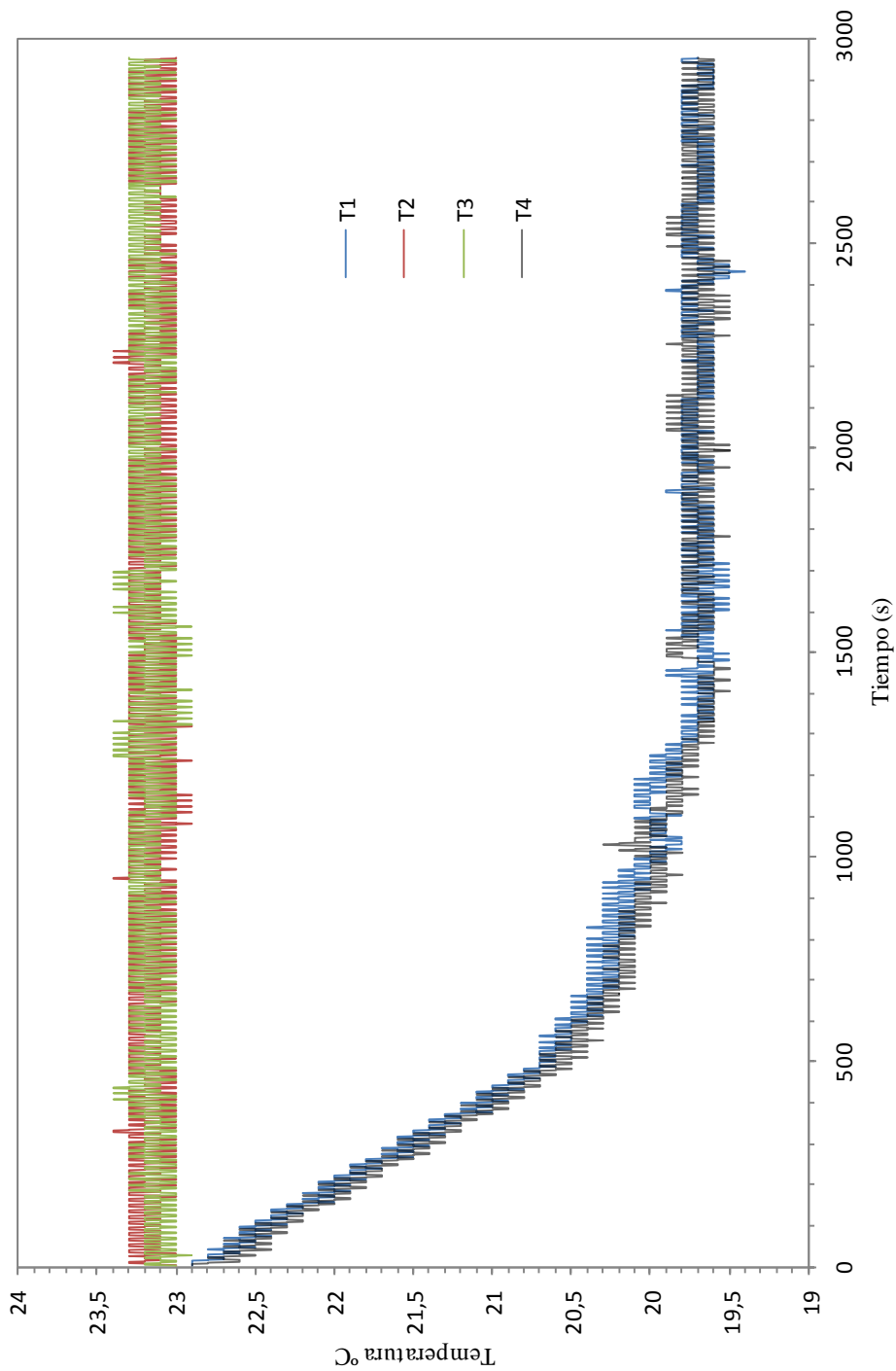


Fig. 5.2. Comportamiento transitorio típico de las temperaturas medidas en el fluido de trabajo en los extremos de AMR sin carga térmica en el sistema.

### 5.3. Test con carga térmica

En las pruebas con carga térmica aplicada en el CHEX y con  $\Delta T_{span}$  próximo a cero, toda la energía está disponible para realizar el efecto de refrigeración y vencer las pérdidas de operación inherentes del ciclo. La Fig. 5.3 muestra las curvas características del refrigerador ( $\Delta T_{span}$  versus  $\dot{W}_{ref}$ ) para dos tiempos de semiciclo,  $\tau = 5$  s y  $\tau = 7$  s y con caudal másico  $\dot{m} = 6,48$  kg/h, lo cual corresponde a un factor de utilización de 1,1 y 1,5 respectivamente. Como era predecible, la diferencia de temperatura entre fuentes disminuye al aumentar la carga térmica aplicada, observándose una tendencia lineal.

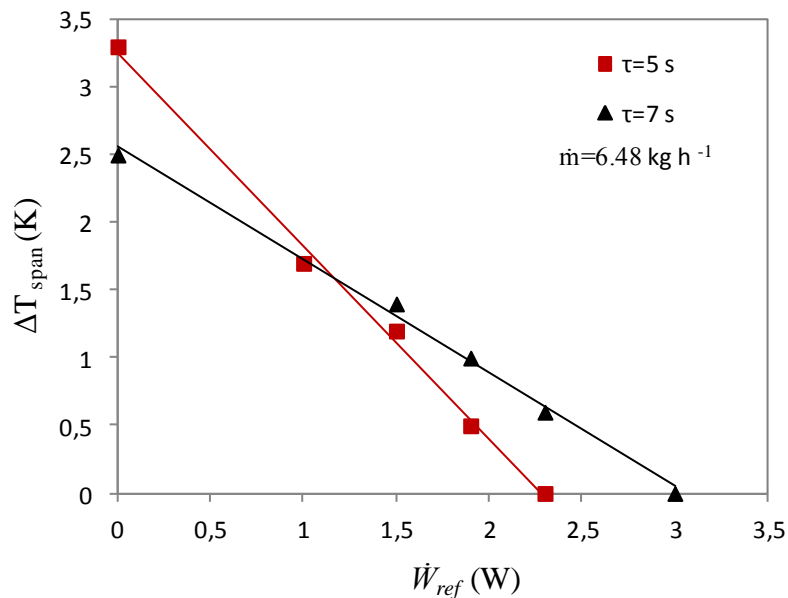


Fig. 5.3. Diferencia de temperatura entre fuente caliente y fría en función de la carga térmica aplicada para  $\tau = 5$  s y  $\tau = 7$  s con caudal másico  $\dot{m} = 6,48$  kg/h.

Los ensayos del prototipo estuvieron limitados a un caudal másico de 6,48 kg/h debido a problemas de deformación de la carcasa del AMR con el aumento de presión asociado al aumento del caudal másico a través del AMR. La deformación reduce el entrehierro y provoca la interacción física del AMR con los imanes, dificultando la operación de la máquina. Por lo tanto, la capacidad máxima de refrigeración alcanzada experimentalmente fue de 3 W para un caudal másico 6,48 kg/h, como se puede observar en la Fig. 5.3.

La Fig. 5.4 muestra el perfil de temperatura experimental de los dos regeneradores en el test con 1,9 W de carga de enfriamiento en régimen estacionario, y con una diferencia de 1 K entre la temperatura del FTC a la salida del intercambiador de calor de foco frío ( $T_5 = 295$  K) y la temperatura de la fuente caliente ( $T_6 = 296$  K). En esta prueba, el HHEX fue sumergido en agua, en donde las condiciones de operación fueron  $\tau = 7$  s y  $\dot{m} = 6,48$  kg/h. T1, T2, T3 y T4 son los cuatro puntos característicos de temperatura del AMR, y del mismo modo que T5 y T6, su ubicación puede ser observada en la Fig. 4.3 (b) y Fig. 4.19. En la Fig. 5.5 se muestra un zoom de la fracción de tiempo indicada en la Fig. 5.4, donde se puede observar en detalle el perfil de temperaturas en los extremos fríos y calientes de cada regenerador en la prueba con carga térmica, identificando el semiciclo de magnetización de cada regenerador. Como se puede observar el enfriamiento es continuo en el CHEX debido al ciclo doble AMR.

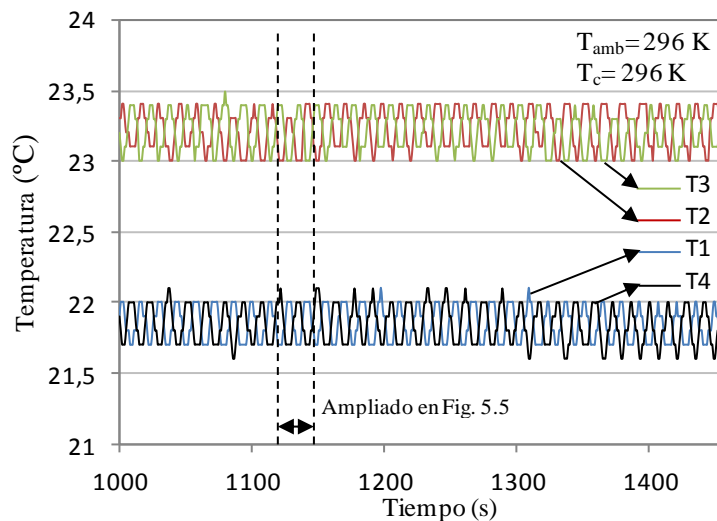


Fig. 5.4. Perfil de temperatura experimental de los regeneradores. Test con 1,9 W de carga de enfriamiento con una diferencia de 1 K entre la temperatura del FTC a la salida del CHEX ( $T_5 = 295$  K) y la temperatura de fuente caliente ( $T_6 = 296$  K). HHEX sumergido en agua,  $\tau = 7$  s y  $\dot{m} = 6,48$  kg/h.



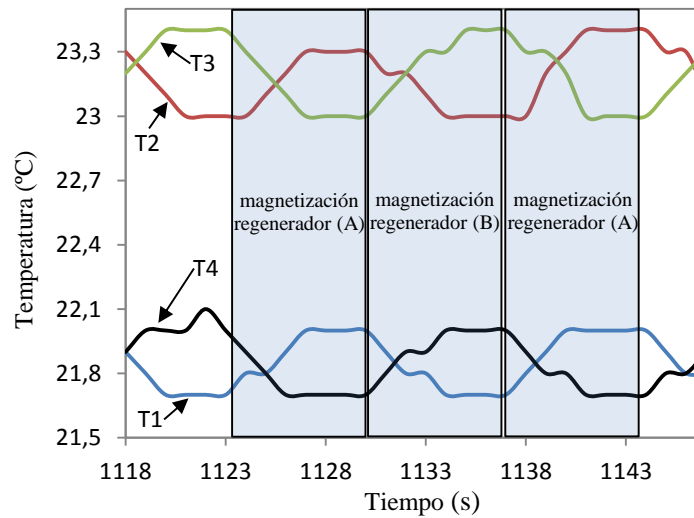


Fig. 5.5. Perfil de temperaturas en los extremos fríos y calientes de cada regenerador en la prueba con carga térmica, identificando el semiciclo de magnetización (Resultados experimentales para  $\tau = 7$  s y  $\dot{m} = 6,48$  kg/h).

#### 5.4 Análisis crítico de los resultados térmicos

Los primeros resultados experimentales térmicos son relativamente pobres, tanto los referidos a  $\Delta T_{span}$ , como a la capacidad máxima de refrigeración. En la tabla 5.1 se resumen los resultados obtenidos junto con las condiciones de operación y parámetros para las pruebas realizadas, y en la tabla 5.2 se detallan las características principales de funcionamiento del prototipo. Algunas de las razones de este pobre resultado pueden ser la influencia de la conducción térmica axial, acentuada por las bajas frecuencias de operación. Las bajas frecuencias de operación son consecuencia de la naturaleza de esta máquina. Se considera que la conducción térmica axial es importante debido a la geometría del AMR, la cual está caracterizada por a la pequeña altura comparada con su longitud. Se piensa que el número de láminas de Gd colocadas paralelamente y perpendicular al campo magnético es insuficiente para garantizar un dominio de la transferencia de calor convectivo debido al movimiento del fluido. Además, debido al método de empaquetamiento manual es probable que algunas de las láminas tengan contacto directo con la carcasa del AMR, la cual tiene una alta conductividad térmica, y se contribuya así aun más a la disminución de los resultados por las interacciones térmicas con la carcasa del regenerador.

Frischmann et al., (2009) a través de medidas experimentales demostró la reducción de la transferencia de calor al FTC por la influencia de la interacción de la carcasa del AMR, especialmente a bajos números de Reynolds. Por otro lado, no se pueden descuidar las pérdidas parásitas debido al inevitable gradiente de temperatura entre el AMR y el ambiente, ya que el AMR no está aislado térmicamente. Nielsen et al., (2009) demostró que este efecto puede tener un impacto importante sobre la eficiencia del AMR. También, como se ha mencionado, las válvulas solenoides contribuyen a alcanzar bajos resultados térmicos debido al calor que generan y transfieren al FTC al circular a través de ellas.

Tabla 5.1. Resultados obtenidos, condiciones de operación y parámetros de ensayos.

Test	$\Delta T_{span}$ (K)	$\Delta T_{AMR}$ (K)	$U_F$	$\dot{W}_{ref}$ (W)	$\tau$ (s)	$f$ (Hz)	$\dot{m}$ (kg/h)
Sin carga	3,5	4,1	0,9	-	5	0,1	5,4
Con carga	0,2	-	1,5	3	7	0,07	6,4

Tabla 5.2. Características principales de funcionamiento del prototipo.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Intensidad de campo magnético	$H$	0-1	T
Frecuencia de operación	$f$	0-0,1	Hz
Fluido de transferencia de calor	$FTC$	-	-
Temperatura de trabajo	$T$	273-323	K
Capacidad máxima de refrigeración	$\dot{W}_{ref}$	3	W
Máxima diferencia de temperatura entre focos	$\Delta T_{span}$	3,5	K
Máxima diferencia de temperaturas en el AMR	$\Delta T_{AMR}$	4,1	K
Utilización	$U_F$	0-1,5	-
Masa de refrigerante Gd	$M_r$	0,180	kg
Caudal másico de FTC	$\dot{m}$	0- 6,4	kg/h

### 5.5 Fuerza de desplazamiento del AMR

Como se muestra en las medidas experimentales en la Fig. 5.6, la fuerza necesaria para desmagnetizar los regeneradores del AMR doble, fue drásticamente reducida con el diseño implementado, si se compara con la desmagnetización estándar de un solo regenerador con la misma masa de Gd (90 g). Además, de la reducción de fuerzas logrado con el diseño del AMR doble, con el movimiento necesario para la desmagnetización de un regenerador se obtiene la magnetización simultánea del otro regenerador. Los cálculos preliminares basados en medidas experimentales muestran que aproximadamente el 90% de la energía mecánica puede ser reducida con el diseño llevado a cabo, en comparación con una máquina donde todo el material magnetocalórico (180 g), opere en un único AMR bajo un ciclo estándar con la misma estructura, diseño y condiciones. Cabe destacar en esta disposición estándar, la cual se muestra en la Fig. 5.7 (b), la desventaja de necesitar el doble de masa de imanes para lograr la superficie de campo magnético correspondiente al AMR con los 180 g de Gd, y el consiguiente inconveniente del aumento de peso y coste de la máquina. Por otro lado, otra ventaja conseguida con el diseño implementado es la reducción del tiempo necesario para la magnetización y desmagnetización de los regeneradores, como se observa en la Fig. 5.6.

La fuerza ejercida por los imanes de compensación tipo anillo sobre el AMR se representa en la Fig. 5.6 bajo el área rayada, como se puede ver, contribuyen a disminuir la fuerza necesaria para el desplazamiento.

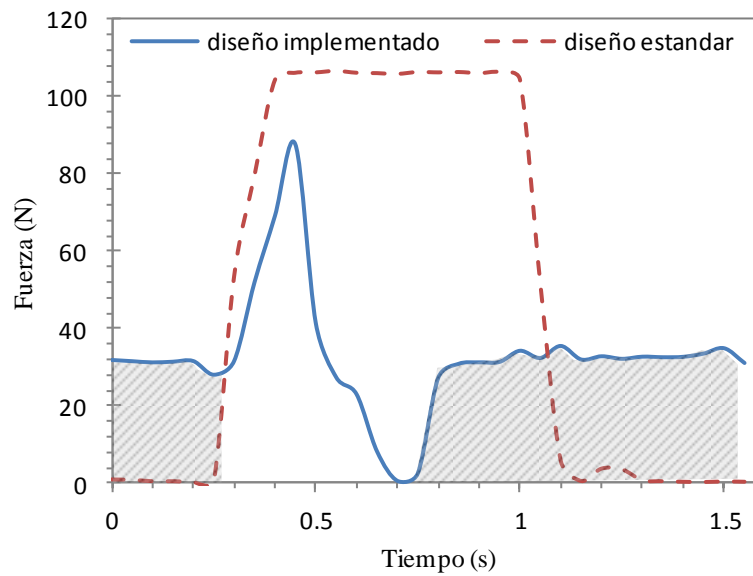


Fig. 5.6. Medidas directas de las fuerzas necesarias para el desplazamiento de desmagnetización (55 mm) del diseño implementado y de un AMR estándar con la misma masa de Gd correspondiente a uno de los regeneradores del AMR doble.

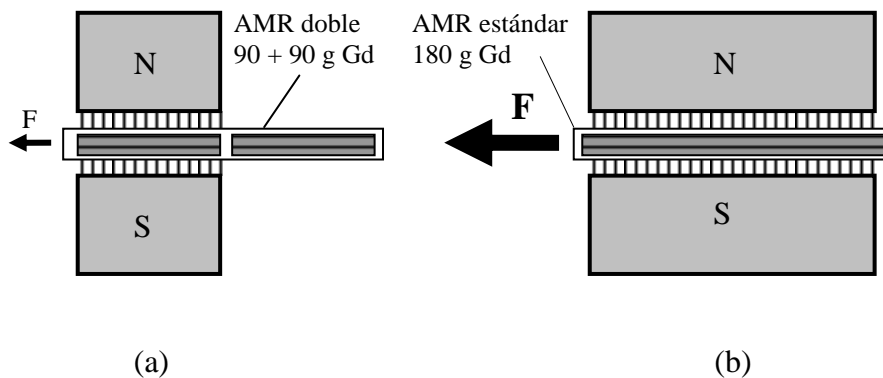


Fig. 5.7 (a) Nuevo diseño de AMR implementado, (b) diseño estándar.

## 5.6 Consumo de corriente y justificación de imanes de compensación

Simultáneamente a la medición y registro de la fuerza necesaria para el desplazamiento de los regeneradores, se midió y registró la corriente de alimentación del motor del cilindro lineal mediante la tarjeta de adquisición de datos y el software Agilent VEE Pro 4.0. En la Fig. 5.8 se muestra el consumo de la intensidad del motor durante el movimiento para desmagnetizar los regeneradores del AMR doble (diseño implementado) y el consumo necesario para la desmagnetización estándar de un solo

regenerador con la misma masa de Gd que uno de los regeneradores del AMR doble (90 g). Se aprecia claramente la disminución de consumo de intensidad y por tanto de potencia necesaria para el desplazamiento. El consumo de intensidad del motor en su estado de reposo es aproximadamente 0,38 A, como se puede observar en la gráfica.

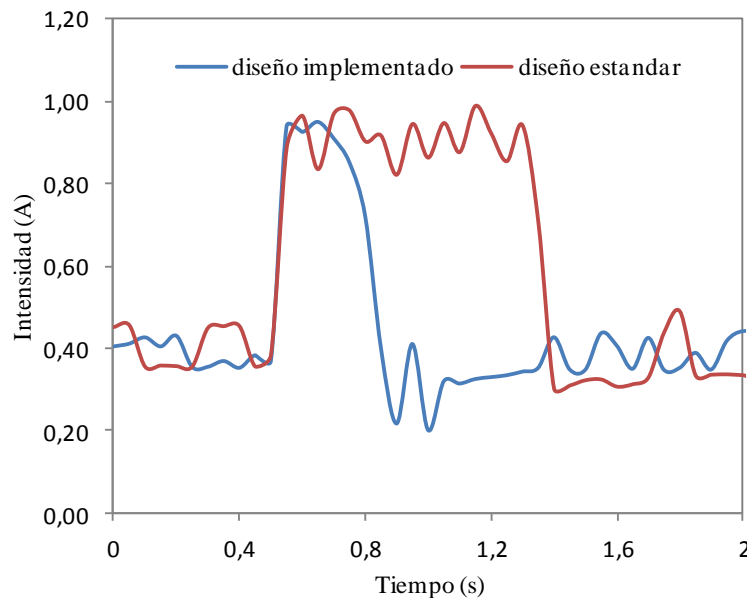


Fig. 5.8. Consumo de intensidad del motor para el desplazamiento de desmagnetización (55 mm) del diseño implementado y de un AMR estándar con la misma masa de Gd correspondiente a uno de los regeneradores del AMR doble (90 g).

Para evaluar el beneficio y justificar la implementación de los imanes de compensación de fuerzas, se registró el consumo de la intensidad del motor operando el prototipo con y sin imanes de compensación de fuerzas. En la gráfica de la Fig. 5.9 se representa el consumo de intensidad con y sin imanes durante 5 ciclos de operación con una frecuencia de 0,5 Hz. En estas condiciones de funcionamiento, se obtuvo una reducción del 13 % de la intensidad y por tanto de potencia con los imanes de compensación, en comparación al funcionamiento sin ellos. Mediante la realización de varias pruebas, se ha observado que los imanes de compensación tienen mayor influencia en el ahorro de consumo de energía a medida que aumenta la frecuencia de operación. Esto es debido a

la atenuación de las fuerzas de inercia y al funcionamiento más suave del sistema de desplazamiento.

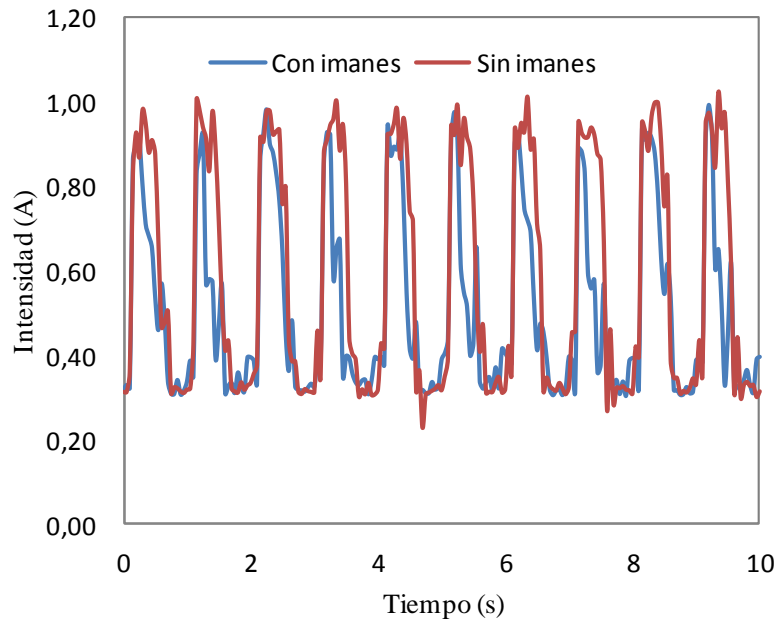


Fig. 5.9. Comparativa del consumo de intensidad con y sin imanes de compensación de fuerzas con una frecuencia de operación de 0,5 Hz.

## 5.7 Conclusiones

En las máquinas de refrigeración magnética de movimiento alternativo lineal, es posible reducir las fuerzas de desplazamiento del refrigerante magnetocalórico mediante el diseño propuesto. Este diseño está basado en un AMR doble y en un sistema de compensación de fuerzas magnéticas mediante imanes pasivos trabajando a repulsión sobre la trayectoria de desplazamiento del AMR. Los cálculos preliminares basados en medidas experimentales, muestran que, aproximadamente el 90% de la energía mecánica necesaria para el desplazamiento del refrigerante magnetocalórico puede ser reducida. También se ha observado una mayor influencia de los imanes de compensación de fuerzas en el ahorro de energía, a medida que aumenta la frecuencia de operación de la máquina.

Con el diseño del AMR en dos partes separadas se realiza un ciclo de operación AMR doble, el cual permite obtener un enfriamiento continuo en el foco frío de la máquina.

Con esta operación en ciclo AMR doble, se evitan en el foco frío las variaciones de temperatura por enfriamiento pulsante (característico de las máquinas alternativas de un solo regenerador)

Con los 180 g de refrigerante Gd operando bajo un campo magnético de 1 T, y temperatura ambiente 296 K, se ha obtenido en las pruebas experimentales sin carga térmica una diferencia de temperatura máxima entre focos de 3,5 K, para un factor de utilización de 0,91. Por otro lado, la capacidad máxima de refrigeración alcanzada experimentalmente fue de 3 W, bajo un  $\Delta T_{span}$  próximo a 0 K y un factor de utilización de 1,5. Por lo tanto, en cuanto al diseño implementado en la máquina de RM de movimiento alternativo lineal, se han conseguido los siguientes objetivos:

- reducción de las fuerzas de desplazamiento
- operación sencilla con bajo número de elementos
- enfriamiento continuo
- reducción de volumen de imanes y de la estructura magnética debido a la utilización continua de la región con alto campo magnético, consiguiendo de esta manera disminuir el coste económico de la máquina por la reducción de la masa de imanes y la masa del yugo conductor de campo magnético

Sin embargo, los resultados térmicos alcanzados son modestos, y las principales razones pueden ser atribuidas a:

- El número de láminas de Gd colocadas paralelamente y perpendicular al campo magnético es insuficiente para garantizar un dominio de la transferencia de calor convectivo.
- Reducción de la transferencia de calor al fluido por la interacción térmica dada por el contacto directo de las láminas de Gd con la carcasa del AMR. Este contacto directo entre láminas de Gd y carcasa es consecuencia del empaquetamiento manual. A esta reducción de transferencia de calor, se le añade la causada por el flujo de fluido de transferencia de calor de forma desigual o no uniforme en los canales formados entre láminas de Gd, también a consecuencia del empaquetamiento manual. También influye en el flujo de fluido de transferencia de calor no uniforme, la curvatura de las láminas de Gd por la acción de las fuerzas de atracción cuando están sometidas al campo magnético. Esta curvatura causa un espaciado desigual de los canales de fluido,

y por consiguiente una mala distribución del flujo. Cuanto menor es la separación entre láminas, mayor es el impacto de las láminas espaciadas de forma desigual, y por tanto mayor es la reducción del coeficiente de transmisión de calor. Además, a menores tasas de flujo másico, la mala distribución de flujo tiene un efecto más acusado, ya que las bajas velocidades aumentan el flujo de fluido no uniforme.

- Alta conductividad térmica de la carcasa
- Pérdidas parásitas debido al inevitable gradiente de temperatura entre el AMR y el ambiente, ya que el AMR no está aislado térmicamente.
- Bajas frecuencias de operación, marcadas por la naturaleza de la máquina y por el tiempo necesario para un intercambio térmico efectivo entre el fluido y el material magnetocalórico.



## Capítulo 6

### Perspectivas de desarrollos futuros

Tras el análisis y las conclusiones capitulares sobre los resultados del trabajo de investigación y desarrollo llevado a cabo durante la realización de esta tesis, se abren como consecuencia, algunas vías de avance en el campo de las tecnologías de las aplicaciones magnetocalóricas.

Partiendo de que los objetivos finales en el desarrollo de las aplicaciones magnetocalóricas son, la eficiencia del proceso de conversión de energía, con la reducción de emisiones y energía a coste efectivo, parece razonable detectar o hallar y determinar aquellos puntos débiles de las tecnologías magnetocalóricas en las cuales habría que acentuar los estudios para conseguir aproximarse a tales objetivos.

La detección de debilidades está favorecida por los avances conseguidos tras el análisis de los datos experimentales y las conclusiones capitulares de esta tesis. Por ello, es ahora cuando se está en condiciones de determinar qué líneas de investigación están debilitadas y merecen ser desarrolladas para avanzar hacia la mejora de las aplicaciones magnetocalóricas.

- Son necesarios materiales con costes efectivos de obtención, procesamiento y de fabricación, con buenas características magnetocalóricas, térmicas, no tóxicos y estables en el tiempo.
- Se debe reducir el coste total de la máquina, y para ello, es necesario realizar diseños alternativos que permitan aumentar la potencia específica (potencia por unidad de peso y volumen). Uno de los problemas principales de las máquinas de RM actuales es su gran masa magnética necesaria a intensidad de campo aceptable (mayor de 1 T) y de material ferromagnético de alta permeabilidad. Este concepto está fuertemente correlacionado con su coste. A mayor masa magnética, lo cual implica mayor densidad de flujo magnético logrado con imanes permanentes, mayor tiene que ser la masa de material blando conductor para cerrar las líneas de fuerza sin restricciones. Por lo tanto, uno de los objetivos es el de obtener alta eficiencia a base de núcleos magnéticos de bajo

peso y alta densidad magnética. La investigación se debe centrar, por lo tanto, en el desarrollo y uso de imanes con altos valores de coercitividad y producto energético máximos, así como en materiales blandos con altos valores de saturación magnética y permeabilidad.

- Se debe aumentar la frecuencia de operación de las máquinas para contribuir a incrementar la potencia específica. En este sentido, las máquinas rotativas ofrecen mayores ventajas que las alternativas, debido a su movimiento inherente más estable. Pero independientemente de su movimiento relativo, la frecuencia de operación está limitada por la dinámica de magnetización del material y de la transferencia de calor, por las partes móviles y por la geometría del diseño. Se deben aportar, por tanto, soluciones para mejorar la densidad de transferencia de calor con innovadores diseños de AMRs, centrándose en:
  - a. Formas y tamaños del refrigerante magnético
  - b. Uso de refrigerantes multi-tramo implementados en sentido axial o aleaciones con tramos de diferente temperatura de Curie en sentido axial.
  - c. Forma y tamaño de regeneradores en cuanto a reducir la carga aportada por las restricciones de flujo en el regenerador, mientras se mantiene la porosidad y la transferencia de calor con baja conducción térmica axial.
  - d. Modos de alternar la intensidad del campo magnético y desplazamiento tanto de la fuente magnética como del regenerador.
- Se debe llevar a cabo el desarrollo de diseños con sistemas de compensación de fuerzas, que permitan reducir o minimizar la fuerza aplicada necesaria para el movimiento relativo entre AMR y campo magnético y contribuir de esta manera al incremento de la eficiencia neta.
- En el campo de los fluidos magnetocalóricos, se deben centrar más esfuerzos de investigación para determinar la viabilidad real de los fluidos magnetocalóricos (nano-fluidos magnetocalóricos, suspensiones magnetocalóricas y metales líquidos magnetocalóricos) y sus posibles aplicaciones. A día de hoy, no están implementados prototipos de máquinas basadas en fluidos magnetocalóricos.

Por otro lado, con respecto a esta tesis en particular, algunos esfuerzos muy específicos podrían señalar un seguimiento al estudio realizado. Como se ha concluido, los resultados térmicos de la máquina experimental ensayada son modestos, pero esperados

en base a las restricciones de la tecnología actual. Por tanto, los futuros trabajos a emprender se deben centrar en mejorar los resultados de diferencia de temperatura entre focos y capacidad de refrigeración. Para ello es necesario:

- Desarrollar modelos matemáticos del AMR que ayuden a determinar las posibles causas de la baja eficiencia térmica conseguida. Al mismo tiempo, estos modelos matemáticos deben ser flexibles para realizar simulaciones precisas y fiables, con el objetivo de determinar el rendimiento en un amplio rango de condiciones de funcionamiento y el uso de diferentes materiales y geometrías del regenerador, de tal manera que los resultados obtenidos sean de aplicación directa en AMRs experimentales.
- Diseñar un AMR que permita reemplazar el material magnetocalórico de forma operativa y sencilla. Esto permitirá comparar los rendimientos de materiales magnetocalóricos candidatos o con mayor potencial para la comercialización de la tecnología de refrigeración magnética en base a AMRs.
- Aumentar el entrehierro en la nueva máquina para conseguir intercalar mayor cantidad de refrigerante magnetocalórico perpendicular a las líneas de campo, recurriendo para ello a una nueva disposición de imanes permanentes. Por lo tanto, la investigación también se debe centrar en los requerimientos, caracterización y optimización del diseño de la estructura magnética tipo Halbach con imanes de alto producto energético.



## Capítulo 7

### Conclusiones

El objetivo principal de esta tesis ha sido el estudio, diseño y la construcción del prototipo experimental de un sistema de RM para operar en torno a la temperatura ambiente, que da lugar a la implementación de una nueva arquitectura operando bajo una variante del ciclo de trabajo AMR con una estructura de máquina alternativa lineal. Fruto de varios ensayos sobre varios prototipos parciales, se ha implementado un diseño simple y robusto, basado en un AMR doble. El AMR doble, al ser integrado en un conjunto de accesorios inherentes al prototipo, da lugar a un sistema novedoso de compensación de fuerzas de desplazamiento con movimiento relativo del regenerador respecto del campo magnético, basado en imanes pasivos trabajando a repulsión.

Con el diseño implementado se consigue:

- Enfriamiento continuo en el foco frío de la máquina, evitando así las variaciones de temperatura por enfriamiento pulsante, característico de las máquinas alternativas de un solo regenerador.
- Reducción de masa y estructura magnéticas, debido a la utilización continua de la región con alto campo magnético, dando lugar a la disminución del coste y el incremento de la potencia específica de la máquina.
- Reducción del 90% de la energía mecánica necesaria para el desplazamiento del AMR, en comparación con los diseños estándar de un solo regenerador. Esta mejora es debida a la compensación de las reacciones inerciales dando lugar a un modo de operación mas equilibrado del sistema de desplazamiento y al diseño del AMR en dos partes de regeneración activa. Esto da lugar al ahorro de energía en el sistema de desplazamiento y contribuye al incremento de la eficiencia de la máquina.

En los ensayos realizados del refrigerador con los 180 g de refrigerante Gd, operando bajo un campo magnético de 1 T, y temperatura ambiente en torno a 296 K, se ha obtenido en las pruebas experimentales sin carga térmica una diferencia de temperatura

máxima entre focos de 3,5 K, para un factor de utilización de 0,91. Por otro lado, la capacidad máxima de refrigeración alcanzada experimentalmente es de 3 W, bajo un  $\Delta T_{span}$  próximo a 0 K y un factor de utilización de 1,5.

Los principales resultados de la experimentación llevada a cabo en el prototipo de la máquina se resumen a continuación como:

- La máxima capacidad de refrigeración corresponde a la temperatura de transición del material magnetocalórico ( $T_C = 294$  K). La capacidad de refrigeración disminuye de acuerdo a un perfil casi simétrico bajo la condición de que la temperatura media del ciclo se incremente o se disminuya. La tendencia de la capacidad de refrigeración no coincide perfectamente con la forma del MCE debido a su dependencia del calor específico del material.
- La capacidad de enfriamiento aumenta con la frecuencia del ciclo de operación, hasta que la duración del ciclo se vuelve insuficiente para permitir un intercambio de calor efectivo. Además, en un régimen de flujo constante de FTC, las eficiencias son siempre más altas a bajas frecuencias.
- Las frecuencias de operación de la máquina están directamente relacionadas con la geometría del AMR, el volumen de fluido de transferencia de calor almacenado en el AMR y su caudal másico, así como con los procesos de magnetización y desmagnetización no instantáneos y la cinética de la transferencia de calor.
- Las fuerzas generadas por la interacción entre el campo magnético y el AMR deben ser minimizadas para reducir la fuerza aplicada necesaria para el movimiento relativo del mecanismo de desplazamiento del AMR.
- Para obtener altas potencias específicas, la fuente magnética debe ser usada de forma continua.
- El factor de utilización desempeña un papel clave en el comportamiento térmico del ciclo AMR a efectos de eficiencia. Existe un valor óptimo de utilización para alcanzar la máxima eficiencia del AMR. Este valor es importante de cara a simplificar el diseño y optimizar el AMR, resultando para este prototipo 0,9-1,5, que concuerda con otros prototipos actuales.
- Con la disposición simple de imanes se logran campos magnéticos relativamente bajos y con poco entrehierro. Para obtener mayores intensidades de campo se

debe recurrir a estructuras de imanes más complejas (células Halbach) y con imanes de alto producto energético (imanes de grado N52,  $B \times H_{\max} = 380-422 \text{ kJ/m}^3$ ).

- La sincronización de los procesos magnéticos con los de flujo de fluido de transferencia de calor tiene una gran incidencia en la eficiencia de la máquina.
- El tiempo requerido para el desplazamiento del regenerador durante las fases de magnetización y desmagnetización debe ser el menor posible, para evitar los flujos cruzados.

En cuanto a los resultados térmicos alcanzados en relación con la diferencia de temperaturas entre focos y capacidad de refrigeración, están en concordancia con prototipos experimentales construidos por otros laboratorios. No obstante, basándonos en una visión realista, los resultados son modestos para su aplicación comercial. Se han determinado las posibles causas con el objetivo de establecer líneas de investigación que deben ser seguidas para incrementar los citados resultados. De todos modos se destaca que el RM puede proporcionar una alternativa eficaz a la refrigeración basada en máquinas de compresión de vapor, debido a los beneficios de utilizar el MCE bajo ciclos AMR con núcleos magnéticos permanentes. Sin embargo su industrialización y comercialización depende de la capacidad para cumplir con los objetivos de rendimiento a coste efectivo, donde los altos costes de los refrigerantes magnetocalóricos y el material magnético son el gran inconveniente. A día de hoy, el coste del núcleo magnético y del AMR es generalmente más alto que el coste de producción de un compresor hermético. El trabajo futuro debería centrarse en estudios más detallados del AMR, no sólo para entender el comportamiento fundamental, sino también para aumentar el rendimiento del AMR a un nivel comparable al de la refrigeración convencional.





## Referencias

Annaorazov MP, Nikitin SA, Tyurin AL, Asatryan KA. Anomalously high entropy change in FeRh alloy. *Journal of Applied Physics* 1996;79:1689–95.

Apra, C, Maiorino, A. A flexible numerical model to study an active magnetic refrigerator for near room temperature applications. *Appl. Energy* 2010;87:2690-98.

Arnold DS, Tura A, Rowe A. Experimental analysis of a two-material active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration* 2011;34: 178–91.

Balli M, Sari O, Mahmed C, Besson Ch, Bonhote Ph, Duc D, et al., A preindustrial magnetic cooling system for room temperature application. *Applied Energy* 2012;98:556–61.

Balli M, Sari O, Zamni L, Mahmed C, Forchelet J. Implementation of La(Fe, Co)<sub>13-x</sub>Si<sub>x</sub> materials in magnetic refrigerators: practical aspects. *Materials Science and Engineering: B* 2012;177:629–34.

Barclay JA. Use of ferrofluid as the heat-exchange fluid in a magnetic refrigerator. *Journal of Applied Physics* 1982;53:2887–94

Barclay JA, Steyert WA. Active magnetic regenerator, U.S. Patent No. 4.332.135; 1982.

Barclay JA, Wheel-type magnetic refrigerator. U.S. Patent no. 4.408.463; 1983.

Barclay J, Sarangi S. Selection of regenerator geometry for magnetic refrigerator applications. *American Society of Mechanical Engineers* 1984:9–13.

Bavière R, Favre-Marinet M, Le Person S. Bias effects on heat transfer measurements in microchannel flows. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2006;49:3325–3337.

Benford SM, Brown GV. T–S diagram for gadolinium near the Curie temperature. *Journal of Applied Physics* 1981;52(3):2110–2.

Bjørk R, Bahl CRH, Katter M. Magnetocaloric properties of LaFe<sub>13-x-y</sub>Co<sub>x</sub>Si<sub>y</sub> and commercial grade Gd. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 2010a;322:3882–8.

Bjørk R, Bahl CRH, Smith A, Pryds N. Review and comparison of magnet designs for magnetic refrigeration. *International Journal of Refrigeration* 2010b;33:437–48.

Bohigas X, Molins E, Roig A, Tejada J, Zhang XX. Room-temperature magnetic refrigerator using permanent magnets. *IEEE Transactions on Magnetics* 2000;36:538–44.

Brown GV. Magnetic heat pumping near room temperature. *Journal of Alloys and Compounds* 1976;47:3673–80.

Brück E. Developments in magnetocaloric refrigeration, topical review. *Journal of Physics D: Applied Physics* 2005;38:381–91.

## Referencias

---

- Buchelnikov VD, Taskaev SV, Bychkov IV, Chernets IA, Denisovskiy AN. The prototype of effective device for magnetic refrigeration. In: Proceedings of the second international conference on magnetic refrigeration at room temperature. Paris: International Institute of Refrigeration; 2007. p. 371–76.
- Canepa, F, Cirafici S, Napoletano M, Cimberle MR, Tagliafico LA and Scarpa F. Ageing effect on the magnetocaloric properties of Gd,  $Gd_5Si_{1.9}Ge_{2.1}$  and on the eutectic composition  $Gd_{75}Cd_{25}$ , *J. Phys. D Appl. Phys* 2008;41:1–10.
- Chen FC, Murphy RW, Mei VC, Chen GL. Thermodynamic analysis of four magnetic heat-pump cycles. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 1992;114:715–20.
- Cross CR, Barclay JA, DeGregoria AJ, Jaeger SR, Johnson JW. Proceedings of the cryogenic engineering conference, Saint Charles, IL, June 14–18, 1987. *Advances in Cryogenic Engineering* 33 (1988) 767–775.
- De Oliveira NA, Von Ranke PJ. Theoretical aspects of the magnetocaloric effect. *Physics Reports* 2010;489:89–159.
- Debye P. Einige bemerkungen zur magnetisierung bei tiefer temperatur. *Annals of Physics* 1926;81: 1154–60.
- Egolf PW, Kitanovski A, Ata-Ceasar D, Gendre F, Sari O, Magnetic refrigerator and heat pump using magnetocaloric fluid and process for magnetic heating and cooling with such refrigerator or heat pump. (2006) WO 2006136041.
- Egolf PW, Kitanovski A, Sari O, Method and device for the generation of cold and heat by magneto-calorific effect. (2004) WO 2004059222.
- Engelbrecht K, Bahl CRH, Nielsen KK. Experimental results for a magnetic refrigerator using three different types of magnetocaloric material regenerators. *International Journal of Refrigeration* 2011;34:1132–40.
- Engelbrecht K, Eriksen D, Bahl CRH, Bjørk R, Geyti J, Lozano JA, et al., Experimental results for a novel rotary active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration* 2012. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.05.003>.
- Frischmann M, Jacobs S, Nellis G, Klein S. Measuring nusselt number using a single-blow regenerator facility. In: Egolf, P.W. (Ed.), *Third International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*. International Institute of Refrigeration 2009; 443–448.
- Gao Q, Yu BF, Wang CF, Zhang B, Yang DX, Zhang Y. Experimental investigation on refrigeration performance of a reciprocating active magnetic regenerator of room temperature magnetic refrigeration. *International Journal of Refrigeration* 2006;29:1274–85.
- Giauque WF, MacDougall DP. Attainment of temperatures below 1 K absolute by demagnetization of  $Gd_2(SO_4)_3 \cdot 8H_2O$ . *Physical Review Letters* 1933;43(9):768.
- Giauque WF. A thermodynamic treatment of certain magnetic effects, A proposed method of producing temperatures considerably below 18 absolute. *Journal of the American Chemical Society* 1927;49:1864–70.

- Green G, Chafe J, Stevens J, Humphrey J. A Gadolinium–terbium active magnetic regenerator. *Advances in Cryogenic Engineering* 1990;35:1165–74.
- Gschneidner Jr KA, Pecharsky VK, Tsokol AO. Recent developments in magnetocaloric materials. *Institute of Physics Publishing* 2005;68:1479–539.
- Gschneidner Jr KA, Pecharsky VK. Thirty years of near room temperature magnetic cooling: where we are today and future prospects. *International Journal of Refrigeration* 2008;31:945–61.
- Gutfleisch O, Willard MA, Brück E, Chen CH, Sankar SG, Liu JP. Magnetic materials and devices for the 21st century: stronger, lighter, and more energy efficient. *Advanced Materials* 2011;23:821–42.
- Hall JL, Reid CE, Spearing IG, Barclay JA. Thermodynamic considerations for the design of active magnetic regenerative refrigerators. *Advances in Cryogenic Engineering* 1996;41B:1653–64.
- Hansen BR, Theil Kuhn L, Bahl CRH, Lundberg M, Ancona-Torres C. Properties of magnetocaloric  $\text{La}(\text{Fe},\text{Co},\text{Si})_{13}$  produced by powder metallurgy. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 2010; 322: 3447–54.
- Hirano S, Kawanami T, Nakamura K, Fumoto K, Ikegawa M, Hirasawa S. A development of spherical-shaped magnetocaloric materials using power coating method. In: Egolf, P, editor. *Proceedings of the III international conference on magnetic refrigeration at room temperature*. Des Moines (IA, USA); 2009.
- Kim Y, Jeong S. Investigation on the room temperature active magnetic regenerative refrigerator with permanent magnetic array. In: Egolf, P, editor. *Proceedings of the III international conference on magnetic refrigeration at room temperature*. Des Moines (IA, USA); 2009.
- Kitanovski A, Egolf PW, Poredos A. Rotary magnetic chillers with permanent magnets. *International Journal of Refrigeration* 2012;35:1055–66.
- Lucia U. Second law analysis of the ideal Ericsson magnetic refrigeration. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011;15:2872–5.
- Nakamura K, Kawanami T, Hirano S, Ikegawa M, Fumoto K. Improvement of room temperature magnetic refrigerator using air as heat transfer fluid. *Thermal Issues in Emerging Technologies, ThETA 2* 2008:381–90 Cairo, Egypt.
- Nielsen, KK, Bahl, CRH, Smith A, Bjørk R, Pryds N, Hattel J. Detailed numerical modeling of a linear parallel-plate active magnetic regenerator. *Int. J. Refrigeration* 2009;32: 1478-86.
- Nielsen, KK, Tusek J, Engelbrecht K, Schopfer S, Kitanovski A, Bahl CRH, et al. Review on numerical modeling of active magnetic regenerators for room temperature applications. *Int. J. Refrigeration* 2011; 34:603-16
- Pecharsky K, Gschneidner Jr. A. Advanced magnetocaloric materials: what does the future hold? *International Journal of Refrigeration* 2006;29: 1239–49.

## Referencias

---

Pecharsky V, Gschneidner K, Pecharsky A, Tishin A. Thermodynamics of the magnetocaloric effect. *Physical Review B (Condensed Matter and Materials Physics)* 2001;64(14):144406/1–13.

Pecharsky VK, Gschneidner Jr KA. Giant magnetocaloric effect in  $Gd_5(Si_2Ge_2)$ . *Physical Review Letters* 1997;78:4494–7.

Pecharsky VK, Gschneidner Jr KA. Some common misconceptions concerning magnetic refrigerant materials. *Journal of Applied Physics* 2001;90:4614–22.

Pecharsky VK, Gschneidner KA. Tunable magnetic regenerator alloys with a giant magnetocaloric effect for magnetic refrigeration from ~20 to ~290 K. *Applied Physics Letters* 1997;70:3299.

Petersen TF, Pryds N, Smith A, Bahl CRH. A numerical analysis of a reciprocating active magnetic regenerator with a parallel-plate regenerator geometry. In: *Proceedings of the II international conference on magnetic refrigeration at room temperature*. Paris; 2007. 271–81.

Ponomarev BK. Magnetic properties of gadolinium in the region of paraprocess. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 1986;61:129–38.

Pryds N, Bahl CRH, Smith A. Do simple magnetic refrigeration test devices lead to more successful prototypes? In: Egolf, P, editor. *Proceedings of the III international conference on magnetic refrigeration at room temperature*. Des Moines (IA, USA); 2009.

Richard MA, Rowe AM, Chahine R. Magnetic refrigeration: single and multimaterial active magnetic regenerator experiments. *Journal of Applied Physics* 2004;95:2146–50.

Rosario L, Rahman MM. Analysis of a magnetic refrigerator. *Appl. Therm. Eng.* 2011;31:1082-1090. Silva, D.J., Bordalo, B.D., Pereira, A.M., Ventura, J., Araújo, J.P. Solid state magnetic refrigerator. *Appl. Energy* 2012;93:570-74.

Rosensweig RE. Refrigeration aspects of magnetic particle suspensions. *International Journal of Refrigeration* 2006;29:1250–8.

Roudaut J, Yonnet JP, Kedous-Lebouc A, Müller Ch. Comparison of magnetic field sources for magnetic refrigeration at room temperature. In: Egolf, P, editor. *Proceedings of the fourth international conference on magnetic refrigeration at room temperature*; 2010.

Rowe A, Tura A. Experimental investigation of a three-material layered active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration* 2006;29:1286–93.

Russek S, Auringer J, Boeder A, Chell J, Jacobs S, Zimm C. The performance of a rotary magnet magnetic refrigerator with layered beds. In: Egolf, P, editor. *Proceedings of the IV international conference on magnetic refrigeration at room temperature*. 2010.

Šarlah A, Tušek J, Poredoš A. Comparison of thermo–hydraulic properties of heat regenerators applicable to active magnetic refrigerators. *Journal of Mechanical Engineering* 2012;58:16–22.

- Scarpa F, Tagliafico G, Tagliafico LA. Classification proposal for room temperature magnetic refrigerators. *International Journal of Refrigeration* 2012;35:453–8.
- Shah RK, London AL. *Laminar flow forced convection in ducts: a source book for compact heat exchanger analytical data*. Advances in Heat Transfer, 1978. Academic Press, New York.
- Steyert WA. Stirling-cycle rotating magnetic refrigerators and heat engines for use near room temperature. *Journal of Applied Physics* 1978;49:1216–26.
- Tagliafico LA, Scarpa F, Tagliafico G, Valsuani F, Canepa F, Cirafici S, et al. Design and assembly of a linear reciprocating magnetic refrigerator. In: Egolf, P, editor. *Proceedings of the III international conference on magnetic refrigeration at room temperature*. Des Moines (IA, USA); 2009.
- Tishin AM, Gschneidner KA, Pecharsky VK. Magnetocaloric effect and heat capacity in the phase transition region. *Physical Review B* 1999;59:503–11.
- Tishin AM, Spichkin YI. *The magnetocaloric effect and its applications, series in condensed matter physics*. Institute of Physics, Publishing Ltd.; 2003.
- Trevizoli Paulo V, Barbosa Jr., Ferreira TS. Experimental evaluation of a Gd-based linear reciprocating active magnetic regenerator test apparatus. *International Journal of Refrigeration* 2011;34:1518–26.
- Trevizoli PV, Barbosa JR Jr., Ferreira RTS. Design and preliminary results of a Gd-based linear reciprocating active magnetic regenerator test apparatus. In: Egolf, P, editor. *Proceedings of the IV international conference on magnetic refrigeration at room temperature*. 2010.
- Tura A, Rowe A. Permanent magnet magnetic refrigerator design and experimental characterization. *International Journal of Refrigeration* 2011;34:628–39.
- Tura A, Rowe A. Progress in the characterization and optimization of a permanent magnet magnetic refrigerator. In: Egolf, P, editor. *Proceedings of the III international conference on magnetic refrigeration at room temperature*. Des Moines (IA, USA); 2009.
- Vuarnoz, D, Kitanovski A, Gonin C, Sari O, Egolf PW. Modeling of a two-stage magnetic refrigerator with wavy-structure gadolinium heat exchangers. *Int. J. Refrigeration* 2010;33:745-752.
- Wada H, Tanabe Y. Giant magnetocaloric effect of  $\text{MnAs}_{1-x}\text{Sb}_x$ . *Applied Physics Letters* 2001;79:3302–5.
- Warburg E. *Magnetische Untersuchungen über einige Wirkungen der Koerzitivkraft*. *Annals of Physics* 1881;13:141–64.
- Weiss P, Piccard A. Sur un nouveau phénomène magnétocalorique. *Compt Rend Ac Sci* 1918;166:352.
- Yao GH, Gong MQ, Wu JF. Experimental study on the performance of a room temperature magnetic refrigerator using permanent magnets. *International Journal of Refrigeration* 2006;29:1267–73.

## Referencias

---

Yu B, Liu M, Egolf PW, Kitanovsky A. A review of magnetic refrigerator and heat pump prototypes built before the year 2010. *International Journal of Refrigeration* 2010;33:1029–60.

Yu BF, Gao Q, Zhang B, Meng XZ, Chen Z. Review on research of room temperature magnetic refrigeration. *International Journal of Refrigeration* 2003;26:622–36.

Zheng ZG, Yu HY, Zhong XC, Zeng DC, Liu ZW. Design and performance study of the active magnetic refrigerator for room-temperature application. *International Journal of Refrigeration* 2009;32:78–86.

Zimm C, Boeder A, Chell J, Sternberg A, Fujita A, Fujieda S, et al. Design and performance of a permanent magnet rotary refrigerator. *International Journal of Refrigeration* 2006;29:1302–6.

Zimm C, Boeder A, Chell J, Sternberg A, Fujita A, Fujieda S. Design and initial performance of a magnetic refrigerator with rotating permanent magnet. In: *Proceedings of the II international conference on magnetic refrigeration at room temperature*. Portoroz (Slovenia); 2007. 341–47.

Zimm C, Jastrab A, Sternberg A, Pecharsky VK, Gschneidner Jr. KA, Osborne M, et al. Description and performance of a near-room temperature magnetic refrigerator. *Advances in Cryogenic Engineering* 1998;43:1759–66.

Zimm CB, Sternberg A, Jastrab AG, Boeder AM, Lawton LM, Chell JJ. Rotating bed magnetic refrigeration apparatus. (2003) US Patent 6.526.759.4.

## **ANEXO I**

### **Publicaciones relevantes como resultado de la investigación**

(I) J. Romero Gómez, R. Ferreiro García, A. De Miguel Catoira, M. Romero Gómez, Magnetocaloric effect: A review of the thermodynamic cycles in magnetic refrigeration, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 17 (2013) 74-82.

(II) J. Romero Gómez, R. Ferreiro García, J. Carbia Carril, M. Romero Gómez, A review of room temperature linear reciprocating magnetic refrigerators, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 21 (2013) 1-12.

(III) J. Romero Gómez, R. Ferreiro Garcia, J. Carbia Carril, M. Romero Gómez, Experimental analysis of a reciprocating magnetic refrigeration prototype, *International Journal of Refrigeration*, 36 (2013) 1388-1398.

(IV) J. Romero Gómez, R. Ferreiro García, J. Carbia Carril, M. Romero Gómez. Consideraciones de diseño en refrigeradores magnéticos AMR alternativos. En elaboración.

### **Patente**

Bomba de calor/refrigerador magnetocalórico alternativo de accionamiento compensado por restitución ajustable de fuerzas. Número P201230512





## Artículo I

**Artículo publicado en  
Renewable and Sustainable  
Energy Reviews, 2013**

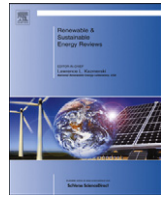
---

J. Romero Gómez, R. Ferreiro Garcia, A. De Miguel Catoira, M. Romero Gómez

*Magnetocaloric effect: A review of the thermodynamic cycles in magnetic refrigeration*

Renewable and Sustainable Energy Reviews, 17, 74-82, 2013





## Magnetocaloric effect: A review of the thermodynamic cycles in magnetic refrigeration

J. Romero Gómez<sup>a,\*</sup>, R. Ferreira Garcia<sup>b</sup>, A. De Miguel Catoira<sup>a</sup>, M. Romero Gómez<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Department of Energy and Marine Propulsion, ETSNM, University of A Coruña, Paseo de Ronda 51, A Coruña 15011, Spain

<sup>b</sup> Department of Industrial Engineering, ETSNM, University of A Coruña, Paseo de Ronda 51, A Coruña 15011, Spain

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received 16 May 2012

Received in revised form

20 September 2012

Accepted 23 September 2012

Available online 16 October 2012

#### Keywords:

Magnetocaloric effect

Refrigerating cycle

Brayton

Ericsson

AMR

Cascade

### ABSTRACT

Magnetic refrigeration (MR) at room temperature is an emerging technology and shows real potential to enter conventional markets. The principle of MR obeys the magnetocaloric effect (MCE), which is based on the effect caused by a magnetic field on the materials that bear the property of varying the magnetic entropy, as well as its temperature, when varying the magnetic field. This article revises the MCE, its theory and thermodynamics. It discusses the properties that must be met by the magnetocaloric materials as well as those most suitable for room temperature MR and those displaying a promising future. Finally, a presentation and description of the Carnot, Brayton, Ericsson, AMR and cascading MR cycles is given with a view to establishing selection criteria based on their performances.

© 2012 Elsevier Ltd. All rights reserved.

### Contents

1. Introduction	74
2. The MCE theory	75
2.1. Thermodynamics of the MCE	76
2.2. First order and second order phase transitions	77
2.2.1. First order phase transitions	77
2.2.2. Second order transitions	78
2.3. Influence of temperature on the MCE	78
3. Materials for MR	78
3.1. Materials for room temperature MR	78
4. MR thermodynamic cycles	79
4.1. Carnot cycle	79
4.2. Brayton cycle	79
4.3. Ericsson cycle	80
4.4. Cascade magnetic cycles	80
4.5. Active magnetic regenerator cycle (AMR)	80
5. Practical considerations for the application of cycles	81
6. Conclusions	81
References	82

### 1. Introduction

Ozone layer depletion still continues despite measures to protect the ozonosphere in the atmosphere and the ecological environment: the treaty system of ozone layer protection agreed in the Vienna Convention for the Protection of the Ozone Layer

\* Corresponding author. Tel.: +34 981 167000x4233; fax: +34 981 167100.

E-mail addresses: [j.romero.gomez@udc.es](mailto:j.romero.gomez@udc.es) (J. Romero Gómez), [fereiro@udc.es](mailto:fereiro@udc.es) (R. Ferreira Garcia), [alberto.demiguel@udc.es](mailto:alberto.demiguel@udc.es) (A. De Miguel Catoira), [m.romero.gomez@udc.es](mailto:m.romero.gomez@udc.es) (M. Romero Gómez).

**Nomenclature**

$\Delta T_{ad}$	adiabatic temperature change (K)
$\Delta S_m$	isothermal entropy change ( $\text{J K}^{-1}$ )
$\Delta s$	specific entropy change ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )
$T$	temperature (K)
$H$	magnetic intensity (T)
$S_T$	total entropy ( $\text{J K}^{-1}$ )
$S_m$	magnetic entropy ( $\text{J K}^{-1}$ )
$S_r$	lattice entropy ( $\text{J K}^{-1}$ )
$S_e$	electronic entropy ( $\text{J K}^{-1}$ )
$U$	internal energy (J)
$S$	entropy ( $\text{J K}^{-1}$ )
$s$	specific entropy ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )
$p$	pressure (Pa)
$V$	volume ( $\text{m}^3$ )
$\mu_0$	vacuum permeability ( $\text{N A}^{-2}$ )
$M$	magnetization ( $\text{A m}^{-1}$ )

$u$	specific internal energy ( $\text{J kg}^{-1}$ )
$\sigma$	specific magnetization ( $\text{A kg}^{-1} \text{m}^{-1}$ )
$c$	specific heat capacity ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )
$q$	heat ( $\text{J kg}^{-1}$ )
$T_C$	Curie temperature (K)
$Q_h$	hot source heat (J)
$Q_c$	cold source heat (J)
$T_h$	hot source temperature (K)
$T_{cold}$	cold source temperature (K)

**Acronyms**

MR	magnetic refrigeration
MCE	magnetocaloric effect
AMR	active magnetic regenerator
ECE	elastocaloric effect

(1985); Montreal Protocol on Substances Depleting the Ozone Layer (1987) and amendments to the Montreal Protocol have provided the schedule to reduce the use of CFCs (chlorofluorocarbons) [1]. On the other hand, the traditional technology of steam compression refrigeration is close to reaching its technical boundaries in achieving further improvements in energy and exergy efficiency, as well as its use of gases with ozone depletion and global warming potential [2]. Therefore, scientists and engineers have begun in recent years to explore new technologies for cooling such as thermoelectric cooling [3], thermoacoustic refrigeration, absorption refrigeration [4,5], adsorption refrigeration [6] and magnetic refrigeration.

Refrigeration systems exploit a material's entropy change due to the variation of an external parameter as well as the pressure or magnetisation to absorb and release energy. Conventional cooling systems (compression based cycles) are based on the elastocaloric effect (ECE). This is defined as the absorption or emission of heat due to the change in pressure on a material (working fluid) in a process where the magnetic field is not applied. Moreover, in the refrigeration technologies based on the MCE, the magnetocaloric effect can be defined as the absorption or emission of heat when a magnetocaloric material is subjected to a change of a magnetic field in a process where the pressure has no influence.

The MCE was first observed by Warburg [7] in 1881, but it was not until 1918 that Weiss and Picard [8] established the physical principles that govern the MCE phenomenon, allowing the first application of the MCE to arise from the proposals of Debye [9] in 1926, and Giauque [10], in 1927, of creating MR cycles in order to reach temperatures below liquid helium. In 1933, Giauque and MacDougall [11] experimentally achieved a temperature value of 250 mK, with paramagnetic salts, overtaking the 1 K barrier for the first time.

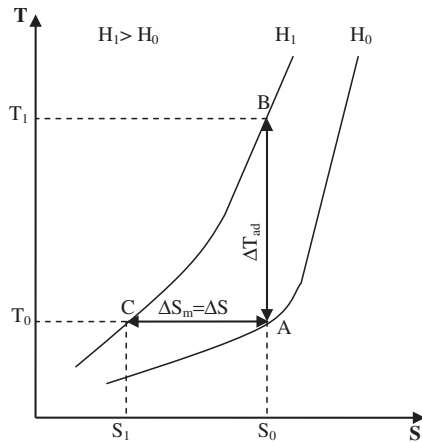
The feasibility of MR at room temperature was introduced by Brow in 1976 through a magnetic refrigerator prototype working in accordance with an Ericsson cycle with Gd material and a magnetic field created by superconducting magnets [12]. Pecharsky and Gschneidner's discovery in 1997 [13] of materials with a remarkable magnetocaloric response at room temperature, and the replacement of superconducting magnets with permanent ones in 2001 by the Astronautics Cooperation in USA [14], sparked the interest of scientists, researchers and companies around the world. Since then, numerous publications and patents regarding magnetocaloric materials and magnetic refrigerator

prototypes have been carried out, Yu et al. [15], with most magnetic refrigerator prototypes using a regenerating cycle based on AMR.

In this article, the thermodynamic cycles based on the MCE principle are revised with the aim of establishing selection criteria as on the basis of the expected performance for room temperature refrigeration technology. First, the theory related with the MCE and its associated thermodynamics are described in detail. In the same way, the properties of the magnetocaloric materials needed to fulfil performance requirements, as well as the most suitable materials for MR at room temperature, including those that exhibit a promising future, are described. This article is organised so that in Section 2 the basic theory of MCE and the associated thermodynamics is described. In Section 3, suitable MR materials that fulfil the conditions to be applied as MR as well as their befitting characteristics have been depicted. In Section 4, the available thermodynamic cycles applicable to MR are described. In Section 5, a discussion regarding the practical considerations about MR cycles is carried out. The article ends with appropriated conclusions on the described topics.

**2. The MCE theory**

The MCE consists of a material's thermal response when subjected to a magnetic field change. It is an intrinsic property of all magnetic materials. It can be quantified as the reversible change in temperature ( $\Delta T_{ad}$ ) in the material when the field change takes place in an adiabatic process, or the reversible change of magnetic entropy ( $\Delta S_m$ ) if the change in field is brought about in an isothermal process. The relationship between the two properties can be illustrated by a schematic diagram  $T$ - $S$  (Fig. 1). This diagram represents the thermal dependency of the entropy of a magnetic system depending on the applied field. The existence of MCE at temperature  $T_0$  may cause an adiabatic temperature change in the system  $\Delta T_{ad} = T_1 - T_0$  or an isothermal change of magnetic entropy ( $\Delta S_m = S_1 - S_2$ ). The first occurs when the entropy is kept constant, while the second is produced when the temperature is kept constant. Both  $\Delta T_{ad}$  and  $\Delta S_m$  are characteristic values of the magnetocaloric effect, according to the initial temperature  $T_0$  and the value of change in the magnetic field. With the increasing value of the external magnetic field change, the ordering of the magnetic spin increases and the magnetic entropy is decreased.



**Fig. 1.** Thermal dependence of entropy depending on the applied field in a ferromagnetic material.

One of the most important characteristics of a magnetic material is its total entropy ( $S_T$ ) and the magnetic entropy of the system ( $S_m$ ). The entropy can be modified by varying the magnetic field, by the temperature and by other thermodynamic parameters. Entropy is a measure of the order in the magneto-thermodynamic system: a high order is related to low entropy and vice versa.

Applying a magnetic field in a ferromagnetic material causes a magnetic ordering of spin of the molecules, orienting themselves in the same direction and lowering the system's entropy. The material's temperature directly influences the kinetics of the electrons and the vibrations of the molecules. Lowering the temperature (releasing energy from the system) promotes a more orderly system and therefore less entropy.

Magnetic entropy ( $S_m$ ) and its change are closely related to the MCE value and to the magnetic contribution to heat capacity. The magnetic entropy change is also used to determine the characteristics of magnetic refrigerators, such as the capacity of the coolant as well as other characteristics.

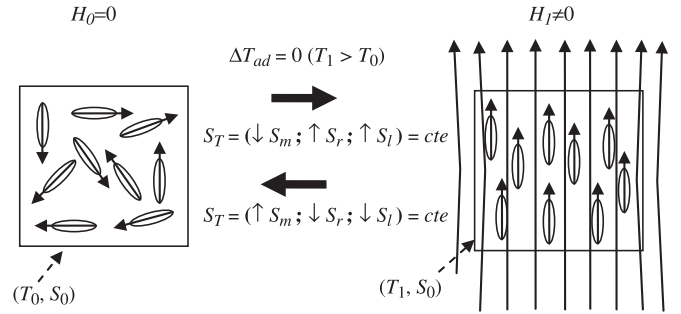
The total entropy of a magnetic material can be, according to [16], presented in general at constant pressure as:

$$S_T(H, T) = S_m(H, T) + S_r(T) + S_e(T) \quad (1)$$

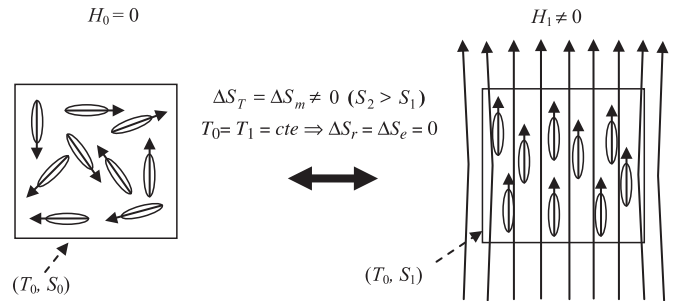
where the contribution to the total entropy  $S_T$  is given by: magnetic entropy of the magnetisation of the material, lattice entropy caused by the vibrations of crystal lattice and electronic entropy of the material's free electrons (denoted as  $S_m$ ,  $S_r$ , and  $S_e$ , respectively) [17]. The lattice and electronic entropy can be considered independent from the magnetic field and only depend on temperature. The magnetic entropy, however, is highly dependent on both the magnetic field and the temperature.

When applying a magnetic field under adiabatic conditions in a ferromagnetic sample (Fig. 2), the total entropy remains constant during the process of magnetisation. Thus, when the magnetic entropy is reduced, lattice and electronic entropy increase to compensate because of the spin lattice connections and vibrations. This causes a temperature increase ( $\Delta T_{ad}$ ) which depends on the applied magnetic field strength. When the external field is removed, the magnetic spin system returns to its original alignment by capturing energy from the lattice, which decreases the thermal entropy and the sample returns to its original temperature.

Individual magnetic moments align with the external field, thereby decreasing the magnetic entropy of the sample and maintaining the  $S_T$ . If the magnetic field is removed, the magnetic spin system returns to its original alignment together with the



**Fig. 2.** Arrangement of magnetic spin system of an adiabatic sample before and after applying a magnetic field.



**Fig. 3.** Arrangement of the magnetic spin system of an isothermal sample before and after applying a magnetic field.

temperature. If the application of magnetic field on the sample is isothermal, the total entropy decreases due to a decrease in the magnetic contribution, since the lattice and electronic entropy do not vary as a result of keeping the temperature constant. This process is schematised in Fig. 3 and shown in Fig. 1.

### 2.1. Thermodynamics of the MCE

With the joint application of the two Principles of Thermodynamics on a ferromagnetic sample under a magnetic field and considering only the sample as a thermodynamic system, the change in internal energy can be expressed as:

$$dU = TdS - pdV + \mu_0 HdM \quad (2)$$

where  $H$  is the intensity of the magnetic field,  $p$  the pressure,  $V$  is the volume of the sample,  $\mu_0$  the magnetic permeability of the vacuum, and  $M$  the magnetic momentum of the sample. If the system's volume is not modified,  $dV=0$ , Eq. (2) is expressed as:

$$dU = TdS + \mu_0 HdM \quad (3)$$

rewriting Eq. (3), which contains extensive magnitudes, depending on specific values per unit mass it follows that:

$$du = Tds + \mu_0 Hd\sigma \quad (4)$$

In this way,  $\sigma$  is defined as the specific magnetisation (magnetic momentum per unit of mass). The total specific entropy change of the system expressed according to  $H$  and  $T$  can be represented as:

$$ds = (\partial s / \partial T)_H dT + (\partial s / \partial H)_T dH \quad (5)$$

The specific heat  $c$  of a substance under a constant state or parameter  $x$  can be defined as:

$$c_x = (\delta q / dT)_x \quad (6)$$

When the second law, defined by Eq. (7), is combined with Eq. (6), the specific heat of the substance for an isobaric process

and constant magnetic field ( $C_{pH}$ ) can be defined as Eq. (8).

$$ds = \delta q/T \quad (7)$$

$$c_{pH} = T(\partial s/\partial T)_H \quad (8)$$

The dependence of the entropy in the magnetic field can be expressed in terms of magnetisation through a Maxwell relation:

$$(\partial s/\partial H)_T = \mu_0(\partial \sigma/\partial T)_H \quad (9)$$

Introducing Eqs. (8) and (9) into Eq. (5), the following expression is obtained for the entropy:

$$ds = (c_{pH}/T)dT + \mu_0(\partial \sigma/\partial T)_H dH \quad (10)$$

The reversible change of temperature ( $\Delta T_{ad}$ ) that the sample undergoes in an adiabatic process of magnetisation (process A–B of Fig. 1) is carried out satisfying Eq. (10) under the condition of  $ds=0$ , yielding:

$$\Delta T_{ad} = -\mu_0 \int_{H_0}^{H_1} (T/c_{pH})(\partial \sigma/\partial T)_H dH \quad (11)$$

Thus, the MCE sample can be quantified when the field variation takes place in an adiabatic process, according to:

$$MCE_{ad} = -\mu_0 \int_{H_0}^{H_1} (T/c_{pH})(\partial \sigma/\partial T)_H dH \quad (12)$$

It must be taken into account that this equation is not as trivial as it appears as the temperature itself is an implicit function of  $H$  given that the temperature will change due to adiabatic temperature change as when altering the magnetic field. This should be included when carrying out integration. The adiabatic temperature change can, of course, also be determined by direct measurements of the sample's temperature.

When the sample is subjected to a variation of the magnetic field in an isothermal process ( $dT=0$ , process A–C in Fig. 1), the reversible change in entropy  $\Delta S$  is equal to the magnetic entropy change  $\Delta S_m$ . The specific entropy change  $\Delta s$  can be determined from Eq. 10, establishing  $dT=0$ , resulting in the following expression:

$$\Delta s = \Delta s_m = -\mu_0 \int_{H_0}^{H_1} (\partial \sigma/\partial T)_H dH \quad (13)$$

From Eq. (13), the MCE can be quantified if the field variation is performed under an isothermal process.

$$MCE_{isot} = -\mu_0 \int_{H_0}^{H_1} (\partial \sigma/\partial T)_H dH \quad (14)$$

In a process in which the applied field increases ( $\Delta H > 0$ ), the MCE sign is given by the  $(\partial \sigma/\partial T)_H$  sign, distinguishing:

- direct MCE, when  $(\partial \sigma/\partial T)_H < 0$ , resulting  $\Delta s_m < 0$  and  $\Delta T_{ad} > 0$
- inverse MCE in the opposite case, when  $(\partial \sigma/\partial T)_H > 0$ , where  $\Delta s_m > 0$  and  $\Delta T_{ad} < 0$

For most magnetic materials, there is a decrease of magnetisation with temperature and therefore  $(\partial \sigma/\partial T)_H$  is negative. So it is seen that  $\Delta s_m < 0$  and  $\Delta T_{ad} > 0$  for positive field changes.

It can be concluded that the MCE will be large if:

- the magnetic field variation is large
- magnetisation changes rapidly with temperature, i.e.,  $|(\partial \sigma/\partial T)_H|$  is high.
- the material has a low specific heat.

The change in magnetisation with temperature and specific heat is intrinsic to the material while the change in magnetic field can be controlled externally. In absolute terms, the variation of

magnetisation with temperature  $|(\partial \sigma/\partial T)_H|$  is large around the phase transition involving a change of magnetisation in the material.

## 2.2. First order and second order phase transitions

Transition or phase change is the transformation of a system from one phase to another. The main characteristic is an abrupt change in one or more physical properties. With regard to the phase transition in magnetic systems, two transition modes are given: first order magneto-structural phase transitions and the continuous phase or second order transitions.

### 2.2.1. First order phase transitions

In first order transitions, there are two phases in equilibrium, so the transformation is not instantaneous and they are linked to the presence of latent heat. They show a discontinuity in the volume, in the magnetisation and entropy, so that  $\partial M/\partial T$  and  $\partial S/\partial T$  are infinite in the transition temperature. The analysis of the magnetic entropy change and the MCE behaviour in first order magnetic transitions was carried out by Pecharsky et al. [18]. Fig. 4 shows a  $T$ – $S$  diagram of a magnetic system experiencing a first order transition with a transition temperature of  $T_{t0}$  for a zero field ( $H_0=0$ ) and a transition temperature of  $T_{t1}$  for a  $H_1$  ( $H_1 > H_0$ ) field. For each isomagnetic curve of the entropy, depending on the temperature, there is a temperature at which there is an abrupt change in entropy. The vertical lines between the two isomagnetic curves correspond to an adiabatic temperature change ( $\Delta T_{ad}$ ). The adiabatic temperature change achieves its peak values in the scale of temperatures ranging from  $T_{t0}$  and  $T_m$  (geometrically defined by the dotted lines). For  $T_m < T < T_{t0}$ , adiabatic temperature changes decrease due to the abrupt change in entropy.

The ferromagnetic materials displaying a first order phase offer an acute magnetocaloric response centred at its transition temperature, rapidly annulling itself in its vicinity [19]. Both are characterised, therefore, by higher values of  $\Delta S_m$ . There are, however, problems arising from the nature of this phase transition such as [20]:

- existence of thermal and magnetic hysteresis
- changes in volume and thermal stress between the existing phases
- slow kinetic of first order phase transitions that can influence or limit refrigerator performance.

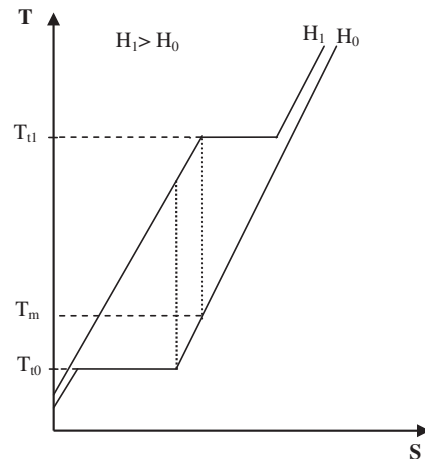


Fig. 4. Schematic  $T$ – $S$  diagram of a material in two magnetic fields  $H_0$  and  $H_1$  near the first order transition.

### 2.2.2. Second order transitions

This type of transition was assumed in order to study the MCE and the entropy changes caused by the magnetic field in Section 2. Second order transitions go continuously from one phase to another without the coexistence of the two in equilibrium. The transformations are verified without discontinuity in the specific values of the volume, magnetisation and entropy and do not exhibit the signs of energy that entropy changes would imply. The second order phase transition is not linked to latent heat. Magnetic transition is the shift from an ordered arrangement of magnetic moments to a disordered arrangement. In materials with this spontaneous magnetisation, the transition temperature is the so-called Curie.

### 2.3. Influence of temperature on the MCE

The temperature affects the magnetic properties of materials. Increasing the temperature of a solid produces an increase in the magnitude of the atom's thermal vibrations. The atomic magnetic moments can rotate, so that raising the increase in thermal agitation of the atoms tends to misalign the moments. For ferromagnetic materials, both antiferromagnetic and ferromagnetic, atomic thermal movements counteract the coupling strengths between adjacent atomic dipoles, producing some misalignment, irrespective of whether an external field is applied. This produces a decrease in saturation magnetisation for ferromagnetic and antiferromagnetic materials. The saturation magnetisation is highest at 0 K, the temperature at which thermal vibrations are minimal. By increasing the temperature, the saturation magnetisation gradually decreases and then suddenly drops to zero at the so-called Curie temperature ( $T_C$ ). Hence the  $T_C$  can be defined as the lowest temperature at which the magnetisation of a material in the absence of an external field is zero. Above the  $T_C$ , the thermal vibrations, i.e., the temperature, is powerful enough to randomise the spins, while below the  $T_C$  spontaneous magnetisation occurs. This magnetisation increases with decreasing temperature, due to minor thermal fluctuations. At temperatures above  $T_C$ , the ferromagnetic materials become paramagnetic.

Experimentally the  $T_C$  can be approximated by the temperature at which the change in magnetisation,  $(\partial M/\partial T)_H$ , is maximum, which is also where  $\Delta S_m$  is maximised. In the second order ferro-paramagnetic phase transitions, the MCE will become more intense around  $T_C$ . Fig. 5 shows a diagram of the temperature dependence of  $(\partial M/\partial T)_H$ ,  $\Delta S_m$  and  $\Delta T_{ad}$  for a variation of field  $\Delta H$ , giving an overview of the manifestation of the direct MCE in materials exhibiting this type of phase transition. It can be seen that the MCE reaches its peak at around  $T_C$ , gently decreasing as we move away from such temperature until it becomes zero. The magnitude of the  $T_C$  varies from one material to another depending on its composition.

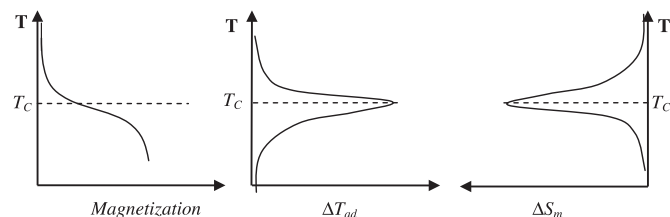


Fig. 5. Thermal dependence of magnetisation and of direct MCE on a material with a 2nd order phase transition for a particular field change  $\Delta H$ . The MCE is greater in the  $T_C$  region.

## 3. Materials for MR.

All magnetic materials show MCE to a greater or lesser extent. Those which show a higher MCE become potential candidates for MR. However, as pointed out by Yu et al. [21] and Gschneidner et al. [22], the magnetic material must fulfil a series of properties and characteristics in order to be used as cooling material, i.e.,:

- low Debye temperature values
- Curie temperature near working temperature
- large temperature difference ( $\Delta T_{ad}$ ) in the vicinity of phase transition
- no thermal or magnetic hysteresis to enable high operating frequency and, consequently, large cooling power
- low specific heat and high thermal conductivity, thereby allowing large changes in temperature and facilitating the processes of heat transfer and increasing efficiency.
- high electrical resistance in order to avoid Foucault currents in the processes of rapid change in magnetic field.
- non-toxic
- resistant to corrosion
- good mechanical properties
- low manufacturing costs necessary for commercial viability, and
- low environmental impact

Thus, in addition to the magnetic entropy change  $\Delta S_m$  and  $\Delta T_{ad}$ , there are a number of other factors to be considered before reaching a coherent decision with regard to the MR material to be used in a commercial magnetic refrigerator.

Materials which exhibit a first order transition reach high values of  $\Delta S_m$  and  $\Delta T_{ad}$ . These materials are known as giant magnetocaloric effect materials GMCE [13] and are argued to be the most promising candidates for applications of MR due to their large MCE. However, the problems deriving from the nature of this transition (thermal and magnetic hysteresis, slow kinetic and MCE in a narrow temperature range etc.) can influence or limit the performance of the refrigerators.

An alternative to solid magnetocaloric material to be applied to MR has been proposed by several researchers in theoretical studies using a colloidal suspension of ferromagnetic particles (ferrofluids) [23,24], along with the submission of several patents [25,26]. The technical feasibility of using ferrofluids depends critically on achieving high concentrations of magnetic particles and suitably low yield stress when magnetised, as well as solving heat transfer problems associated with the process. Further research and experimental studies are therefore necessary in order to establish the feasibility of ferrofluids within the scope of MR for practical purposes.

There is currently a wide range of materials that exhibit a significant MCE for a broad spectrum of temperatures. The debate about the different types of materials with their characteristic properties can be found in in-depth studies [27,22]. The majority of the materials are rare earth ones, either pure or combined in alloys, in particular gadolinium compounds.

The research processes of MR to date focus heavily on the study of different types of materials and their properties;  $\Delta S$ ,  $\Delta T_{ad}$ , related cooling capacity as well as manufacturing costs and feasibility.

### 3.1. Materials for room temperature MR

In general, room temperature MR uses ferromagnetic materials which possess a high MCE with a Curie temperature approximating room temperature wherein the material undergoes a magnetic phase

transition from an ordered ferromagnetic spin system to a random paramagnetic spin system.

The prototype material for the room temperature range is Gd lanthanide metal, which is ordered ferromagnetically at 294 K. Its magnetocaloric effect has been studied independently by many authors; Benford et al. [28], Ponomarev [29], Tishin et al. [30].  $\Delta T_{ad}/\Delta H$  to  $T_C$  values for Gd are approximately 2.8 K/T at low magnetic fields, which drop to approximately 2 K/T in higher magnetic fields.

Among the considerable research on magnetocaloric materials, the majority focus on the search for materials for room temperature, studying their properties and feasibility of being produced economically. Gd–R alloys, where R is another lanthanide metal, (such as Tb, Dy, Ho and Er), were prepared in an attempt to improve Gd in MCE. However, all alloy additions only slightly change the  $T_C$  of Gd at lower temperatures without any significant improvement in its MCE. Other candidate materials are:  $\text{Fe}_{49}\text{Rh}_{51}$  [31],  $\text{Gd}_5\text{Si}_2\text{Ge}_2$  and those related with the  $\text{Gd}_5(\text{Si}_{4-x}\text{Ge}_x)$  series [32], the  $\text{MnAs}_{1-x}\text{Sb}_x$  [33] series, and the La  $(\text{Fe}_{1-x}\text{Co}_x)_{11.9}\text{Si}_{1.1}$  series [34]. The  $\text{Fe}_{49}\text{Rh}_{51}$  alloy has a high known MCE value of near room temperature but the high cost of Rh means that it can only be considered for applications researching the cooling capabilities of the materials. The  $\text{Gd}_5(\text{Si}_{4-x}\text{Ge}_x)$  and  $\text{MnAs}_{1-x}\text{Sb}_x$  series are associated with first order phase transitions, i.e., there are practical obstacles because of the nature of this transition (see above). However, the La  $(\text{Fe}_{1-x}\text{Co}_x)_{11.9}\text{Si}_{1.1}$  series is associated with second order phase transitions and its acquirement through powder metallurgical processes allow its production on an industrial scale [35]. The Curie temperature of compounds can be easily adjusted by altering the content of Co. Approximately  $\Delta T_{ad}$  of 2 K/T can be reached. All this indicates that the compounds of the La  $(\text{Fe}_{1-x}\text{Co}_x)_{11.9}\text{Si}_{1.1}$  series can become the room temperature magnetocaloric materials of the future, despite possessing MCE properties inferior to that of Gd metal.

#### 4. MR thermodynamic cycles

In general, a magnetic refrigerator comprises: a magnetic working material, a magnetising/demagnetising system, hot and cold heat exchangers and a heat transfer system with a thermal fluid. The heat transfer fluid is responsible for pumping the heat between the working magnetic material and the hot and cold heat exchangers. Depending on the working temperature, the transfer fluid may be a gas or a liquid. The general working principle of a magnetic refrigerator is as follows: the working material (refrigerant) absorbs heat from the load at a low temperature (the cold heat exchanger) and transfers it to the high temperature source (hot end heat exchanger). As a result of the cyclical repetition of this process, the load is cooled. In magnetic refrigerators the working material is a magnetic material, which changes its temperature and entropy under the effect of a magnetic field. The combination of thermodynamic processes of isothermal magnetisation, (where the refrigerant is magnetised as the temperature is kept constant: during this process the MCE manifests itself as a change in entropy), adiabatic magnetisation (where the coolant temperature increases due to an adiabatic temperature change) and processes at a constant field, allow the achievement of magnetic refrigerators with different thermodynamic cycles.

##### 4.1. Carnot cycle

In MR cycles, the Carnot cycle can be considered as the reference cycle as it allows the direct study of manifestations of the MCE to. The cycle consists of two adiabatic and two

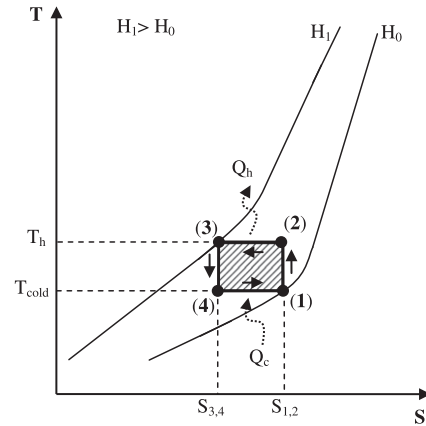


Fig. 6.  $T$ - $S$  diagram of an MR Carnot cycle.

isothermal processes and can be illustrated in a  $T$ - $S$  diagram between two lines of constant field (Fig. 6).

The magnetic refrigerant is partially magnetised (process 1–2), increasing its temperature adiabatically from  $T_{cold}$  to  $T_h$ . Then the intensity of the applied magnetic field is increased to complete magnetisation isothermally, making it necessary to remove the refrigerant material's thermal insulation in order to allow the heat exchange with the heat transfer fluid (process 2–3). In this process, the coolant keeps its temperature at constant, while the fluid absorbs the heat generated in the refrigerant due to the magnetisation. In process 3–4, the applied magnetic field decreases and this lowers the temperature of the magnetic refrigerant adiabatically, from  $T_h$  to  $T_{cold}$ . Finally, the cycle is completed when the material is completely demagnetised during process 4–1. In this process the magnetic refrigerant absorbs heat from the fluid, recovering the energy lost during demagnetisation. To ensure the efficient performance of the system, the fluid rejects the absorbed energy of the magnetised coolant (process 2–3) to the hot source and absorbs energy from the cold source (system to be cooled) that is transferred to the magnetic refrigerant in demagnetising process 4–1.

##### 4.2. Brayton cycle

Heat transfer in the Brayton cycle occurs differently from that of the Carnot cycle. Heat transfer is performed in processes where the magnetic intensity remains constant, thus obtaining higher temperature ranges and consequently a higher heat transfer between the magnetocaloric material and the fluid.

An MR Brayton cycle with regeneration is shown in Fig. 7. The cycle consists of four processes; two adiabatic and two where the intensity of the applied magnetic field remains constant.

Considering the cycle operating processes shown in Fig. 7 from point 1, when the working magnetic material is at temperature  $T_1$ , it undergoes a temperature rise to  $T_2$  (process 1–2) caused by the MCE in the adiabatic magnetisation. Thus the material, in the presence of a constant magnetic field, transfers heat to the hot source ( $Q_h$ ), lowering its temperature to  $T_{2a}$ . The additional cooling of  $T_{2a}$  to  $T_3$  is achieved with the aid of the regenerator (process 4<sub>a</sub>–1). At point 3, the material undergoes an adiabatic demagnetisation (process 3–4), thus its temperature drops to  $T_4$ . The magnetic material at temperature  $T_4$  exchanges heat (process 4–4<sub>a</sub>) with the cold source exchanger ( $Q_c$ ) absorbing heat so that its temperature increases to  $T_{4a}$ . Finally, the regenerator transfers heat to the magnetic material, (process 4<sub>a</sub>–1), thereby completing the cycle.



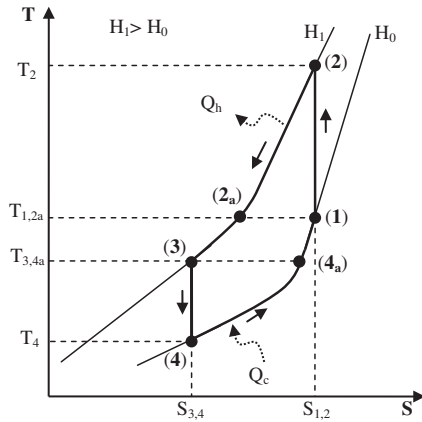


Fig. 7. T-S diagram of an MR Brayton cycle with regeneration.

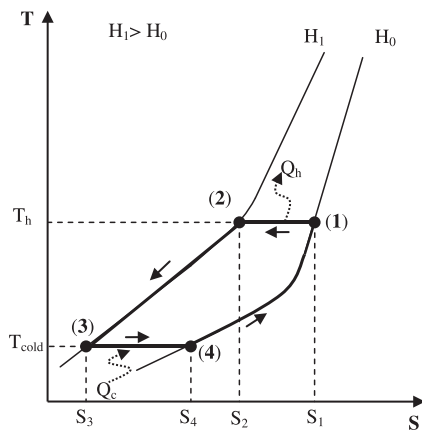


Fig. 8. T-S diagram of an Ericsson cycle with regeneration.

4.3. Ericsson cycle

The Ericsson cycle is a regeneration cycle similar to the Brayton cycle. The only difference is that isothermal magnetisation and demagnetisation is used instead of adiabatic as shown in Fig. 8. In process 1–2 of isothermal magnetisation, the magnetic material rejects heat ( $Q_h$ ) to the hot source at temperature  $T_h$ , and in process 3–4 absorbs ( $Q_c$ ) from the cold source at temperature  $T_{cold}$ . The regeneration corresponds to 2–3 and 4–1 heat exchange processes.

Regeneration, both in the Ericsson cycle as in the Brayton, are only possible with the existence of a difference in temperature that ensures heat transfer. This represents the existence of irreversible processes and, therefore, a decrease in the efficiency of the device.

4.4. Cascade magnetic cycles

Magnetocaloric materials have a temperature at which the MCE is maximum, corresponding to the Curie temperature. As we move away from such temperature, the MCE decreases. In the case of refrigeration processes with high temperature differences, (large span), there is reduced efficiency due to the decrease of MCE because of the deviation of Curie temperature. One solution to this problem is to implement a cascade system of cycles, wherein each cycle has a different material with a Curie temperature in the proximity of its application, so that its working domain and operating temperature range is optimum.

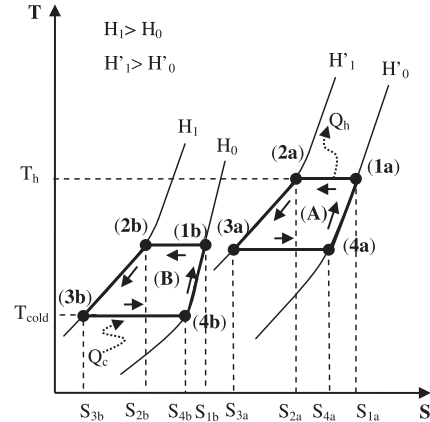


Fig. 9. Magnetic cycle cascade refrigeration cycle based on the Ericsson magnetic cycle.

Fig. 9 displays a cascade process of Ericsson cycles, showing that the cooling power of cycle (A) is used to absorb the energy rejected by cycle (B). The heat absorbed from the cold source by the cascade refrigeration system is represented by the surface  $S_{4b}$ , 4b, 3b,  $S_{3b}$  of cycle (B). The total work carried out in the cascade system is given by the sum of the areas formed by the two cycles, (A) and (B).

A major advantage of an MR cascade system over that of a conventional one is that the MR machine does not require heat exchangers between cycles. This is due to the fact that magnetocaloric material is solid so that the same fluid can be transferred to both cycles.

4.5. Active magnetic regenerator cycle (AMR)

In the AMR cycle, the magnetic material not only serves as a refrigerant providing the temperature change as a result of magnetisation or demagnetisation, but also as a regenerator for the flow of heat transfer. The AMR was introduced in the late seventies by Steyert [36], and subsequently Chen et al. [37] determined that, with the exception of the Carnot cycle, the AMR is the most efficient cycle of MR for room temperature.

The conventional AMR cycle consists of adiabatic magnetisation and demagnetisation and two processes where the intensity of the applied magnetic field remains constant. Due to the nature of the refrigerant (solid), the AMR cycle includes a heat transfer fluid that associates the refrigerant with the cold and hot source heat exchangers. The magnetocaloric regenerator material is immersed into the heat transfer fluid flow and, by means of pistons or pumps, the transfer fluid can move through the regenerator. The AMR cycle cannot be illustrated by a T–S diagram as each part of the regenerator executes single thermodynamic cycles, which bind to one another through the heat transfer fluid.

The operating principle of an AMR refrigerator and its components are illustrated in Fig. 10. The AMR refrigerator comprises: a magnet (1), a regenerator with magnetocaloric material (2), cold (3) and hot source (4) heat exchangers and a device to allow the flow of heat transfer fluid (liquid) through the active regenerator (5). Let us assume that the regenerator is in steady state with the hot and cold source heat exchanger and with a given temperature gradient specified by its temperatures. The AMR cycle experiences four processes represented in Fig. 10: (a) Magnetisation process causing the heating of the magnetocaloric regenerative material, which in turn rejects heat to the heat transfer fluid in the regenerator increasing its temperature, (b) cooling process of the regenerator at constant magnetic field. This process is achieved by the displacement of heat transfer fluid from the regenerator with

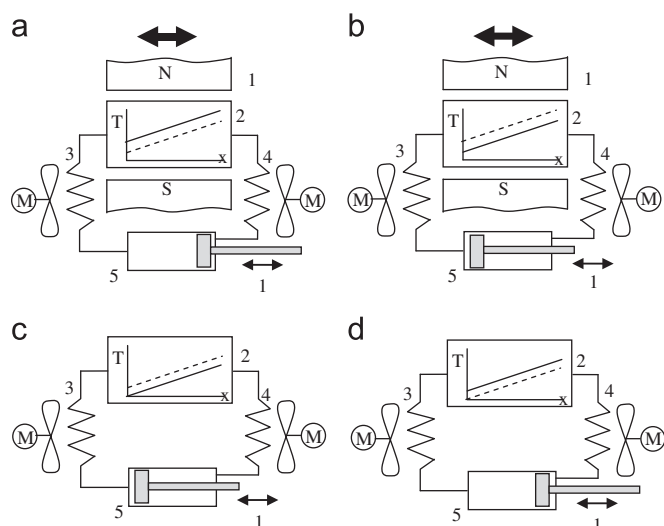


Fig. 10. Schematic illustration of a magnetic refrigerator based on an AMR cycle.

fluid coming from the cold source of the heat exchanger. The fluid absorbs heat from the regenerator and releases it at a higher temperature than that of the hot source in the heat exchanger, (c) demagnetisation process. The regenerator material is cooled by the MCE and absorbs heat from the heat transfer fluid, achieving to lower its temperature below that of the cold source, (d) heating process of the regenerator at constant magnetic field. At zero field the heat transfer fluid, cooled in process (c), is displaced from the regenerator towards the cold source heat exchanger by the fluid from the hot source heat exchanger. The fluid in the cold source heat exchanger absorbs heat, that is, it is the cooling capacity of AMR magnetic refrigerator, thus completing the cycle.

In Fig. 10, the lines inserted into the interior of the regenerator show, by way of example, the temperature profile through the regenerator at a steady state. The dashed line represents the initial profile of the regenerator in each process and the solid line represents the temperature's end profile in that process.

Some authors assume that the AMR cycle can be considered as a group of a series of cascade cycle refrigerators carried out by the active magnetic regenerator material. However, Hall et al. [38] showed that a cascade approach is erroneous. Each solid element does not pump heat from the regenerator directly to the next neighbouring solid element but all elements accept or reject heat to the heat transfer fluid simultaneously and are indirectly coupled through the fluid. This makes the difference between the two cycles clear.

## 5. Practical considerations for the application of cycles

For practical Carnot cycle based refrigeration, the temperature interval between the hot and cold source is restricted by the adiabatic temperature change of the magnetocaloric material in the processes of magnetisation and demagnetisation. Therefore, the working temperature of the hot and cold source cannot be chosen freely. When the temperature rises, the specific heat and lattice entropy increase, (associated vibrations of atoms), causing the decrease of adiabatic temperature change. When the lattice entropy is very large compared with that of magnetic entropy, the material's adiabatic temperature change is insignificant and requires very large magnetic fields to reduce vibration of the atoms. Furthermore, the Carnot cycle uses a different variable magnetic field in each of the four working points. This requires an electromagnet or a superconducting magnet where the field can

be manipulated, which is inefficient with respect to energy consumption and makes the Carnot cycle unsuitable for normal refrigeration. This limits its application to temperatures below 20 K.

By adding a regenerator to the magnetic refrigeration system, the heat expelled by the lattice system in one stage of the cycle is restored and returned to the lattice system in another stage. Thus the capacity used for system cooling load can be effectively utilised for the increase of effective entropy change and temperature span.

The Brayton and Ericsson cycles are ideal for working with regeneration, in such way that a magnetic refrigerator working temperature span is achieved independently from the working cycle. This enables room temperature MR.

The theoretical Brayton cycle is characterised by the lower cooling capacity and greater heat rejection compared with the theoretical Ericsson cycle. Nevertheless, Cross et al. [39] noted that the differences between the actual Ericsson and Brayton cycles are small due to the deviation of the true isothermal and adiabatic magnetisation in real processes. In [40] an analysis of the second law of Thermodynamics for an ideal Ericsson cycle is carried out.

The AMR are porous to facilitate heat exchange with the transfer fluid and can be formed by thin sheets arranged in parallel, perforated sheets or small spheres of magnetocaloric material [41].

The magnetocaloric material of the regenerator can be a single material or can consist of several with different scaled Curie temperatures. With several materials it is possible to increase the working range of the magnetic refrigerator. This is an apparently intuitive idea. However, issues such as the number of materials used and the relative amount of each are being investigated to achieve optimal performance.

Research groups have developed several prototypes of refrigerators with AMR cycles (see Yu et al. [15]). These can be classified according to: the type of magnetic source (permanent magnets or electromagnets), the type of magnetocaloric material and the relative movement of the active elements of the device. With regard to heat transfer fluid used by the investigators, depending on the temperature range, these can be natural water, glycol water, distilled water, gases (helium) or coolants among others.

## 6. Conclusions

In this article, both the theory and thermodynamics of the MCE as well as the characteristics and properties required in the magnetocaloric material for magnetic refrigeration have been reviewed. The most suitable materials for room temperature MR as well as those which display a promising future have also been reviewed. A presentation and description is given of the Carnot, Brayton, Ericsson, AMR and cascading MR cycles with a view to establishing selection criteria based on their performances.

The MCE cannot be used directly for cooling; instead specialised cooling cycles with regeneration are required for MR to be used for cooling at room temperature at an effective cost. All described MCE based refrigeration cycles cannot be applied in refrigeration technology at room temperature. In this way, the Carnot cycle can only be effective in cryogenic applications. Nevertheless, the regenerative Brayton and Ericsson cycles are well suited to real applications with little differences between them. The most used MR cycle at room temperature is the AMR cycle due to its greater performance in comparison with the rest of cited cycles. Therefore, all implemented prototypes so far are based on the AMR cycle.

The main refrigerating material used in MR prototypes so far is Gd and its alloys. This is attributed essentially to its good MCE at room temperature, good mechanical properties, low hysteresis, commercial availability and its capacity to meet the needs of engineering. However, its high cost limits its use in large scale applications.

Numerous studies of magnetocaloric materials have been carried out to find alternatives to Gd and are currently the main research field for room temperature MR. Materials with GMCE reach high  $\Delta S_m$  and  $\Delta T_{ad}$  values, yet few test devices have been built and studied to determine their performance. These giant MCE materials exhibit problems arising from the nature of their phase transition. In this way, the La ( $\text{Fe}_{1-x}\text{Co}_x$ )<sub>11.9</sub>Si<sub>1.1</sub> series could become the room temperature magnetocaloric materials of the future, thanks to their mature industrial scale manufacturing process.

Based on the results of the discussion, it is highlighted that the MR provides an effective alternative to refrigeration based on vapour compression, due to the benefits of using the MCE.

## References

- [1] Wang DC, Li YH, Li D, Xia YZ, Zhang JP. A review on adsorption refrigeration technology and adsorption deterioration in physical adsorption systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010;14:344–53.
- [2] Ahamed JU, Saidur R, Masjuki HH. A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011;15:1593–600.
- [3] Xi Hongxia, Luo Lingai, Fraisse Gilles. Development and applications of solar-based thermoelectric technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2007;11:923–36.
- [4] Karamangil MI, Coskun S, Kaynakli O, Yamankaradeniz N. A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010;14:1969–78.
- [5] Zhai XQ, Qu M, Wang Yue Li, RZ. A review for research and new design options of solar absorption cooling systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011;15:4416–23.
- [6] Choudhury B, Chatterjee PK, Sarkar JP. Review paper on solar-powered air-conditioning through adsorption route. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010;14:2189–95.
- [7] Warburg E. Magnetische Untersuchungen über die Wirkungen der Koerzitivkraft. *Annals of Physics* 1881;13:141–64.
- [8] Weiss P, Piccard A. Sur un nouveau phénomène magnétocalorique. *Compt Rend Ac Sci* 1918;166:352.
- [9] Debye P. Einige bemerkungen zur magnetisierung tiefer, temperatur. *Annals of Physics* 1926;81:1154–60.
- [10] Giauque WF. A thermodynamic treatment of certain magnetic effects, A proposed method of producing temperatures considerably below 18 absolute. *Journal of the American Chemical Society* 1927;49:1864–70.
- [11] Giauque WF, MacDougall DP. Attainment of temperatures below 1 K absolute by demagnetization of  $\text{Gd}_2(\text{SO}_4)_3 \cdot 8\text{H}_2\text{O}$ . *Physical Review Letters* 1933;43(9):768.
- [12] Brown GV. Magnetic heat pumping near room temperature. *Journal of Alloys and Compounds* 1976;47:3673–80.
- [13] Pecharsky VK, Gschneidner Jr KA. Giant magnetocaloric effect in  $\text{Gd}_5(\text{Si}_2\text{Ge}_2)$ . *Physical Review Letters* 1997;78:4494–7.
- [14] Zimm CB, Sternberg A, Jastrab AG, Boeder AM, Lawton LM, Chell JJ. Rotating bed magnetic refrigeration apparatus. (2003) US Patent 6.526.759.4.
- [15] Yu B, Liu M, Egolf PW, Kitanovsky A. A review of magnetic refrigerator and heat pump prototypes built before the year 2010. *International Journal of Refrigeration*. 33 (2010) 1029–1060.
- [16] Pecharsky V, Gschneidner K, Pecharsky A, Tishin A. Thermodynamics of the magnetocaloric effect. *Physical Review B (Condensed Matter and Materials Physics)* 2001;64(14):144406/1–13.
- [17] Tishin AM, Spichkin YI. The magnetocaloric effect and its applications, series in condensed matter physics. Institute of Physics, Publishing Ltd.; 2003.
- [18] Pecharsky VK, Gschneidner Jr KA. Some common misconceptions concerning magnetic refrigerant materials. *Journal of Applied Physics* 2001;90:4614–22.
- [19] de Oliveira NA, Von Ranke PJ. Theoretical aspects of the magnetocaloric effect. *Physics Reports* 2010;489:89–159.
- [20] Gschneidner Jr KA, Pecharsky VK. Thirty years of near room temperature magnetic cooling: where we are today and future prospects. *International Journal of Refrigeration* 2008;31:945–61.
- [21] Yu BF, Gao Q, Zhang B, Meng XZ, Chen Z. Review on research of room temperature magnetic refrigeration. *International Journal of Refrigeration* 2003;26:622–36.
- [22] Gschneidner Jr KA, Pecharsky VK, Tsokol AO. Recent developments in magnetocaloric materials. Institute of Physics Publishing 2005;68:1479–539.
- [23] Barclay JA. Use of ferrofluid as the heat-exchange fluid in a magnetic refrigerator. *Journal of Applied Physics* 1982;53:2887–94.
- [24] Rosensweig RE. Refrigeration aspects of magnetic particle suspensions. *International Journal of Refrigeration* 2006;29:1250–8.
- [25] PW Egolf, A Kitanovski, O Sari, Method and device for the generation of cold and heat by magneto-caloric effect. (2004) WO 2004059222.
- [26] PW Egolf, A Kitanovski, D Ata-Ceasar, F Gendre, O Sari, Magnetic refrigerator and heat pump using magnetocaloric fluid and process for magnetic heating and cooling with such refrigerator or heat pump. (2006) WO 2006136041.
- [27] Brück E. Developments in magnetocaloric refrigeration, topical review. *Journal of Physics D: Applied Physics* 2005;38:381–91.
- [28] Benford SM, Brown GV. T–S diagram for gadolinium near the Curie temperature. *Journal of Applied Physics* 1981;52(3):2110–2.
- [29] Ponomarev BK. Magnetic properties of gadolinium in the region of paraprocess. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 1986;61:129–38.
- [30] Tishin AM, Gschneidner KA, Pecharsky VK. Magnetocaloric effect and heat capacity in the phase transition region. *Physical Review B* 1999;59:503–11.
- [31] Annaorazov MP, Nikitin SA, Tyurin AL, Asatryan KA. Anomalously high entropy change in FeRh alloy. *Journal of Applied Physics* 1996;79:1689–95.
- [32] Pecharsky VK, Gschneidner KA. Tunable magnetic regenerator alloys with a giant magnetocaloric effect for magnetic refrigeration from ~20 to ~290 K. *Applied Physics Letters* 1997;70:3299.
- [33] Wada H, Tanabe Y. Giant magnetocaloric effect of  $\text{MnAs}_{1-x}\text{Sb}_x$ . *Applied Physics Letters* 2001;79:3302–5.
- [34] Bjørk R, Bahl CRH, Katter M. Magnetocaloric properties of  $\text{LaFe}_{13-x-y}\text{Co}_x\text{Si}_y$  and commercial grade Gd. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 2010;322:3882–8.
- [35] Hansen BR, Theil Kuhn L, Bahl CRH, Lundberg M, Ancona-Torres C. Properties of magnetocaloric  $\text{La}(\text{Fe},\text{Co},\text{Si})_{13}$  produced by powder metallurgy. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 2010;322:3447–54.
- [36] Steyert WA. Stirling-cycle rotating magnetic refrigerators and heat engines for use near room temperature. *Journal of Applied Physics* 1978;49:1216–26.
- [37] Chen FC, Murphy RW, Mei VC, Chen GL. Thermodynamic analysis of four magnetic heat-pump cycles. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 1992;114:715–20.
- [38] Hall JL, Reid CE, Spearing IG, Barclay JA. Thermodynamic considerations for the design of active magnetic regenerative refrigerators. *Advances in Cryogenic Engineering* 1996;41B:1653–64.
- [39] Cross CR, Barclay JA, DeGregoria AJ, Jaeger SR, Johnson JW. Proceedings of the cryogenic engineering conference, Saint Charles, IL, June 14–18, 1987. *Advances in Cryogenic Engineering* 33 (1988) 767–775.
- [40] Lucia U. Second law analysis of the ideal Ericsson magnetic refrigeration. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011;15:2872–5.
- [41] Barclay J, Sarangi S. Selection of regenerator geometry for magnetic refrigerator applications. *American Society of Mechanical Engineers* 1984:9–13.



## Artículo II

**Artículo publicado en  
Renewable and Sustainable  
Energy Reviews, 2013**

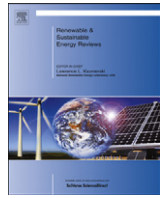
---

J. Romero Gómez, R. Ferreiro Garcia, J. Carbia Carril, M. Romero Gómez

*A review of room temperature linear reciprocating magnetic refrigerators*

Renewable and Sustainable Energy Reviews, 21, 1-12, 2013





# A review of room temperature linear reciprocating magnetic refrigerators

J. Romero Gómez<sup>a,\*</sup>, R. Ferreiro Garcia<sup>b</sup>, J. Carbia Carril<sup>c</sup>, M. Romero Gómez<sup>d</sup>

<sup>a</sup> Department of Energy and Marine Propulsion, ETSNM, University of A Coruña, Paseo de Ronda 51, 15011 A Coruña, Spain

<sup>b</sup> Department of Industrial Engineering, ETSNM, University of A Coruña, Paseo de Ronda 51, 15011 A Coruña, Spain

<sup>c</sup> Department of Energy and Marine Propulsion, ETSNM, University of A Coruña, Paseo de Ronda 51, 15011 A Coruña, Spain

<sup>d</sup> Department of Energy and Marine Propulsion, ETSNM, University of A Coruña, Paseo de Ronda 51, 15011 A Coruña, Spain

## ARTICLE INFO

### Article history:

Received 25 July 2012

Received in revised form

19 December 2012

Accepted 21 December 2012

### Keywords:

Magnetic refrigeration

Review

Reciprocating prototypes

Operating mode

## ABSTRACT

Various AMR refrigerators prototypes have been developed with a view to implementing magnetic refrigeration (MR) at room temperature in a short time. This article describes the working mode of the two basic categories into which these can be divided (reciprocating and rotary) and compares them to show the advantages and disadvantages offered. A review of the latest and most significant alternative linear prototypes is carried out, providing design concepts and performance characteristics. Such characteristics include the operating frequency, magnet field type and field strength, regenerator materials and geometry, and maximum temperature span and cooling capacity. Also included is a study carried out by the authors focused on the prototyping of an MR system aimed at avoiding the shortcomings of other prototypes manufactured to date.

© 2012 Elsevier Ltd. All rights reserved.

## Contents

1. Introduction	1
2. AMR refrigeration cycle	2
2.1. AMR refrigerator configuration	3
2.2. Considerations of design and construction of an AMR refrigerator	4
3. Comparison of the configuration of magnetic refrigerators	4
3.1. Rotary MR systems	5
3.2. Alternative MR systems	5
3.2.1. Gao et al. magnetic refrigerator	5
3.2.2. Nakamura et al. magnetic refrigerator	6
3.2.3. Hirano et al. magnetic refrigerator	6
3.2.4. Zheng et al. magnetic refrigerator	6
3.2.5. Tagliafico et al. magnetic refrigerator	7
3.2.6. Engelbrecht et al. magnetic refrigerator	7
3.2.7. Trevizoli et al. magnetic refrigerator	8
3.2.8. Balli et al. magnetic refrigerator	8
4. Authors' research on MR	9
4.1. Experimental AMR refrigerator	10
5. Conclusions	10
References	11

## 1. Introduction

Room temperature MR is an environmentally friendly cooling technology with zero ozone depletion potential and zero global warming potential. It is an interesting alternative to conventional refrigeration based on vapour compression with working fluids that

\* Corresponding author. Tel.: +34 981 167000x4233; fax: +34 981 167100.

E-mail addresses: [j.romero.gomez@udc.es](mailto:j.romero.gomez@udc.es) (J. Romero Gómez), [ferreiro@udc.es](mailto:ferreiro@udc.es) (R. Ferreiro Garcia), [carbia@udc.es](mailto:carbia@udc.es) (J. Carbia Carril), [m.romero.gomez@udc.es](mailto:m.romero.gomez@udc.es) (M. Romero Gómez).

Nomenclature		$\eta$	efficiency
Acronyms		$F$	force
MR	magnetic refrigeration	$Q$	heat transfer
MCE	magneto-caloric effect	$T$	temperature
AMR	active magnetic regenerator	$t$	time
COP	coefficient of performance	$l$	displacement
HTF	heat transfer fluid	$w$	work
CHEX	cold heat exchanger	Subscripts	
HHEX	hot heat exchanger	$h$	heat
Symbols		$c$	cold
$\eta$	fluid flow rate	$d.sys$	displacement system
$B$	magnetic induction	$heat-pump$	heat transfer circuit

do cause ozone depletion and global warming [1,2]. Scientists and engineers around the world are currently researching and developing MR near room temperature for its possible implementation in commercial and industrial applications for air conditioning and refrigeration. MR was first applied in low temperature physics for liquefaction of hydrogen and helium (cryogenic). The method which usually operates with paramagnetic salts to obtain sub Kelvin temperatures is outside of the scope of this review.

Dieckmann et al. [3] commented that a lot of recent and ongoing research has focused on improving the performance of MR systems applied at room temperature range to achieve similar or greater efficiencies at similar or better cost efficiencies to that of vapour compression equipment. Among the attributes of MR systems are their efficiency and their low power consumption, as well as being compact and virtually silent.

MR is based on the magnetocaloric effect (MCE), which consists in the entropy change of a magnetic material when adiabatically demagnetized, resulting in a heat absorption of magnetic material. This effect was discovered by Warburg in 1881 with iron metal [4]. MCE is a practically reversible thermodynamic process. However, it is not possible to directly use the MCE for cooling. Specialised cooling cycles are required for the MR to be used in conventional cooling [5,6]. In 1976, Brown was the first to use MR at room temperature with a refrigerator operating according to the Ericsson cycle [7]. Subsequently, the concept of active magnetic regenerator (AMR) was submitted by Steyert [8] and developed by Barclay [9,10]. Then, Chen et al. determined that, with the exception of the Carnot cycle, AMR is the most efficient refrigeration cycle for MR at room temperature [11]. Most room temperature MR prototypes up to present day operate according to the AMR cycle. Yet, the geometry, arrangement and the shape wherein the AMR interacts with the magnet and the heat transfer subsystems can vary widely. With regard to its displacement method, the prototypes can be classified into two basic categories: reciprocating and rotary. Scarpa et al. [12] have carried out an exhaustive classification proposal for MR prototypes. Each of the configurations mentioned has its advantages and disadvantages, later analysed in this article. The drawbacks posed by reciprocating devices have motivated researchers to opt mostly for rotary devices over reciprocating ones.

This article carries out a review of the most relevant reciprocating linear prototypes. It does not seek to fulfill a comprehensive review of alternative linear prototypes, but rather considers the most recent and relevant ones for analysing and summarising the different possibilities of configuration, geometry, magnetocaloric materials and operation, thereby providing researchers with possible improvement ideas in design and operation for prospective developments of future linear reciprocating magnetic refrigerators.

The end of the article provides a summary of the research which is being carried out by the authors focused on the development and prototyping of a reciprocating system of the AMR in order to eliminate the disadvantages that these present for its implementation in commercial applications.

## 2. AMR refrigeration cycle

In 1982, Barclay [9] patented a new concept of the AMR. With it, the magnetic material not only serves as a refrigerant for providing temperature change as a result of magnetisation or demagnetisation, but also as a regenerator for the flow of heat transfer. In essence, a temperature gradient is established throughout the AMR and a fluid is used to transfer heat from the cold end to hot end. This subtle but nonetheless essential idea has produced a new magnetic cycle different to Carnot, Ericsson, Brayton, or Stirling ones.

Due to the nature of the coolant (solid), the AMR cycle includes a heat transfer fluid (HTF) that links the refrigerant to the cold heat exchanger (CHEX) and hot heat exchanger (HHEX). This requires correct synchronisation between the change of magnetic field and the HTF flow. The magnetocaloric regenerator material is immersed in the HTF and, by means of pistons or pumps, the HTF can move through the regenerator. The AMR cycle cannot be illustrated through a temperature-entropy diagram. Each portion of the regenerator performs an individual thermodynamic cycle, linked to one other by the HTF.

The working principle of an AMR refrigerator and its basic components, by way of example, is illustrated in Figs.1 and 2. The refrigerator consists of the following parts:

- a device responsible for creating the magnetic field,
- a regenerator with magnetocaloric material,
- CHEX and HHEX, and
- a device providing the flow of HTF through the active regenerator.

The AMR cycle is based on four processes: magnetisation, demagnetisation and two processes where the intensity of applied magnetic field remains constant. These processes are depicted in Fig. 1. With reference to Fig. 1, assume that the regenerator is at an initial stationary state where the fluid and magnetocaloric material have the same temperature.

- (a) *Magnetisation Process.* The magnetic field is applied to the magnetic material. Magnetic material temperature increases due to the MCE, while also increasing the temperature of the HTF in the AMR due to heat transfer.



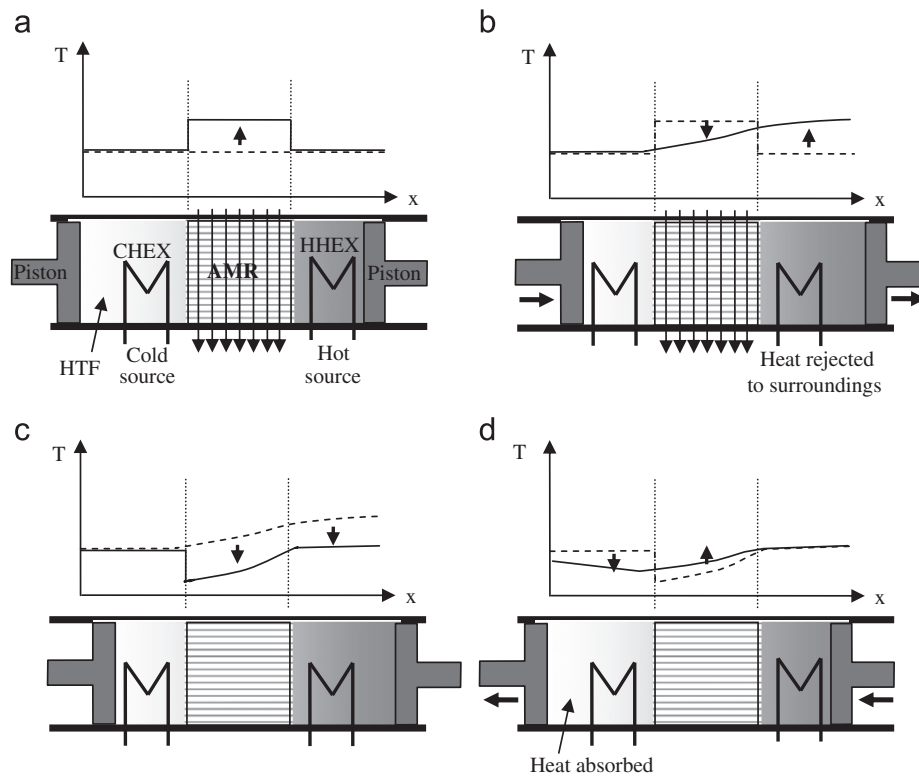


Fig. 1. Schematic illustration of a magnetic refrigerator cycle based on the AMR cycle. (a) Magnetisation, (b) Fluid flow, (c) Desmagnetisation, (d) Fluid flow.

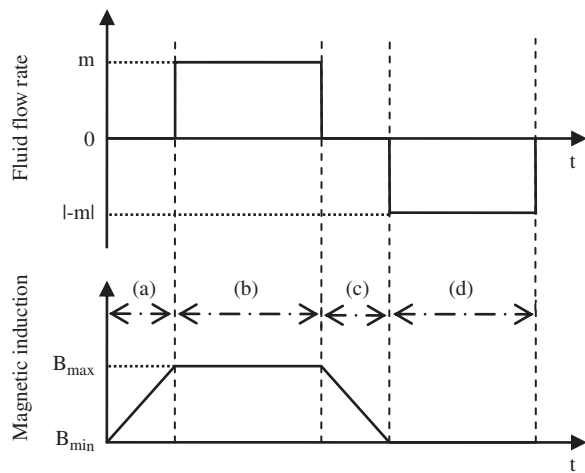


Fig. 2. Example of a time diagram AMR cycle.

temperature of the fluid in motion of the HHEX is higher than that of the magnetic material; therefore, the HTF yields heat to the magnetic material while moving towards CHEX. With this latter process, an AMR refrigerator working cycle is closed. As a result of the repetition of these processes in cycles the temperature span between the hot side and cold side of the AMR is increased. As the cycle is activated repeatedly, the temperature span becomes greater than the temperature range achieved by the MCE.

In Fig. 1, the lines of the graphs show, by way of example, the temperature profile in each stage of the cycle. The dashed line represents the initial profile in each process, and the solid line represents the end temperature profile in this process. Fig. 2 depicts the time diagram AMR cycle. The magnetisation and demagnetisation are simplified as linear variations in time of the applied magnetic field. It is optional whether to stop, or not, the fluid mass flow rate for a period (dwell time) during the magnetic field variations. In Fig. 2, it is assumed that the variation in the flow direction occurs when the maximum and minimum value of applied magnetic field is reached.

- (b) *AMR cooling process to a constant applied magnetic field.* This process is performed as a result of the AMRs HTF displacement with fluid from CHEX. The fluid absorbs heat from the regenerator and releases it at HHEX.
- (c) *Demagnetisation process.* The regenerator material is cooled by the MCE and absorbs heat from the HTF, achieving to lower its temperature below the initial temperature of CHEX.
- (d) *AMR heating process at constant magnetic field.* At zero field the HTF, cooled in process (c), is displaced from the regenerator towards the CHEX via fluid from the HHEX. The fluid in the CHEX absorbs heat from the medium to be cooled, which means the cooling capacity of the magnetic refrigerator. The

### 2.1. AMR refrigerator configuration

AMR refrigerators have evolved, in accordance with practical and theoretical limits, to the various fabrications which characterise the current prototyping scenery (see reviews by Gschneidner and Pecharsky in 2008 [13] and Yu et al. [14] in 2010).

AMR refrigerator prototypes can be classified into two basic categories based on the relative motion of the AMR with regard to the applied magnetic field: AMR refrigerators with reciprocating movement and AMR refrigerators with rotary movement. At the same time, within these categories, are different configurations depending on the type of magnetic source, the type of magnetocaloric

material, the design of AMR and the geometry of the magnetocaloric material.

The magnetic field can be generated either by using permanent magnets or by electromagnets. The latter can be subdivided into two categories of electromagnets: superconducting and non-superconducting electromagnets or traditional ones.

Most room temperature MR prototypes built to date have been built with permanent magnets. The first MR machine to use permanent magnets was developed by Zimm et al. [15]. The permanent magnet available with the highest product of maximum energy ( $BH_{max}$ ) is made of a neodymium, iron and boron alloy called a NdFeB magnet. All of the sets of permanent magnets used in magnetic refrigerators use this type of magnet. Their arrangement may be in Halbach cells, concentrated or of a simple layout. A detailed analysis of the efficiency of different designs of permanent magnets used in magnetic refrigeration applications is presented in Refs. [16,17].

The magnetocaloric material used par excellence for the prototyping of AMR refrigerators is Gd lanthanide. Yet, there are prototypes constructed using Gd alloys with other materials, for example, Gd–Tb [18], Gd–Er, Gd–R [19], and  $Gd_5Si_2Ge_2$  [20], and other magnetocaloric materials such as  $La(Fe,Co)_{13-x}Si_x$  [21], for example. Numerous studies of magnetocaloric materials have been performed to find alternatives to Gd and are the main research field for room temperature MR. The series  $La(Fe_{1-x}Co_x)_{11.9}Si_{1.1}$  may become the room temperature magnetocaloric materials of the future, due to their industrial scale manufacturing process, obtained through powder metallurgical processes that lower manufacturing costs [22]. More information about magnetocaloric materials can be found in Refs. [23–25]

As for the structural material engendered by the AMR magnetocaloric material, it is non magnetic, with the majority of the rectangular shaped AMRs being constructed with 304 or stainless steel 316, and the cylindrical shaped AMRs with plastic, acrylic or nylon tubing.

The geometry and arrangement of the magnetocaloric materials considered in the AMR are:

- tube channels in a solid block,
- a stack of perforated plates arranged perpendicular to the heat transfer fluid direction,
- a stack of solid plates arranged parallel to the heat transfer fluid direction, and
- a packed bed of spherical particles (loose packed or sintered).

The total porosity can vary between 40% and 60%. Various possible designs of regenerators and their efficiencies were considered by Barclay et al. [26,27]. Packed sphere regenerators have a significantly higher pressure drop than many other regenerator geometries, including parallel plate regenerators. The high pressure drop associated with packed sphere regenerators increases the necessary pump work and reduces the theoretical performance limit of the AMR technology. Parallel plates offer a potentially high-performance alternative to packed sphere regenerators, due to their relatively low pressure drop to heat transfer performance [28]

The HTF used in most of the room temperature AMR prototypes is natural, distilled or glycoled water. However, there also exists research and prototypes using gases (helium [29–31] and air [32]) and different oils [33,34]. The HTF is displaced in an oscillating manner by a rotary pump together with a system of valves or through a fluid displacer. The solution of a rotary pump and valve renders low vibration and reduced friction loss. It also enables a unidirectional flow according to where the valves are located in the hydraulic system outside AMR. However, it is more difficult to accurately control the amount of fluid displaced per cycle and ensure a constant use factor when the frequency is varied.

## 2.2. Considerations of design and construction of an AMR refrigerator

There are several difficulties associated with the design and construction of an AMR refrigerator. Scientists and researchers should know them and adopt measures to save or reduce them in order to minimise their influence in practice and thereby achieve temperature span and cooling power comparable to conventional systems based on vapour compression. Some of the considerations associated with the design and construction of an AMR refrigerator are:

- The efficiency of an AMR refrigerator, for a specified refrigerant, depends on good mechanical design, based on the AMR design, and the optimisation of operating parameters.
- The mechanical design of AMR systems is governed by the geometry of the field and by the type of magnetic source.
- In AMR refrigerators with permanent magnets, the field strength is limited and the leakage of magnetic flux must be prevented.
- The magnetic field should be as uniform as possible in the space occupied by the magnetocaloric material.
- The active mobile parts require high precision to avoid the reduction of magnetic field due to the air gap between the magnets and magnetocaloric material.
- The flow density should be as low as possible for a given temperature span and cooling power.
- The forces generated by the interaction between the magnetic field and the AMR should be minimised to reduce the force applied required for the relative movement.
- The AMR design must allow packing under the active work area for the greatest possible mass of magnetocaloric material with the maximum exchange area, and minimum pressure drops in the HTF.
- Changes in temperature are limited by the material used and multi-stage machines lose efficiency through heat transfer between stages. It is necessary to obtain refrigerant materials with larger MCE and with good cooling properties: low thermal and magnetic hysteresis, non-toxic, resistant to corrosion, low specific heat and high thermal conductivity and low manufacturing costs [35,36]. Resorting to regenerators of different alloys is also an option [37], but the optimal number of layers, the composition and geometry should be adapted to specific design conditions.
- The capacity to develop machines capable of operating at high frequencies: higher frequencies could mean greater cooling power. This calls for improvements in the geometry of the regenerator matrix to reduce the pressure drop while maintaining porosity and heat transfer with low axial conduction.
- The dead hydraulic volume between the regenerator and heat exchangers should be minimised.
- Implement control strategies that enable optimisation of the operating parameters without impairing efficiency.

Thus, in order for room temperature magnetic refrigeration to become a feasible alternative to conventional cooling technology, the aforementioned items must be considered in designing refrigerators.

## 3. Comparison of the configuration of magnetic refrigerators

The rotary AMR refrigerator enables a continuous cooling compared to the typical reciprocating movement configuration with a single regenerator, as in this case refrigeration is only produced during one stage of the AMR cycle. To achieve continuous cooling

with reciprocating AMR machines it is necessary to resort to double AMR constructions and a system of valves and piping which allow the synchronisation of the HTF flow with the application of the magnetic field.

Reciprocating systems are reliable and relatively easy to implement, but can be bulky and have large inertial forces that limit both the frequency of operation as well as mechanical efficiency. The working frequencies of reported reciprocating prototypes vary between 0.2 and 1 Hz.

In rotary machines, inertia forces do not have as much impact, since the rotation movement is inherently more balanced and stable. Because of this, they allow higher operating frequencies with a smaller AMR and compact magnet systems. This all means less relative displacement work between the magnets and AMR, rendering them possibly more efficient. However, from a practical approach, they can be more complex in terms of sealing and leakage.

Various rotary prototypes that have reached an operating frequency of 4 Hz [38,39] and even 8 Hz [40] and 10 Hz [41]

AMR refrigerators with fields generated by means of an electromagnet often require little or no mechanical movement frequency. However, the magnetic fields generated through non-superconducting electromagnets require large power sources and cooling systems to avoid overheating of the coils. The superconducting electromagnet is a better option than the traditional electromagnet, as it requires little energy to operate once the electromagnet has become superconductive and its ohmic resistance can be considered negligible. Superconducting magnets can reach magnetic flux densities much higher than conventional ones. The drawback is that they require a complex and costly for the continuous cooling of the superconductor. However, for large scale applications, such as large refrigerators for warehouses, etc., a superconducting electromagnet could be a viable solution. For domestic systems, AMR refrigerators with permanent magnets offer advantages over superconducting magnets and conventional electromagnets. Hence the permanent magnets do not require energy to generate a magnetic field, do not require auxiliary equipment and can be geometrically small, enabling a compact refrigerator design.

### 3.1. Rotary MR systems

The rotary AMR consists of a wheel with multiple regenerators. In its operating mode, through a relative movement of rotation between magnets and AMR, a regenerator enters the magnetic field and rejects the heat while another regenerator is removed from the magnetic field and absorbs heat.

Among the different configurations, one of the most significant and recent is that developed by Engelbrecht et al. [40] of rotary AMR using concentric Halbach cylinder magnets with a continuous flow of HTF provided by a pump and a rotary distribution system. Fig. 3 shows a photo of the prototype. The researchers reported the following results: operating frequencies of up to 8 Hz, cooling capacities of around 1 kW operating with a span near 0 K, a maximum temperature span of 25.4 K with no load, 100 W cooling power with a 20.5 K span and a COP of 1.8 for a 400 W and 8.9 K span. The AMR refrigerator has 24 Gd regenerators with a total mass of 2.8 kg, occupying a volume of 0.57 dm<sup>3</sup>.

Another interesting system is the prototype presented by Tura and Rowe in 2011 [42], based on a rotating magnetic system (does not require dynamic sealing) and a displacer for HTF flow. Using 110 g of Gd as a coolant, the device produces a maximum span of 29 K with no thermal load, and 10 K under a cooling load of 50 W. The maximum operating frequency was limited to 4 Hz due to the large pressure drop in the regenerators.

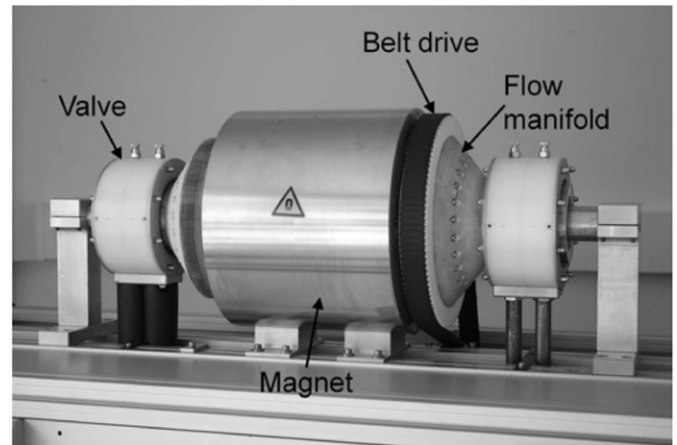


Fig. 3. Photograph of rotary AMR refrigerator designed by Engelbrecht et al. [40], with permission of the author.

Russek et al. [43] built a rotary AMR refrigerator with a fixed regenerator and rotating permanent magnet. The researchers reported 844 W with a span close to 0 K and 400 W in an 8.1 K temperature range. The AMR contains 890 g of Gd and the maximum operating frequency is 4.7 Hz.

In 2007, Zimm et al. [44] presented a prototype formed by a rotating magnetic structure (providing a maximum magnetic field of 1.5 T) and 12 fixed regenerators, where the porosity of each regenerator is 52%, with a total mass of 916 g of Gd. The system reaches a maximum cooling power of 220 W and a maximum temperature range of 11 K. The maximum operating frequency established was 4 Hz.

Various rotary AMR devices have been constructed and reported for implementing at room temperature. This section has only made reference to some more of the latest ones highlighting some features since it is out of the scope of the paper. For more information see Ref. [14]

### 3.2. Alternative MR systems

The first room temperature MR system developed was based on a reciprocating Ericsson cycle, and was built by Brown in 1976 [7]. The machine reached a temperature difference of 46 K between the cold and hot sources, using 158 g of Gd in a 7 T magnetic field created by helium cooled superconductors. For the HTF, a mixture of water and 20% ethyl alcohol was used. Another alternative machine that marked the development of modern magnetic cooling technology was built by Zimm et al. [45]. This device reached a 600 W of cooling power with a temperature span of 10 K working with a 5 T magnetic field with superconducting magnets.

This section gives a detailed review of some of the latest alternative MR systems, providing design concepts and operating characteristics. Such characteristics concern operating frequency, magnet type and field strength, regenerator materials and geometry, and maximum temperature span and cooling capacity.

#### 3.2.1. Gao et al. magnetic refrigerator

In 2006, Gao et al. [20], at the Xi'an Jiaotong University in China, built an experimental room temperature magnetic refrigerator. The working mode is based on the AMR cycle. The conceptual scheme of the experimental AMR system is shown in Fig. 4. The refrigerator design does not allow continuous refrigeration. The AMR moves within the magnetic field with a linear reciprocating movement, thanks to a step motor and ball screw. The magnetic field is created by water-cooled electromagnets, reaching 2.18 T in a 60 mm air gap.

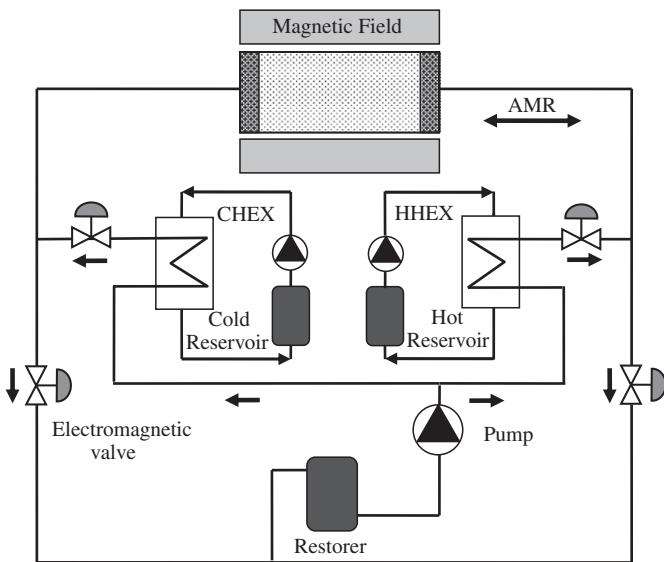


Fig. 4. Schematic of AMR experimental system [20].

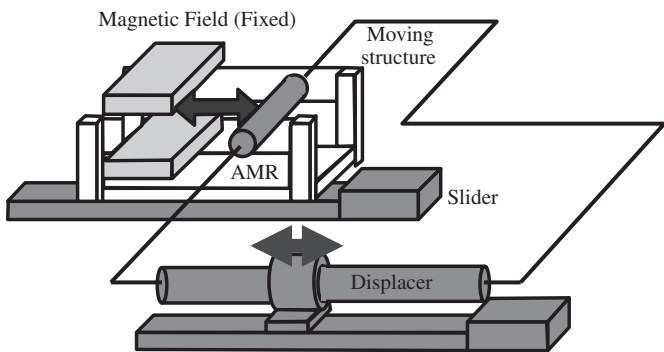


Fig. 5. Schematic of experimental apparatus Nakamura et al. [32].

The AMR was constructed from stainless steel of rectangular shapes measuring  $140 \times 76 \times 36 \text{ mm}^3$ . The heat transfer circuit comprises; HHEX, CHEX, a circulation pump and four valves. This circuit is responsible, by the appropriate activation of the valves, for pumping water as HTF through the AMR during the intervals of reciprocating movement of the AMR. Three types of magnetic refrigerant (type I: 930 g of gadolinium particles with an average diameter of 0.3 mm; type II: 1109 g of gadolinium particles with an average diameter of 0.55 mm and type III: 1213 g of  $\text{Gd}_5\text{Si}_2\text{Ge}_2$  alloy particles from 0.3 to 0.75 mm) are packed in the AMR. To retain the particles, stainless steel mesh number 700 was used. Investigations were carried out to determine the magnetic refrigerator performance under various temperature ranges, flow and flow conditions. The time per circulation cycle fraction of the HTF through the considered regenerator is between 2 and 6 s, with flow rates varying from 0.02 to 0.06 L/s. The results indicated a maximum cooling power of 18.7 W, 17.8 W and 10.3 W for types I, II and III respectively, under a temperature span of 3 K. The cooling power was also reduced by the increase in particle size.

### 3.2.2. Nakamura et al. magnetic refrigerator

At the University of Hokkaido in Japan, Nakamura et al. [32] built an experimental refrigerator based on the AMR cycle. Shown in Fig. 5 is the schematic of the experimental device. As with the preceding prototype discussed, the refrigerator does not allow continuous refrigeration. The AMR was constructed from 20 mm

diameter acrylic tubing, containing 33.4 g of Gd spherical particles. The fraction of volume held by the magnetocaloric material is 62.6% and the active length of the regenerator was 60 mm. The magnetic field was created by two static NdFeB permanent magnetic sources that produce around 2 T in the middle of the air gap. The AMR moves within the magnetic field with a linear reciprocating movement, owing to a slider. Scientists identified the temperature profiles under various operating conditions for the AMR working with water and air as HTF. With water a greater span than the adiabatic temperature change (4.2 K) was reached after 1000 s, and with air after 500 cycles, when the initial temperature was 293 K for both trials. Furthermore, the authors reflected the necessity of a larger volume of air displaced in comparison with water, to achieve optimum operating conditions.

### 3.2.3. Hirano et al. magnetic refrigerator

Hirano et al. [46] built a prototype similar to the experimental refrigerator constructed earlier by Nakamura et al. [32]. The researchers modified the Halbach type magnetic circuit to achieve a 2.3 T maximum magnetic field. The total weight of the magnetic structure was 83 kg, with dimensions of 240 mm in width, a height of 186 mm and 160 mm in depth. The AMR was also fitted in a tube with an external diameter of 20 mm, an active length of 60 mm and an inner diameter of 12 mm. The magnetocaloric material used consists of different types of LaFeSi alloy spherical particles. The HTF used was air, moved with a compressor. The results obtained showed a span (2 K), lower than that observed with Gd.

### 3.2.4. Zheng et al. magnetic refrigerator

This magnetic refrigerator developed by Zheng et al. [47] at the Technological University of South China is of a reciprocating type, consistent with the AMR cycle and based on the Ericsson cycle for continuous cooling. Fig. 6 shows the developed AMR system configuration. The system runs close to room temperature, in a magnetic field created by an NdFeB permanent magnet according to the structure in Fig. 7(a). With the application of a finite element method, scientists predicted a maximum magnetic field intensity of 1.5 T in

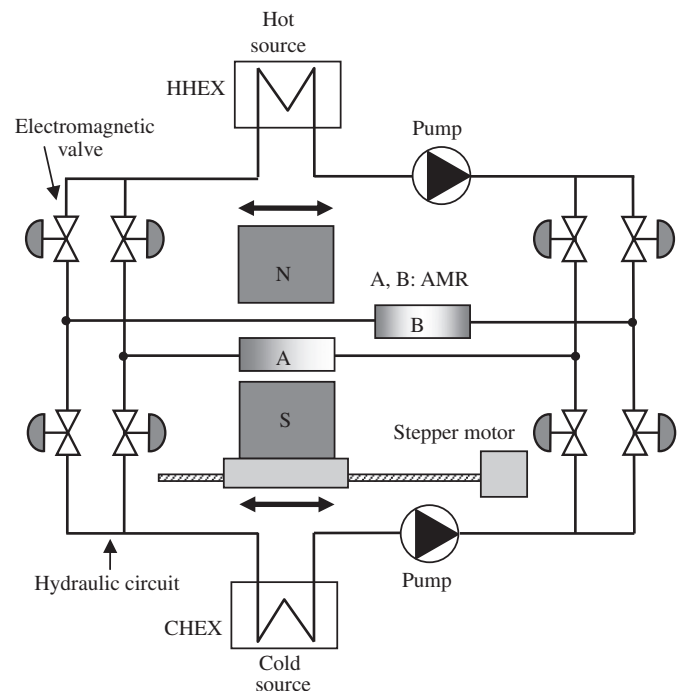


Fig. 6. AMR system developed by Zheng et al. [47].

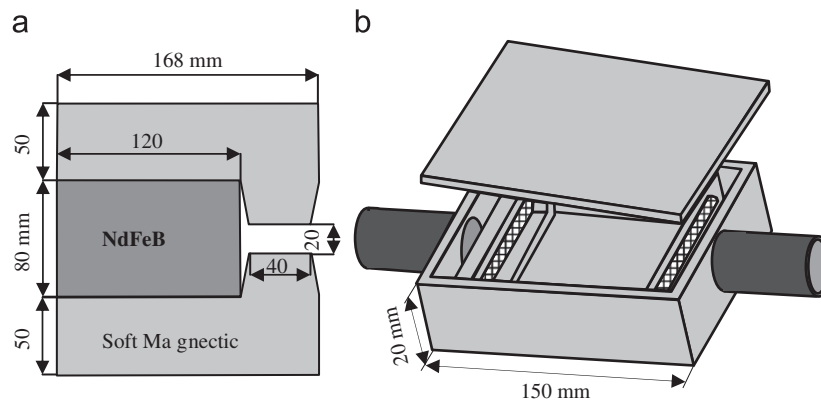


Fig. 7. (a) Schematic of the magnetic structure and (b) schematic of AMR structure [47].

the central area of the air gap. The refrigerator comprises double AMR made of stainless steel 304, each rectangular in shape and measuring  $150 \times 40 \times 20 \text{ mm}^3$  (see Fig. 7(b)). Between each AMR is a distance of 80 mm. The magnetocaloric working material used is particles of gadolinium held by stainless steel screens with a mesh number of 200. The refrigerator comprises, besides the double AMR, two heat exchangers (CHEX and HHEX), two unidirectional flow pumps and control subsystems. The double AMR is magnetised and demagnetised cyclically by the reciprocating movement of the permanent magnet at a speed of 0.02 m/s. The mechanical system of magnet movement consists of a step motor and ball screw. To meet the thermal requirements of the cycle, the flow of HTF is synchronised with the magnetisation/demagnetisation by the arrangement and coordination of eight valves. The magnet stops moving in the magnetisation process for 2 s, long enough to ensure the exchange of heat when an AMR is completely inside the magnetic field. Water is used as the HTF. The experimental results of the prototype in terms of performance and cooling capacity were not presented.

### 3.2.5. Tagliafico et al. magnetic refrigerator

At the Genoa University, Tagliafico et al. [48] announced the design and construction of a linear reciprocating magnetic refrigerator for use as a demonstration unit.

The unit is based on the AMR cycle, performed by two AMRs arranged in parallel and a field created by permanent magnets. It also comprises CHEX and HHEX equipped with an air fan in order to increase heat transfer by convection between the HTF and the environment, two variable-flow pumps, a hydraulic distribution system made up of four two-position three-way valves, and a linear motion system. Fig. 8 shows the outline of the prototype.

The active magnetocaloric material is Gd and the HTF is water with corrosion inhibitors. The magnetic structure shown in Fig. 9, comprising ten NdFeB magnets (5 kg in weight) and the Fe alloy magnetic core ensures a uniform magnetic field density of 1.55 T, measured in air. The total weight of the structure is 30 kg. The air gap for the AMR is 13 mm in thickness, 10 cm in width and 50 mm in length. The two regenerators are composed of five parallel carbon pipes each, plus three other dummy pipes filled with gadolinium: one of them between the regenerators to guarantee the required spacing (for residual field minimisation on the demagnetised bed), and the other two at the ends of the pipe series to balance the magnetic forces. The overall dimensions of the regenerator are  $50 \text{ mm} \times 9.5 \text{ mm} \times 100 \text{ mm}^3$ . Gd was arranged in particles with an average size of 0.3 mm, with a total weight of 400 g. The void fraction of the AMRs is of 0.46. The movement of the regenerators is achieved with a linear motor using a rigid structure (shuttle). The offset distance/displacement distance is 70 mm in a time of 0.2 s. The shuttle includes distribution channels for the distribution of fluid to the AMRs.

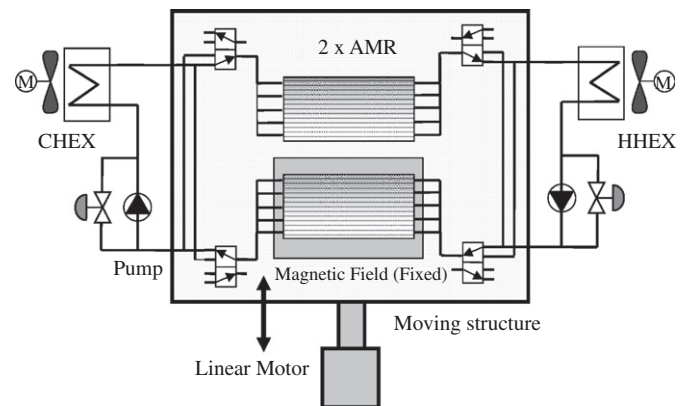


Fig. 8. Outline of the AMR demonstration unit developed by Tagliafico et al. [48].

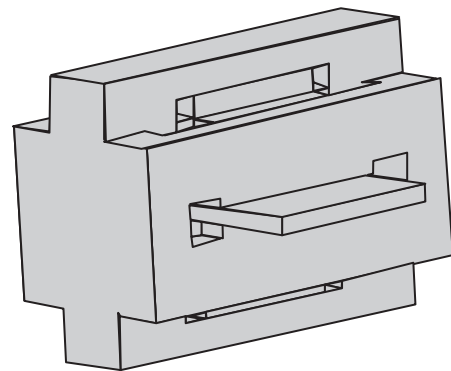


Fig. 9. Geometry of the Halbach magnet of Tagliafico et al. [48].

Software synchronises the movement of the AMRs and the valve operation, in order to obtain the desired fluid flow rate in relation to the magnetic field application time. The time sequence can be varied to optimise the process.

### 3.2.6. Engelbrecht et al. magnetic refrigerator

In Denmark, Engelbrecht et al. [49] devised a simple reciprocating magnetic refrigerator within a cylindrical tube, which does not allow continuous cooling. The objective of the prototype was to compare the performance with different candidate magnetocaloric materials for AMRs and different AMR designs. Fig. 10 outlines the operating principle and the design of the AMR housing. The researchers assessed the performance of three magnetocaloric materials:  $\text{La}(\text{Fe}, \text{Co}, \text{Si})_{13}$ ,  $(\text{La}, \text{Ca}, \text{Sr})\text{MnO}_3$  and Gd in an AMR with

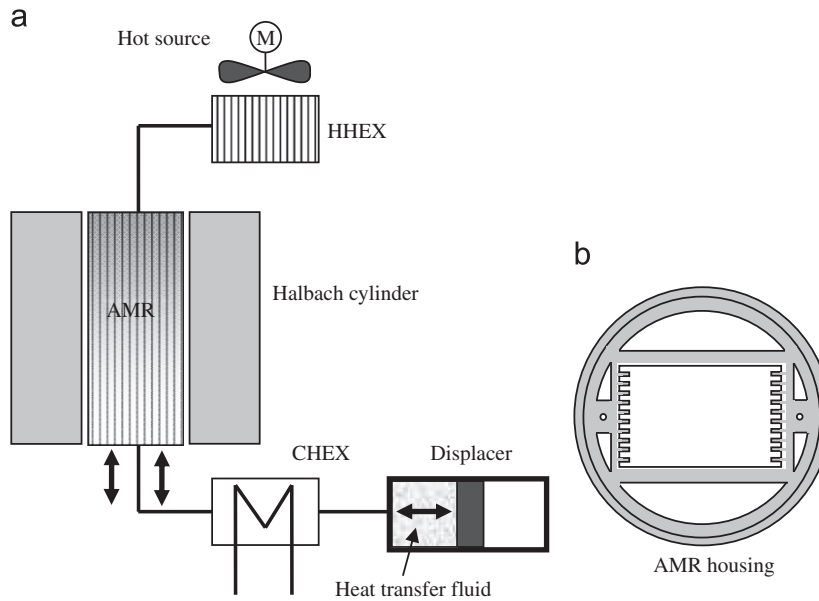


Fig. 10. (a) Schematic of AMR experimental system and (b) AMR housing [49].

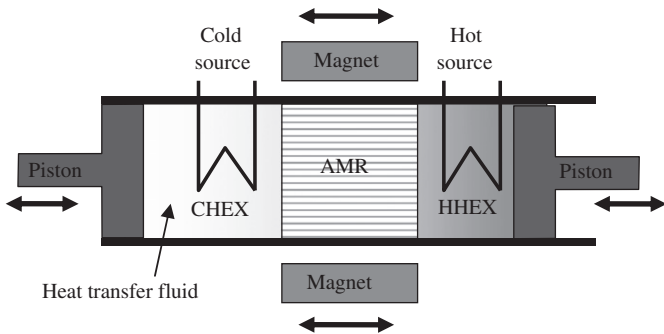


Fig. 11. Diagram of the prototype developed by Petersen et al. [51].

material arrangement in the form of parallel plates with a separation between them of 0.5 mm. The magnetic field was created by permanent magnets forming a cylindrical Halbach cell, reaching a flow density of 1.03 T. Magnetisation and demagnetisation of the regenerator is accomplished by moving the regenerator vertically in relation to the stationary magnet by means of a step motor and ball screw. A mixture of 75% water and 25% antifreeze was used as the HTF. Ethylene glycol antifreeze acts as a corrosion inhibitor reducing corrosion of the magnetocaloric material. The magnetic refrigerator's working parameters are the HTF displacer stroke, the HTF speed and the speed with which the AMR is introduced into the magnetic field. The researchers reported a higher temperature span than was achieved with the Gd AMR, reaching 10.2 K with a room temperature of 297 K. The working conditions were with a cycle of 8 s and a fluid speed of 8.22 mm/s.

The design of this prototype is similar to that previously built in the Risø DTU laboratory [50] and to that constructed by Petersen et al. [51]. Fig. 11 shows a simplified diagram of the prototype developed by Petersen et al. [51]. The ring-shaped magnet (Halbach type) reaches 1.2 T. The magnetocaloric material used was Gd in the form of parallel plates 5 cm in length and 1 mm thick. It achieved a span of nearly 9 K.

### 3.2.7. Trevizoli et al. magnetic refrigerator

In 2010 at the IV International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature [52] and subsequently in 2011,

Trevizoli et al. [53] described the design, workings and preliminary results of an experimental magnetic refrigerator. The machine was designed with a single static AMR. Fig. 12 schematically illustrates the pilot refrigerator's equipment. Its mode of operation does not allow continuous refrigeration in the cold source. The working fluid is water pumped with a reciprocating pump. The magnetic source is a Halbach cell with NdFeB magnets, reaching a maximum magnetic field of 1.65 T, in a 10 mm air gap. The linear reciprocating movement of the Halbach cell for the executions of magnetisation and demagnetisation of AMR is through a pneumatic system. The Halbach cell dimensions are 126 mm length, 131 mm width and 191 mm height with a rectangular geometry. The AMR housing is stainless steel 304 and Gd is the magnetocaloric material arranged in 28 parallel plates (160 mm in length, a thickness of 0.85 mm, and 6.4 mm in height) spaced at 0.1 mm. The fraction of regenerator volume occupied by water is 9.2%. The total mass of Gd in the regenerator is 195.4 g, 154.4 g of which are useful due to the concentration of the magnetic field in the 126 of the 160 mm held by the AMR. The researchers tested the refrigerator with and without thermal load, under a working frequency of 0.14 Hz. Each of the four processes of the Brayton cycle is completed in 1.75 s. Preliminary results presented by Trevizoli et al. [53] displayed a difference in temperature of 4.4 K between the hot and cold source with a room temperature from the hot source of 296.15 K. The maximum cooling capacity achieved was 3.9 W, also for a room temperature from the hot source of 296.15 K. The researchers reported no information about the COP obtained by the prototype.

### 3.2.8. Balli et al. magnetic refrigerator

Balli et al. [33] presented a prototype as a magnetic refrigeration system at room temperature for its pre-industrial application (Fig. 13). The magnetic refrigerator design was made to reduce power consumption and increase the thermodynamic performance of the system. For this, one of the objectives was to reduce applied displacement forces by means of the compensation of magnetic forces. The researchers claim that this was achieved thanks the design of the AMR. The prototype consists of two static NdFeB permanent magnet sources producing about 1.45 T in an air gap of 12 mm, two regenerators with Gd plates and four heat exchangers. Each regenerator is divided into two parts separated by a distance of 30 mm, containing 200 g of Gd in parallel flat plates of 1 mm in thickness,

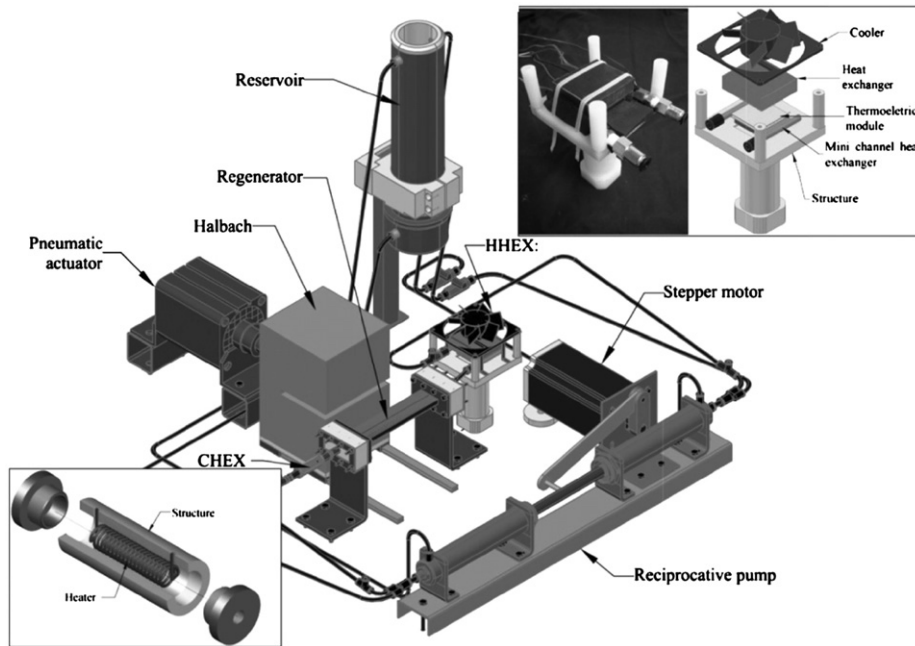


Fig. 12. AMR test apparatus Trevizoli et al. [53], with permission of the author.

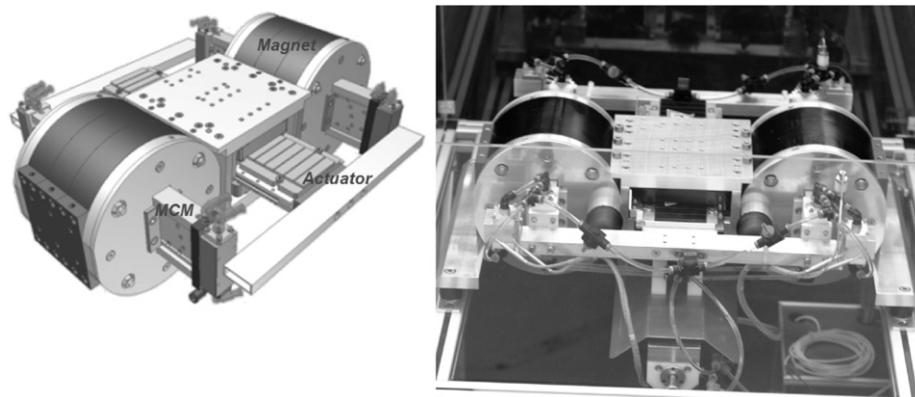


Fig. 13. Reciprocating AMR refrigerator designed by Balli et al. [33], with permission of the author.

8 mm wide and 100 mm in length with an AMR porosity of 0.16. The total mass of the machine's magnetocaloric material is 800 g. Water, silicone oil and zitrec were tried as the HTF. The diagram of the AMR cycle and the design of the regenerator are shown in Fig. 14. The configuration of the AMR into two parts allows the compensation of forces. When one part of the regenerator is displaced and magnetised, the other part is automatically demagnetised, allowing the reduction of applied force for the displacement of the AMRs.

The cooling power of the magnetic refrigerator reported by investigators is between 80 and 100 W with a greater temperature span of 20 K, using water as the HTF, with a mass flow rate of 20 g/s and with a working frequency of 0.5 Hz. However, data about the COP of the machine was not disclosed.

#### 4. Authors' research on MR

A prototype of a reciprocating AMR refrigerator at room temperature designed by the authors themselves is under construction and investigation of the authors.

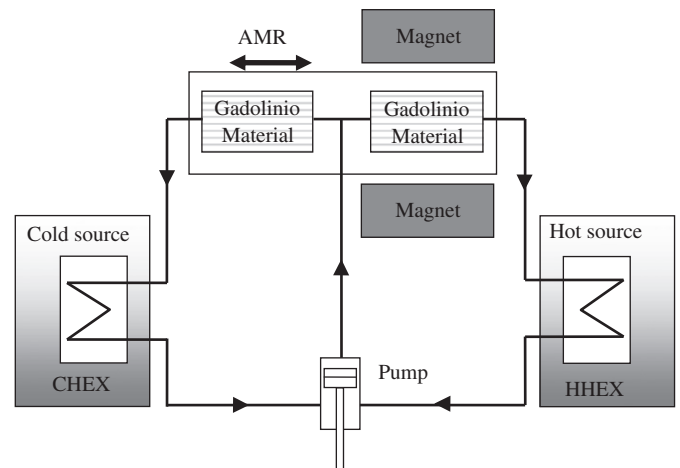


Fig. 14. Schematic of the AMR cycle and design of the regenerator implemented by Balli et al. [33].

In the linear magnetic refrigeration machines working with the AMR cycle, the magnetisation-demagnetisation process requires a large mechanical energy to move the active material in and out of the magnetic field. This is a consequence of the forces generated by the interaction between the magnetic field and the magnetocaloric refrigerant as well as by the inertial forces inherent to the reciprocating movement and the frictional forces. On the other hand, the COP of an AMR refrigerator is given by

$$COP = \frac{Q_c}{W_{total}} \quad (1)$$

where  $Q_c$  is the heat extracted from the cold source reservoir and  $W_{total}$  represents the total work required to do so.

The total work supplied to the refrigerator can be defined as the sum of two terms

$$W_{total} = W_{mag} + W_{heat-pump} \quad (2)$$

where  $W_{mag}$  is the work absorbed by a device to move the active material in and out of the magnetic field and  $W_{heat-pump}$  is the work required by the heat transfer loop. Depending on the design of the AMR refrigerator,  $W_{heat-pump}$  is the sum of the pump work of the HTF, the work required to operate the fluid distribution valves and the work of the CHEX and HHEX air fan.  $W_{mag}$  constitutes a large proportion of total energy absorbed by the machine. It can be expressed as follows:

$$W_{mag} = \frac{\int \vec{F} \times d\vec{l}}{\eta_{d.sys}} \quad (3)$$

where  $\vec{F}$  is the force applied by the displacement system,  $d\vec{l}$  represents the displacement of the AMR and  $\eta_{d.sys}$  the efficiency of the displacement system. According to Eqs. (1)–(3), the reduction of  $\vec{F}$  is important to achieve more efficient AMR refrigerators. With the aim of reducing the applied force, and thereby the electrical power required for the reciprocating movement of the AMR, and contribute to increasing the COP of the refrigeration machine, the authors have devised a machine with a force restitution with passive magnetic fields and a double AMR.

The combination of the force restitution system with the double AMR design allows the reduction of displacement forces and compensation of the inertial forces. The inertial forces in reciprocating machines may require high energy peaks. The patent for the machine was applied for in Spain on 3rd April 2012, coded with the application number P201230512.

#### 4.1. Experimental AMR refrigerator

The experimental prototype designed comprises a stationary permanent magnet structure that guarantees a uniform magnetic field in the centre of the 6 mm air gap. The AMR consists of two parallel regenerators, with a separation of 15 mm that permits a double AMR cycle to be carried out. The housing of the AMR is of stainless steel 316, with Gd as the magnetocaloric material. Each regenerator features 15 parallel plates (40 mm in length 40 mm wide and 0.5 mm high) separated by 0.25 mm. The total mass of magnetocaloric material is 180 g. The fraction of volume taken up by the Gd is approximately 60%. The overall dimensions of the AMR are: 245 mm × 130 mm × 4.5 mm. A simple heat transfer circuit formed by a CHEX, a HHEX, a circulation pump and two three-way two-position valves, is responsible for fulfilling the thermal demands of the working cycles. Fig. 15 shows a photograph of the magnetic structure and the double AMR with a displacement reciprocating force restoring system using passive magnetic fields.

Shown in Fig. 16 is the schematic of the implemented AMR cycle, demonstrating its main components. The working principle is as follows: during the first semi-cycle of operation one of the regenerators (2) is subjected to the magnetic field action generated by the

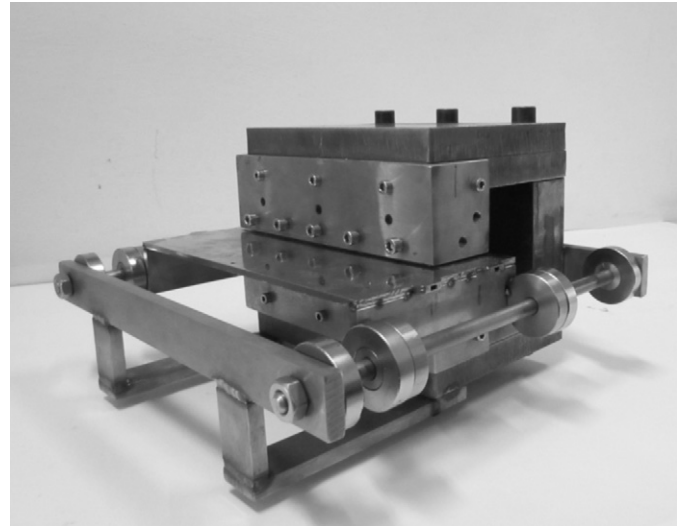


Fig. 15. Layout of the proposed prototype composed of a double AMR and a displacement force restoring mechanism implemented with passive magnetic fields.

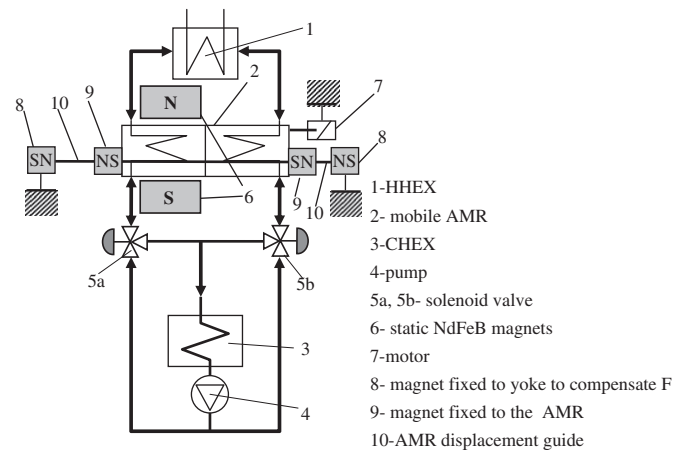


Fig. 16. Schematic of the AMR cycle implemented by the authors.

permanent magnets (6). As a consequence of this field, the material contained in this part of the regenerator undergoes the MCE. The HTF, consisting of glycol water, is pumped via the circulation pump (4) through the servo-valve (5a) activated during the first semi-cycle to absorb the heat generated by the magnetocaloric material whilst it is cooled. The heat absorbed from the magnetocaloric material is ceded to the environment in the HHEX (1). Once the heat is ceded, the HTF is returned through the other regenerator. Upon contact with the magnetocaloric material, whose temperature has decreased as a result of being removed in the previous semi-cycle from the presence of the magnetic field, the HTF is cooled. The cooled HTF passes through the two-position three-way valve (5b) toward the CHEX (3). Once the first semi-cycle is finished, the valve positions change simultaneously (5a) and (5b) whilst the AMR moves (2) within the magnetic field, thus inverting the flow direction of the circulating HTF. In this way the working cycle is completed, a process which is repeated during the entire running time of the machine. The authors do not yet have the final results because the prototype is undergoing testing.

## 5. Conclusions

This paper has conducted an exhaustive review of the technological advances associated with alternative AMRs of recent years,



providing a description of the working mode of both reciprocating and rotary prototypes and highlighting their advantages and disadvantages. Alternative types are reliable and relatively easy to implement, but can be bulky and are subject to large inertial forces that limit both the frequency of operation and mechanical efficiency. The rotary types allow higher operating frequencies due to the inherently more balanced and stable movement. They require, however, more complex AMR designs and may deliver problems in terms of sealing and waterproofing. To date, the maximum cooling capacity achieved by an AMR refrigerator is of 1 kW with rotary configuration. From the review carried out of alternative prototypes, it is concluded that alternative machines must have longer AMRs in order to obtain a larger temperature range. This is due to their low working frequencies compared to those of rotary. The potential improvement requires the implementation of designs and systems that enable the reduction of displacement forces.

The combination of solid-state refrigerants, water based HTF and high-efficiency machines are features that place MR as an environmentally safe refrigeration technology with zero ozone depletion potential, zero global warming potential and no greenhouse effect.

Commercialisation of refrigerators depends on the ability to meet performance objectives as well as acceptable costs of the device, not to mention the necessary breakthrough in the field of magnetocaloric materials' science.

To investigate alternative AMR refrigerators, the authors are conducting preliminary tests on a prototype based on a design to reduce the displacement forces.

## References

- [1] Bolaji BO, Huan Z. Ozone depletion and global warming: case for the use of natural refrigerant: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2013;18:49–54.
- [2] Ahamed JU, Saidur R, Masjuki HH. A review on exergy analysis of vapour compression refrigeration system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011;15:1593–600.
- [3] Dieckmann J, Roth K, Brodrick J. Magnetic refrigeration. *ASHRAE Journal* 2007;8:74–6.
- [4] Warburg E. Magnetische untersuchungen über einige wirkungen der koerzitivkraft. *Annals of Physics* 1881;13:141–64.
- [5] Romero Gómez J, Ferreiro Garcia R, De Miguel Catoira A, Romero Gómez M. Magnetocaloric effect: a review of the thermodynamic cycles in magnetic refrigeration. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2013;17:74–82.
- [6] Lucia U. Second law analysis of the ideal Ericsson magnetic refrigeration. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011;15:2872–5.
- [7] Brown GV. Magnetic heat pumping near room temperature. *Journal of Alloys and Compounds* 1976;47:3673–80.
- [8] Steyert WA. Stirling-cycle rotating magnetic refrigerators and heat engines for use near room temperature. *Journal of Applied Physics* 1978;49:1216–26.
- [9] Barclay JA, Steyert WA. Active magnetic regenerator, U.S. Patent no. 4,332,135; 1982.
- [10] Barclay JA. Wheel-type magnetic refrigerator. U.S. Patent no. 4,408,463; 1983.
- [11] Chen FC, Murphy RW, Mei VC, Chen GL. Thermodynamic analysis of four magnetic heat-pump cycles. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 1992;114:715–20.
- [12] Scarpa F, Tagliafico G, Tagliafico LA. Classification proposal for room temperature magnetic refrigerators. *International Journal of Refrigeration* 2012;35:453–8.
- [13] Gschneidner Jr KA, Pecharsky VK. Thirty years of near room temperature magnetic cooling: where we are today and future prospects. *International Journal of Refrigeration* 2008;31:945–61.
- [14] Yu B, Liu M, Egolf PW, Kitanovsky A. A review of magnetic refrigerator and heat pump prototypes built before the year 2010. *International Journal of Refrigeration* 2010;33:1029–60.
- [15] Zimm CB, Sternberg A, Jastrab AG, Boeder AM, Lawton LM, Chell JJ. Rotating bed magnetic refrigeration apparatus. US Patent no. 6,526,759.4; 2003.
- [16] Bjørk R, Bahl CRH, Smith A, Pryds N. Review and comparison of magnet designs for magnetic refrigeration. *International Journal of Refrigeration* 2010;33:437–48.
- [17] Roudaut J, Yonnet JP, Kedous-Lebouc A, Müller Ch. Comparison of magnetic field sources for magnetic refrigeration at room temperature. In: Egolf, P, editor. *Proceedings of the fourth international conference on magnetic refrigeration at room temperature*; 2010.
- [18] Green G, Chafe J, Stevens J, Humphrey J. A Gadolinium–terbium active magnetic regenerator. *Advances in Cryogenic Engineering* 1990;35:1165–74.
- [19] Richard MA, Rowe AM, Chahine R. Magnetic refrigeration: single and multi-material active magnetic regenerator experiments. *Journal of Applied Physics* 2004;95:2146–50.
- [20] Gao Q, Yu BF, Wang CF, Zhang B, Yang DX, Zhang Y. Experimental investigation on refrigeration performance of a reciprocating active magnetic regenerator of room temperature magnetic refrigeration. *International Journal of Refrigeration* 2006;29:1274–85.
- [21] Balli M, Sari O, Zamni L, Mahmed C, Forchelet J. Implementation of La(Fe,Co)<sub>13</sub>–xSi<sub>x</sub> materials in magnetic refrigerators: practical aspects. *Materials Science and Engineering: B* 2012;177:629–34.
- [22] Hansen BR, Theil Kuhn L, Bahl CRH, Lundberg M, Ancona-Torres C. Properties of magnetocaloric La(Fe,Co,Si)<sub>13</sub> produced by powder metallurgy. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 2010;322:3447–54.
- [23] Pecharsky K, Gschneidner Jr. A. Advanced magnetocaloric materials: what does the future hold? *International Journal of Refrigeration* 2006;29:1239–49.
- [24] Gschneidner Jr. A, Pecharsky K, Tsokol AO. Recent developments in magnetocaloric materials, institute of physics publishing. *Reports on Progress in Physics* 2005;68:1479–539.
- [25] Gutfleisch O, Willard MA, Brück E, Chen CH, Sankar SG, Liu JP. Magnetic materials and devices for the 21st century: stronger, lighter, and more energy efficient. *Advanced Materials* 2011;23:821–42.
- [26] Barclay JA, Sarangi S. Selection of regenerator geometry for magnetic refrigerator applications. In: *cryogenic processes and equipment: Proceedings of ASME cryogenic symposium*. New York (New York): American Society of Mechanical Engineers; December 1984.
- [27] Kitanovsky A, Egolf PW, Poredos A. Rotary magnetic chillers with permanent magnets. *International Journal of Refrigeration* 2012;35:1055–66.
- [28] Šarlah A, Tušek J, Poredoš A. Comparison of thermo-hydraulic properties of heat regenerators applicable to active magnetic refrigerators. *Journal of Mechanical Engineering* 2012;58:16–22.
- [29] Yao GH, Gong MQ, Wu JF. Experimental study on the performance of a room temperature magnetic refrigerator using permanent magnets. *International Journal of Refrigeration* 2006;29:1267–73.
- [30] Kim Y, Jeong S. Investigation on the room temperature active magnetic regenerative refrigerator with permanent magnetic array. In: Egolf, P, editor. *Proceedings of the III international conference on magnetic refrigeration at room temperature*. Des Moines (IA, USA); 2009.
- [31] Arnold DS, Tura A, Rowe A. Experimental analysis of a two-material active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration* 2011;34:178–91.
- [32] Nakamura K, Kawanami T, Hirano S, Ikegawa M, Fumoto K. Improvement of room temperature magnetic refrigerator using air as heat transfer fluid. *Thermal Issues in Emerging Technologies, ThETA 2 2008:381–90* Cairo, Egypt.
- [33] Balli M, Sari O, Mahmed C, Besson Ch, Bonhote Ph, Duc D, et al. A pre-industrial magnetic cooling system for room temperature application. *Applied Energy* 2012;98:556–61.
- [34] Bohigas X, Molins E, Roig A, Tejada J, Zhang XX. Room-temperature magnetic refrigerator using permanent magnets. *IEEE Transactions on Magnetics* 2000;36:538–44.
- [35] Yu BF, Gao Q, Zhang B, Meng XZ, Chen Z. Review on research of room temperature magnetic refrigeration. *International Journal of Refrigeration* 2003;26:622–36.
- [36] Gschneidner Jr. KA, Pecharsky VK, Tsokol AO. Recent developments in magnetocaloric materials. *Institute of Physics Publishing* 2005;68:1479–539.
- [37] Rowe A, Tura A. Experimental investigation of a three-material layered active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration* 2006;29:1286–93.
- [38] Tura A, Rowe A. Progress in the characterization and optimization of a permanent magnet magnetic refrigerator. In: Egolf, P, editor. *Proceedings of the III international conference on magnetic refrigeration at room temperature*. Des Moines (IA, USA); 2009.
- [39] Zimm C, Boeder A, Chell J, Sternberg A, Fujita A, Fujieda S, et al. Design and performance of a permanent magnet rotary refrigerator. *International Journal of Refrigeration* 2006;29:1302–6.
- [40] Engelbrecht K, Eriksen D, Bahl CRH, Bjørk R, Geyti J, Lozano JA, et al. Experimental results for a novel rotary active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration* 2012. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.05.003>.
- [41] Buchelnikov VD, Taskaev SV, Bychkov IV, Chernets IA, Denisovskiy AN. The prototype of effective device for magnetic refrigeration. In: *Proceedings of the second international conference on magnetic refrigeration at room temperature*. Paris: International Institute of Refrigeration; 2007. p. 371–76.
- [42] Tura A, Rowe A. Permanent magnet magnetic refrigerator design and experimental characterization. *International Journal of Refrigeration* 2011;34:628–39.
- [43] Russek S, Auringer J, Boeder A, Chell J, Jacobs S, Zimm C. The performance of a rotary magnet magnetic refrigerator with layered beds. In: Egolf, P, editor. *Proceedings of the IV international conference on magnetic refrigeration at room temperature*. 2010.
- [44] Zimm C, Boeder A, Chell J, Sternberg A, Fujita A, Fujieda S. Design and initial performance of a magnetic refrigerator with rotating permanent magnet. In: *Proceedings of the II international conference on magnetic refrigeration at room temperature*. Portoroz (Slovenia); 2007. 341–47.
- [45] Zimm C, Jastrab A, Sternberg A, Pecharsky VK, Gschneidner Jr. KA, Osborne M, et al. Description and performance of a near-room temperature magnetic refrigerator. *Advances in Cryogenic Engineering* 1998;43:1759–66.
- [46] Hirano S, Kawanami T, Nakamura K, Fumoto K, Ikegawa M, Hirasawa S. A development of spherical-shaped magnetocaloric materials using power

- coating method. In: Egolf, P, editor. Proceedings of the III international conference on magnetic refrigeration at room temperature. Des Moines (IA, USA); 2009.
- [47] Zheng ZG, Yu HY, Zhong XC, Zeng DC, Liu ZW. Design and performance study of the active magnetic refrigerator for room-temperature application. *International Journal of Refrigeration* 2009;32:78–86.
- [48] Tagliafico LA, Scarpa F, Tagliafico G, Valsuani F, Canepa F, Cirafici S, et al. Design and assembly of a linear reciprocating magnetic refrigerator. In: Egolf, P, editor. Proceedings of the III international conference on magnetic refrigeration at room temperature. Des Moines (IA, USA); 2009.
- [49] Engelbrecht K, Bahl CRH, Nielsen KK. Experimental results for a magnetic refrigerator using three different types of magnetocaloric material regenerators. *International Journal of Refrigeration* 2011;34:1132–40.
- [50] Pryds N, Bahl CRH, Smith A. Do simple magnetic refrigeration test devices lead to more successful prototypes? In: Egolf, P, editor. Proceedings of the III international conference on magnetic refrigeration at room temperature. Des Moines (IA, USA); 2009.
- [51] Petersen TF, Pryds N, Smith A, Bahl CRH. A numerical analysis of a reciprocating active magnetic regenerator with a parallel-plate regenerator geometry. In: Proceedings of the II international conference on magnetic refrigeration at room temperature. Paris; 2007. 271–81.
- [52] Trevisoli PV, Barbosa JR Jr., Ferreira RTS. Design and preliminary results of a Gd-based linear reciprocating active magnetic regenerator test apparatus. In: Egolf, P, editor. Proceedings of the IV international conference on magnetic refrigeration at room temperature. 2010.
- [53] Trevisoli Paulo V, Barbosa Jr., Ferreira TS. Experimental evaluation of a Gd-based linear reciprocating active magnetic regenerator test apparatus. *International Journal of Refrigeration* 2011;34:1518–26.

## Artículo III

**Artículo publicado en  
International Journal of  
Refrigeration, 2013**

---

J. Romero Gómez, R. Ferreiro Garcia, J. Carbia Carril, M. Romero Gómez

*Experimental analysis of a reciprocating magnetic refrigeration  
prototype*

International Journal of Refrigeration. 36, 1388-1398, 2013.





ELSEVIER

Available online at [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)

SciVerse ScienceDirect

journal homepage: [www.elsevier.com/locate/ijrefrig](http://www.elsevier.com/locate/ijrefrig)

## Experimental analysis of a reciprocating magnetic refrigeration prototype

J. Romero Gómez<sup>a,\*</sup>, R. Ferreiro Garcia<sup>b</sup>, J. Carbia Carril<sup>a</sup>, M. Romero Gómez<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Department of Energy and Marine Propulsion, ETSNM, University of A Coruna, Paseo de Ronda 51, A Coruna 15011, Spain

<sup>b</sup> Department of Industrial Engineering, ETSNM, University of A Coruna, Paseo de Ronda 51, A Coruna 15011, Spain

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received 27 November 2012

Received in revised form

25 January 2013

Accepted 31 January 2013

Available online 10 February 2013

#### Keywords:

Magnetic refrigeration

Design

Experimentation

Gadolinium

Temperature

### ABSTRACT

In this paper, a reciprocating magnetic refrigeration prototype (MR) with a novel and simple design is presented using permanent magnets for operation at room temperature. The design, installation, operation and preliminary results are reported. The experimental machine is characterised by the implementation of a force compensation system applied on the displacement of the active magnetic regenerator (AMR). Preliminary calculations based on experimental measurements show that approximately 90% of the displacement force is reduced with the proposed design. Using a total of 180 g of Gd as magnetocaloric refrigerant in a magnetic field of 1 T, the device achieved a maximum temperature span under no thermal load of 3.5 K, rendering a cooling power of about 3 W under a span approaching 0 K.

© 2013 Elsevier Ltd and IIR. All rights reserved.

## Analyse expérimentale d'un prototype de système frigorifique magnétique alternatif

Mots clés : froid magnétique ; conception ; gadolinium ; température

### 1. Introduction

Conventional vapour-compression based machines, besides using gases with ozone depletion (ODP) and global warming potential (GPW), are close to reaching their technical limits in achieving additional energetic efficiency increments (Gschneidner and Pecharsky, 2006). These are the main reasons which have led to the development of room temperature

MR cooling systems in accordance with the result of extensive research conducted in the past decade.

Review articles of prototype and test devices, (Gschneidner and Pecharsky, 2008; Yu et al., 2010), MR cycles (Lucia, 2011; Romero Gómez et al., 2013), magnetocaloric materials (Brück et al., 2008; Gschneidner et al., 2005; Pecharsky and Gschneidner, 2006), magnetic structure designs (Bjork et al., 2010) and of comparison of magnetic field sources for MR at

\* Corresponding author. Tel.: +34 981 167000x4233; fax: +34 981 167100.

E-mail addresses: [j.romero.gomez@udc.es](mailto:j.romero.gomez@udc.es) (J. Romero Gómez), [ferreiro@udc.es](mailto:ferreiro@udc.es) (R. Ferreiro Garcia), [carbia@udc.es](mailto:carbia@udc.es) (J. Carbia Carril), [m.romero.gomez@udc.es](mailto:m.romero.gomez@udc.es) (M. Romero Gómez).

0140-7007/\$ – see front matter © 2013 Elsevier Ltd and IIR. All rights reserved.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.01.008>

Nomenclature	
<i>Acronyms</i>	
AMR	active magnetic regenerator
MR	magnetic refrigeration
MCE	magnetocaloric effect
COP	coefficient of performance
Gd	gadolinium
HTF	heat transfer fluid
CHEX	cold heat exchanger
HHEX	hot heat exchanger
<i>Symbols</i>	
$Q_c$	refrigeration capacity (W)
$W_{total}$	total work (W)
$W_{mag}$	magnetic work (W)
$W_{heat\_pump}$	heat transfer loop work (W)
$F$	force (N)
$\eta_{d.sys}$	displacement system efficiency
$l$	displacement (m)
$B$	magnetic induction (T or mT)
$\dot{m}$	fluid flow rate ( $\text{kg s}^{-1}$ )
$t$	time (s)
$T$	temperature (K)
$T_{cold}$	temperature cold source (K)
$T_{hot}$	temperature hot source (K)
$\tau_c$	total cycle time (s)
$\tau$	time for blow period (s)
$V_{mag}$	volume of magnets ( $\text{cm}^3$ )
$V_{field}$	volume of high flux density region ( $\text{cm}^3$ )
$P_{field}$	fraction of AMR cycle where magnet is in use
$A_{Ccool}$	magnet characterisation parameter
$\Delta T_{span}$	temperature span (K)
$U_F$	utilisation factor
$\Delta T_{AMR}$	operating temperature span of the AMR (K)
$\Delta T_{ad}$	adiabatic temperature change with magnetisation (K)
$M$	mass of gadolinium (kg)
$\delta$	regeneration ratio
$c_p$	specific heat capacity of working fluid ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )
$c_H$	specific heat capacity of magnetic material ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )

room temperature (Roudaut et al., 2010) have been published in recent years, as have numerous works on mathematical models and simulations of AMR systems (Aprea and Maiorino, 2010; Nielsen et al., 2011; Rosario and Rahman, 2011; Silva et al., 2012; Tagliafico et al., 2010; Vuarnoz et al., 2010).

The majority of room temperature MR prototypes designed to the present day operate according to the AMR cycle. In these types of devices the geometry, arrangement and mode of operation of the AMR vary, depending on the interaction with the magnetic field and the heat transfer subsystems. Scarpa et al. (2012) have carried out a comprehensive proposal for the classification of MR prototypes. Recently a number of rotary and alternative prototype test devices have been reported. Tura and Rowe (2011) presented a prototype based on a rotary magnetic system without dynamic sealing using 110 g of Gd as the refrigerant. The device produces a maximum span of 29 K no thermal load and 10 K under a cooling load of 50 W. Engelbrecht et al. (2012) designed and built a rotary AMR with 2.8 kg of Gd, using a concentric Halbach cylinder magnet arrangement. They obtained cooling powers of around 1 kW, operating with a span near 0 K. Trevizoli et al. (2011) tested a device with a reciprocating linear movement of the Halbach cell that reached a maximum temperature span between the hot and cold ends of the regenerator of 4.4 K, with a hot source room temperature of 296.15 K and a maximum cooling capacity of 3.9 W using Gd as the magnetocaloric material and with an operating frequency of 0.14 Hz. Balli et al. (2012) presented a linear reciprocating movement prototype as an MR system at room temperature for pre-industrial application. The prototype consists of two permanent magnetic sources of static NdFeB of 1.45 T and 800 g of Gd. The cooling power reported by the researchers is between 80 and 100 W with a larger temperature span of 20 K. A review of the devices built until 2010 can be found in several review articles (Gschneidner and Pecharsky, 2008; Yu et al., 2010).

This paper proposes a magnetic refrigeration prototype of linear reciprocating movement, unlike previous designs reported in literature operating at room temperature, using Gd as the magnetocaloric material. The design, assembly, operation and preliminary results are presented. The experimental machine is characterised by its simple and robust process, and by the implementation of a new system of displacement forces compensation of the AMR system, which allows the reduction of force needed for the magnetisation and demagnetisation process. The machine patent has been applied for in Spain.

## 2. Design criteria

In linear magnetic refrigeration machines operating with the AMR cycle, the magnetisation–demagnetisation process requires a considerable amount of mechanical energy in order to displace the active material in and out of the magnetic field. This is a consequence of the forces generated by the interaction between the magnetic field and the magnetocaloric refrigerant, as well as inertial and frictional forces, inherent to the reciprocating movement.

The COP of an AMR based refrigerator is provided by the ratio of the cold reservoir energy to the required work, which is given by

$$\text{COP} = \frac{Q_c}{W_{total}} \quad (1)$$

The total work contributed to the refrigerator can be defined as the sum of two terms:

$$W_{total} = W_{mag} + W_{heat\_pump} \quad (2)$$

where  $W_{mag}$  is the work absorbed by a device for displacing the active material in and out of the magnetic field, and  $W_{heat\_pump}$  is the work required by the heat transfer loop. Depending on

the design of the AMR refrigerator, the  $W_{heat-pump}$  is equivalent to the heat transfer fluid (HTF) pumping work, plus the work required to operate the flow distribution valves, the work of the cold heat exchanger (CHEX) and hot heat exchanger (HHEX) fans.

The  $W_{mag}$  constitutes a large part of the total energy absorbed by the machine. It can be expressed as follows:

$$W_{mag} = \frac{\int \vec{F} d\vec{l}}{\eta_{d.sys}} \quad (3)$$

where  $\vec{F}$  is the force applied by the displacement system,  $d\vec{l}$  represents the AMR displacement and  $\eta_{d.sys}$ , the efficiency of the displacement system. According to Eqs. (1)–(3), the reduction of  $\vec{F}$  is important for achieving more efficient AMR refrigerators. With the aim of reducing the applied force and thereby the electrical power required for the reciprocating movement of the AMR and to contribute to increasing the COP of the cooling machine, a refrigerator device has been designed equipped with a force compensation system using passive magnetic fields and a double acting AMR. The combination of the force compensation system with double AMR design enables the reduction of the displacement forces associated with the compensation of the inertial forces. Inertial forces in reciprocating machines may require high energy peaks.

On the other hand, the following items have been considered as relevant in the machine design task:

- Good mechanical design conditions based on the AMR design, the field geometry field and the type of magnetic source.
- High precision in the active mobile parts to prevent the reduction of magnetic field due to the air gap between the magnets and magnetocaloric materials.
- Maximum possible usage time of the high magnetic field region.
- Uniform magnetic field in the space occupied by the magnetocaloric material.
- Minimum magnetic flow leakages using soft materials such as flux conductors.
- Maximum possible mass of magnetocaloric material packaged under the active work area with the maximum exchange area, and minimal pressure drops in the HTF.
- Avoid or minimise the hydraulic dead volume between the regenerator and exchangers.
- Simple instrumentation
- Simple process and operation modes and robust, with the lowest structural amount of components.

### 3. Experimental AMR refrigerator

A general view of the self-designed reciprocating refrigerator prototype is presented in Fig. 1. The experimental machine comprises a stationary magnetic structure consisting of permanent magnets and an iron yoke. The achieved magnetic field is uniform and of magnitude 1 T at the centre of a 6 mm air gap. The AMR is composed of two regenerators arranged in

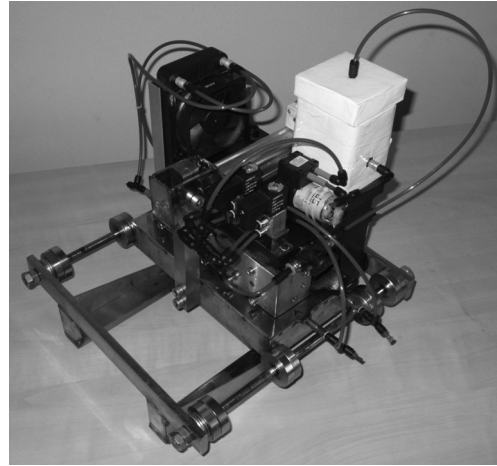


Fig. 1 – A general view of the self-designed reciprocating refrigerator prototype.

parallel, spaced 15 mm apart allowing a double AMR cycle. The AMR housing is of stainless steel 316, which has very low permeability and does not affect the magnetic field profile. The active magnetocaloric material is sheets of commercial grade Gd of 40 mm × 40 mm × 0.5 mm with a purity of 99.9%. The sheets are placed perpendicular to the magnetic field lines and with a 0.25 mm spacing between the sheets. Each regenerator has 5 packs of 3 sheets each (a total of 15 sheets per regenerator). The 5 packs of Gd sheets are placed in series achieving a useful surface area of 200 mm × 40 mm, corresponding with the surface area of high magnetic field. The total mass of magnetocaloric material is 180 g (90 g each regenerator). The fraction of volume occupied by the Gd is approximately 60%. The overall dimensions of the AMR are: 245 mm × 130 mm × 4.5 mm. The AMR is shown in detail in Fig. 2.

A simple heat transfer circuit, comprising a CHEX, an HHEX, a circulation pump and two-position three-way valves, is responsible for meeting the thermal demands of operation cycles using distilled water as HTF.

The double AMR is magnetised and demagnetised cyclically with linear alternative displacement by means of a mechanical system consisting of an electric step motor and a reciprocating displacement force compensation system through restitution using passive magnetic fields. The speed and acceleration of AMR displacement can be adjusted according to requirements of the process. The total stroke required for the magnetisation of one regenerator and simultaneous demagnetisation of the other is 55 mm. Table 1 shows the characteristics, technical data and specifications of the constructed prototype.

#### 3.1. Operating principles

Fig. 3 represents the outline of the implemented AMR cycle with its main components. The operating principle is as follows: during the first semi-cycle of operation, Fig. 3(a), one of the regenerators (2a) is subjected to the action of the magnetic field generated by the permanent magnets (6). As a result of

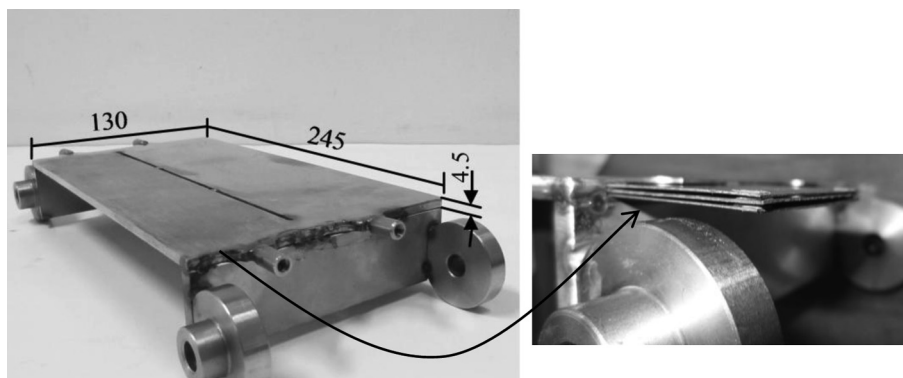


Fig. 2 – Geometry of the regenerator (dimensions in mm) and detailing of the Gd sheets of  $40 \times 40 \times 0.5$  mm when introduced into the regenerator.

this field, the magnetic material contained in this part of the AMR undergoes the MCE. By means of the circulation pump (4), the HTF is pumped through the servo-valve (5a) during the first semi-cycle in order to absorb the heat generated by the magnetocaloric material while being cooled. The heat absorbed from the magnetocaloric material is released to the environment in the HHEX (1). Once the heat is released to the

environment, the HTF is returned through the other regenerator (2b). Upon contact with the magnetocaloric material, whose temperature has decreased as a result of being withdrawn in the previous semi-cycle from the presence of the magnetic field, the HTF is cooled. The cooled HTF passes through the two-position three-way valve (5b) towards the CHEX (3). Once the time of the first semi-cycle has elapsed, valves (5a) and (5b) change their position and the AMR (2) moves within the magnetic field, thus reversing the direction of HTF flow as shown in Fig. 3(b). In this way, and once the time of the second semi-cycle has ended, the working cycle is completed, a process which is repeated throughout the entire running time of the machine. The operating sequence of the double AMR cycle can be defined as shown in the time diagram of Fig. 4. The process of magnetisation/demagnetisation must be performed in the shortest time possible i.e. the movement of MCE should be as fast as possible. In this device 0.4 s are required for a 55 mm displacement.

Table 1 – Technical data and specifications of the prototype.

Process	
Operating cycle	Double AMR
Relative movement	Alternative lineal
Displacement stroke	55 mm
Semi-cycle time	Variable
Utilisation factor	Variable
AMR	
Geometry	$245 \times 130 \times 4.5$ mm <sup>3</sup>
Housing material	Stainless steel 316
Number of regenerators	2
Porosity	0.4
Active magnetocaloric material	Commercial Gd sheets
Sheet measurements	$40 \times 40 \times 0.5$ mm <sup>3</sup>
Number of sheets in each regenerator	15
Total mass Gd	180 g
Magnetic field	
Source	NdFeB permanent magnets
Magnetic grade	N42-(BXH) max 318–334 kJ m <sup>-3</sup>
Magnetic circuit	Soft magnetic material of C-shaped yoke
Maximum magnetic field	1015 mT
Air gap	6 mm
Volume with high magnetic field	48 cm <sup>3</sup>
Volume of magnets	640 cm <sup>3</sup>
Mass of magnets	4.86 kg
Mass of magnetic structure	≈ 29 kg
HTF	
Fluid	Distilled water
Type of pump	Alternative diaphragm
Mass flow rate	Variable 3.6–6.48 kg h <sup>-1</sup>

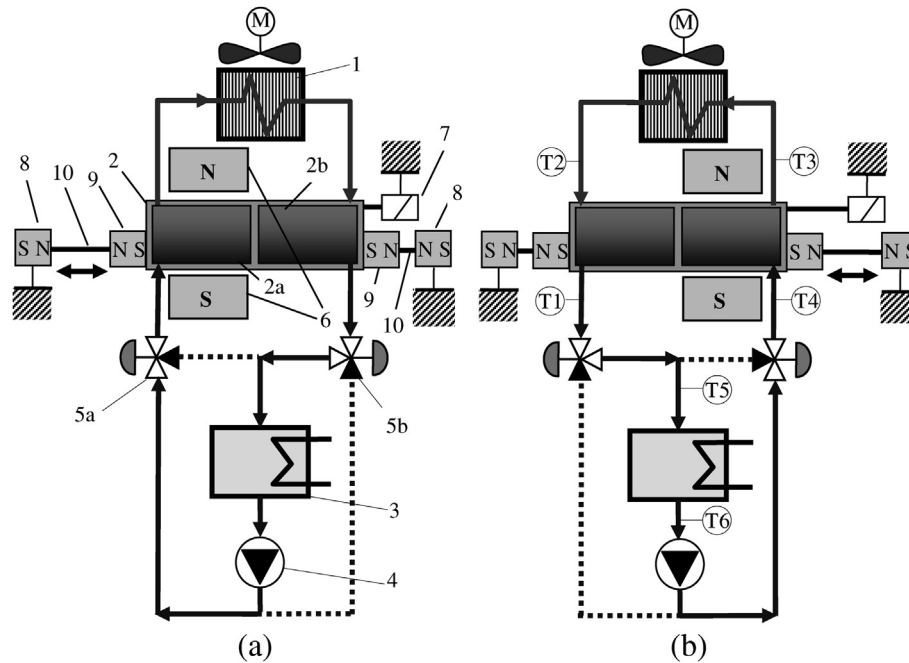
### 3.2. Magnetic field source

The magnetic field is generated by permanent Nd<sub>2</sub>Fe<sub>14</sub>B magnets of N42 grade (Energy Product (BXH) max 318–334 kJ m<sup>-3</sup>), assembled in a simple arrangement, as illustrated in Fig. 5. Soft magnetic material is used as the conductor of the magnetic flow lines. The “C-shaped” circuit magnetic structure, with an approximate weight of 29 kg is shown in Fig. 6.

Each magnet of the assembly measures  $40 \times 40 \times 20$  mm. The number of magnets used is 20, with a total weight of 4.86 kg and a volume of 640 cm<sup>3</sup>. The magnetic field is concentrated in a volume of 48 cm<sup>3</sup>, given by an area of  $40 \times 200$  mm and an air gap height of 6 mm.

Through the magneto-static application of the Flux 2D simulation tool, a finite elements based numerical simulation was performed and the possibility of optimising the magnetic structure brought about. Numerical simulations are based upon Maxwell's equations. Fig. 7 shows the experimental and numerical findings of the magnetic field in the direction of X-axis obtained at various points of the air gap along Y-axis. The magnetic field was measured with a LakeShore 410 gaussmeter (HCAT), with an accuracy of reading of  $\pm 2\%$ . As seen in





**Fig. 3 – Hydraulic schematic of the implemented AMR cycle: (a) magnetisation semi-cycle of regenerator A, (b) magnetisation semi-cycle of regenerator B. (1) HHX, (2) mobile AMR, (2a) regenerator A, (2b) regenerator B, (3) CHX, (4) pump, (5a), (5b) solenoid valve, (6) static NdFeB magnets, (7) motor, (8) magnet fixed to yoke to compensate F, (9) magnet fixed to the AMR, (10) AMR displacement guide, (T1–T6) thermocouples.**

Fig. 7, the magnetic field is relatively uniform and symmetrical, and its highest value is of 1015 mT. Magnetic induction along direction Y at the centre of the air gap is shown in Fig. 8.

In the simulation, the influence of reducing dimensions  $D_1$  and  $D_2$  of the yoke (Fig. 6) on the magnetic induction was

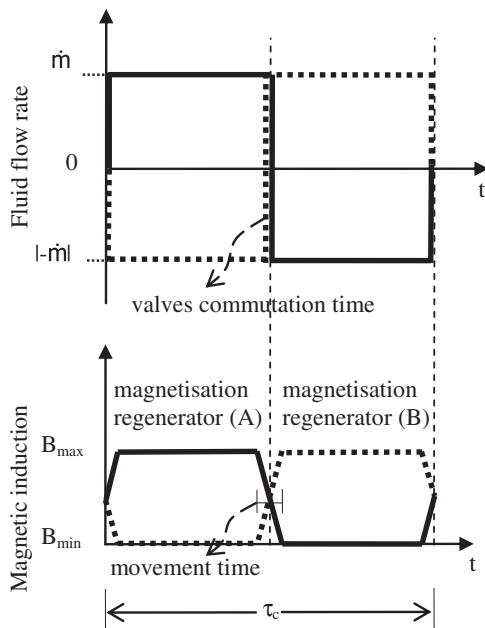
analysed, with the objective of reducing the volume and weight of the yoke without impairing the magnetic induction. With yoke dimensions  $D_1$  and  $D_2$  reduced to 30 mm respectively, the simulation results indicate a 1% reduction of the magnetic induction while obtaining a reduction in the volume of magnetic circuit of 25%.

Recently, Bjørk et al. (2010) proposed a figure of merit for evaluating magnetic structures in refrigeration systems, which is defined as

$$A_{Cool} = \left( B_{High}^{2/3} - B_{Low}^{2/3} \right) \frac{V_{field}}{V_{mag}} P_{field} \tag{4}$$

where  $V_{mag}$  is the volume of magnets,  $V_{field}$  is the volume of the area with high magnetic field and  $P_{field}$  is the fraction of the AMR cycle in which the magnetocaloric material is located inside the volume of high flux density,  $B_{High}^{2/3}$  is the magnetic field average in the volume of high magnetic field and  $B_{Low}^{2/3}$  is the magnetic field average in the volume when the magnetocaloric material has been demagnetised. The  $P_{field}$  parameter is directly related to the configuration of the refrigerator.

Applying Eq. (4) with parameter  $P_{field}$  equals 0.93 due to the rapid movement of the AMR and the short distance between regenerators, the performance value  $A_{cool}$  of the magnetic structure is 0.07, reaching an intermediate value with respect to the magnetic structures assessed by Bjørk et al. (2010). Notwithstanding, the advantage of this C-shaped design lies in obtaining average field strengths via a simple and inexpensive method in comparison with other structures that allow higher field intensity but also require greater complexity and cost.



**Fig. 4 – Pumped mass flow rate and applied magnetic field in the time diagram of double AMR cycle. The solid line corresponds to the process at regenerator A and the broken line at regenerator B.**

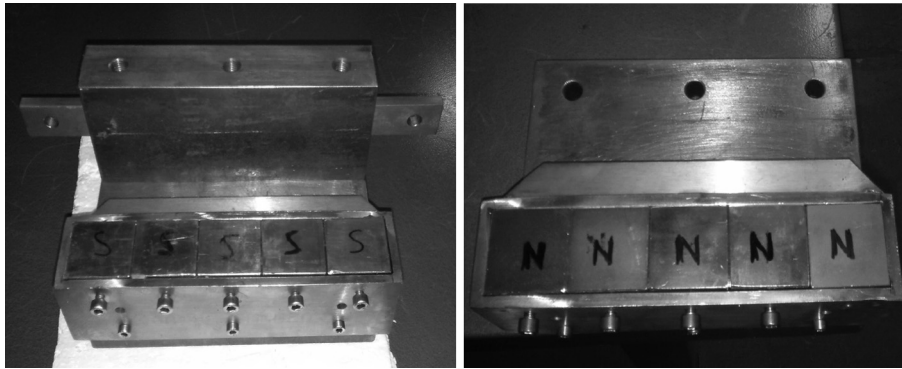


Fig. 5 – Layout of the simple permanent magnet assembly.

### 3.3. Hydraulic system design

For the basic operation of the refrigerator, only two conveniently commanded two-position three-way valves and a diaphragm type reciprocating pump are required for operating the hydraulic system of pumping the HTF between exchangers. However, due to experimental tests, modifications were necessary and a number of components were introduced depending on the test to be performed, such as:

- A by-pass circuit in the CHEX to allow data collection necessary for the test without load, introducing a compensation tank connected to the pump suction.
- Adiabatic container of 125 cm<sup>3</sup> for HTF accumulation and the placement of the electrical resistance responsible for providing the thermal load in the tests with load.

The design of the hydraulic system together with the double AMR allows HTF circulation through the magnetocaloric material on a continuous basis in a complete working cycle, obtaining continuous cooling in the CHEX. In the AMR

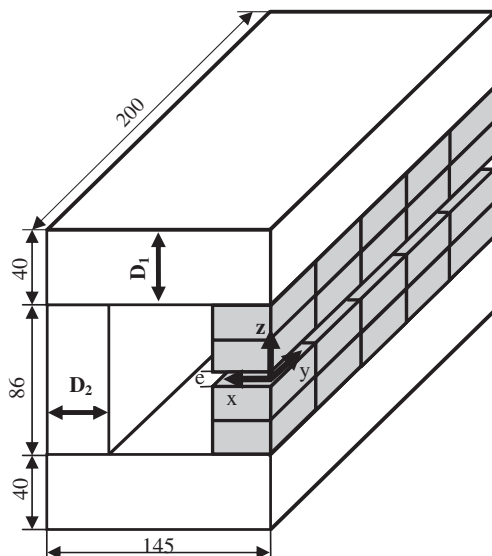


Fig. 6 – Geometry and dimensions (mm) of the magnetic structure.

and in the HHEX, HTF flow is pulsating bidirectional, while in the CHEX it is unidirectional. To ensure the same HTF circulation time and the same pressure losses in each working cycle of the regenerators, the pipes were mounted with the same length. The volume of HTF measured in each regenerator is of 7.5 cm<sup>3</sup>. The dead volume between each regenerator and HHEX is of 1.5 cm<sup>3</sup> and between each regenerator and CHEX of 2 cm<sup>3</sup>.

### 3.4. Forces compensation system

As described, to reduce the electric power consumption required for the displacement of the magnetocaloric refrigerant in the system, thereby increasing the efficiency of the machine, the AMR comprises two separate parts, each part constituting one separate regenerator as shown in Figs. 2 and 3. Thus, when regenerator A is demagnetised, regenerator B is simultaneously magnetised. Furthermore, thanks to the short distance between regenerators, the force required for displacement is reduced due to the strength of interaction with the magnetic field of the regenerator to be magnetised. The separation distance between regenerators is limited to 15 mm due to manufacturing requirements and to ensure non-interaction of the magnetic field with the regenerator situated in the semi-cycle corresponding to the cold blow

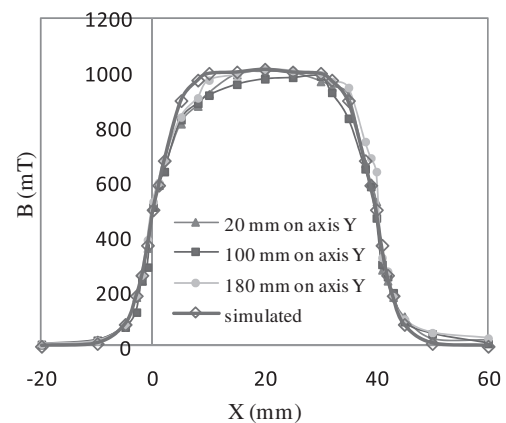
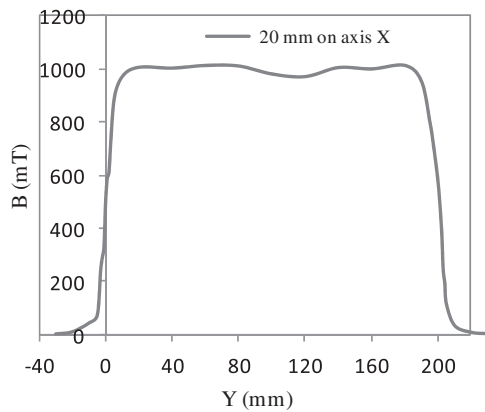
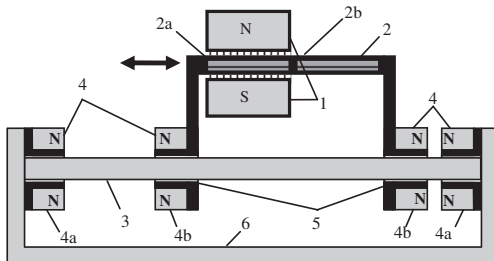


Fig. 7 – Experimental and numerical magnetic field results based on coordinates X and Y.



**Fig. 8 – Magnetic field distribution along Y-axis in the 6 mm air gap of the magnetic structure.**

phase. Also, with the aim of reducing displacement forces, magnets have been attached to the AMR structure at each side of the AMR ends, schematically depicted in Fig. 9. These magnets (4b) are displaced together with the AMR on a stainless steel displacement guide in the process of magnetisation and demagnetisation of the regenerators, and are arranged to work in repulsion with the positioned permanent magnets (4a) fixed to the stainless steel chassis (6). Thus, when the AMR is displaced to magnetise one of its regenerators and demagnetise the other, (in the case of Fig. 9 to magnetise regenerator B and demagnetise A), the magnets positioned repel each other whose air gap has been reduced as a result of the previous AMR movement, help to reduce the force required for displacement. The chosen magnets for compensation of the regenerator magnetic forces correspond to the ring shaped magnet structure as shown in Figs. 1 and 9. During the design of the device, and in particular of the forces compensation system, the placement of the compensation magnets was taken into account in order to ensure non-influence with the magnetic field of the magnetic assembly. This was tested and analysed through experimental measures during construction and in the testing of the device.



**Fig. 9 – The basic structure of the force compensation system: (1) MCE static magnets, (2) mobile AMR, (2a) regenerator A, (2b) regenerator B, (3) AMR displacement guide, (4) force compensation magnets of the ring-shaped type; (4a) static and (4b) mobile, (5) bushings, (6) stainless steel chassis.**

All the forces which interact in the displacement system are subjected to inertial and sometimes frictional resistances due to the velocity of the displacement of the AMR, so the involved forces are functions of distance  $l$ , velocity ( $dl/dt$ ) and friction. The total attractive force developed by the regenerator is a vectorial magnitude, so that in dynamic equilibrium, the total amount of forces is zero which is expressed as

$$\vec{F}_{RC} + \vec{F}_{MR} + \vec{F}_N = 0 \quad (5)$$

where  $\vec{F}_{RC}$  is the repulsive compensation forces,  $\vec{F}_{MR}$  is the magnetic forces developed by the AMR upon interacting with the magnetic field, and  $\vec{F}_N$  is the control force developed by the displacement actuator, which is the net external force.

The instantaneous work  $dW$  performed along displacement  $l$  is

$$dW = \vec{F}_N \cdot d\vec{l} \quad (6)$$

which yields the total work along the displacement path as

$$W = \int_0^{55 \text{ mm}} \vec{F}_N \cdot d\vec{l} \quad (7)$$

Since  $\vec{F}_N$  is time variant along the displacement distance  $l$ , experimental results have been achieved for its determination.

In any case, it is not possible to develop a magnetic structure capable of compensating the regenerator forces along a high percentage of the regenerator displacement path.

The numerical analysis of the forces which interact in the system is complex, taking into account that the repulsion forces under which compensation magnets work are a nonlinear fraction of the attraction force, and depend strongly on the environment and the dynamic field disturbances originated by the change in position with regard to the chassis structure, since the compensation magnets are moving with the regenerator. For this reason, the estimation of the compensation magnets size is based on experimental tests in such a way that placing more or less magnetic mass, or varying the air gap, the action forces can be adjusted so that the work developed for the displacement of the regenerator can be reduced.

### 3.5. Control system design task

The control system for the experimental operating mode is based on a commercial programmable logic controller (PLC). The AMR displacement and acceleration rate as well as the stroke are set by an independent programmable controller, and can be adjusted according to requirements of the process. This controller generates a signal to the PLC which indicates the moment when the ordered end position is reached. The PLC is used to establish the times of magnetisation/demagnetisation and to control the two-position three-way valves so that the HTF circulates along the two regenerators, following the preset criteria for the running of the double AMR cycle. The switching commands manoeuvring of the valves and consequently the reversal of flow direction is performed at the half-way distance between the two regenerators as seen in Fig. 4. In order to determine the central position between the two regenerators, the PLC calculates the time taken for the displacement of the AMR and records the command to reverse the flow direction.

### 3.6. Instrumentation

The instruments for the measurement and data acquisition implemented in the prototype have the objective of collecting information necessary to characterise its performance under different operating conditions. More specifically, to determine the span and temperature profile, the operating frequency, cooling power, displacement strength applied to the AMR, power consumption and COP.

The measurement and recording of temperatures are performed with two thermometers, each with four measuring channels, and equipped with K-type thermocouple probes with a resolution of 0.1 K. The positioning of the thermocouples is shown in Fig. 3(b). The thermometers have a removable datalogger, which allows the transfer of data to a PC.

A load cell located at the head of the actuator and data acquisition card, together with Agilent VEE Pro 4.0 software, enable the conditioning and recording of the displacement force signal and load required for the magnetisation/demagnetisation of the AMR.

## 4. Experimental methodology

In order to experimentally evaluate the operating parameters of the machine, the thermal load in the CHEX was calculated as the product of the current and voltage applied to an electric resistance introduced inside the adiabatic recipient. The cooling capacity was assumed the same as the heat load applied after the machine reached the steady state condition. The tests were conducted in an air conditioned enclosure with room temperature control, whose set-point is of 296 K. As the hot source for the rejection of HHEX heat, two means were used: the air of the conditioned enclosure, powered with a fan and a container with water at 296 K, equipped with temperature control in which the HHEX is immersed.

The machine was tested with and without a thermal load in the CHEX for different utilisation factors and semi-cycle times, thereby obtaining the machine's characteristic curve. The characteristic curve is defined by  $\Delta T_{span}$  versus  $Q_c$ , with  $\Delta T_{span}$  being the temperature difference reached between the hot and cold source. The most important points of the characteristic curve are: the maximum achievable  $\Delta T_{span}$  without applied thermal load and the maximum cooling capacity achievable approaching zero  $\Delta T_{span}$ .

The utilisation factor plays a fundamental role in the behaviour of the AMR cycle, and represents the relationship between the heat capacity of the fluid pumped through the regenerator and the heat capacity of the active magnetocaloric material, being defined as follows:

$$U_F = \frac{\dot{m}c_p\tau}{Mc_H} \quad (8)$$

where  $\dot{m}$  is the HTF mass flow rate through the regenerator,  $c_p$  is the HTF specific heat capacity,  $\tau$  is the time for a blow period,  $M$  is the mass of active magnetocaloric material and  $c_H$  is the specific heat in demagnetised state corresponding to the Curie temperature. For the commercial Gd, the value of  $c_H$  taken was  $381 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$  (Tura and Rowe, 2011). Fig. 10 shows the relationship between the utilisation factor and the mass

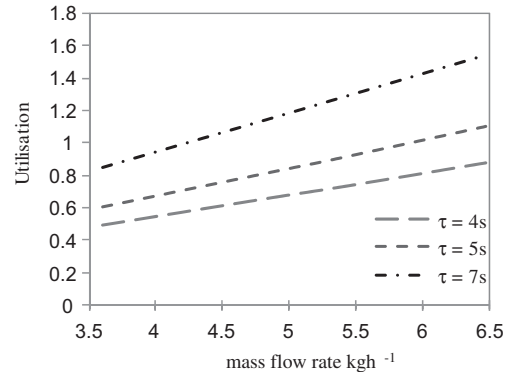


Fig. 10 – Relationship between the utilisation factor and the pumped mass flow rate.

flow rate pumped through the AMR, where its linearity can be observed, given that the variation of specific heats with temperature is negligible.

In order to assess and demonstrate the reduction of forces required for the displacement of the magnetocaloric material with the proposed system, the force required for the double AMR displacement was directly measured and compared with the force required to nominally displace one only AMR under the same operating conditions. The load cell used for the measurements was previously calibrated, obtaining a measurement error of 0.2%.

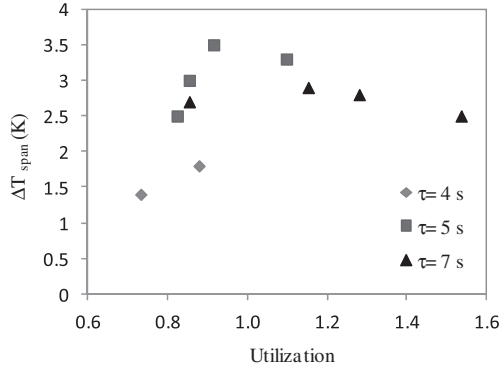
## 5. Experimental results and discussions

This section reports some of the earlier results from the prototype preliminary tests. The tests were focused on three semi-cycle operation times: 4, 5 and 7 s with variable mass flow rates of between 3.6 and  $6.48 \text{ kg h}^{-1}$  at a room temperature of 296 K.

### 5.1. Test without thermal load

In the test with no load applied, in which there is no heat transfer to the cold source, all the energy supplied by the MCE is used to establish the temperature gradient along the AMR, while the thermal loads are overcome through heat transmission from the environment into the system through the AMR housing and piping. Furthermore, the inherent thermal loads in the running of the AMR cycle must also be overcome, according to the elements implemented. Solenoid valves for the reversal HFT flow are heated during activity, and a fraction of this heat is absorbed by the HTF as it passes through them, thus acting as heaters and yielding additional heat load to the system, contributing to reducing the span reached. Thus, the highest temperature span measured between the hot and cold source without load ( $\Delta T_{span}$ ) for the operating conditions tested, as shown in Fig. 11, was 3.5 K with  $\tau = 5 \text{ s}$  and a mass flow rate of  $5.4 \text{ kg h}^{-1}$ .

Furthermore, the maximum difference between the average hot end temperature and the average cold end temperature of the AMR ( $\Delta T_{AMR}$ ) was of 4.1 K. The  $\Delta T_{AMR}$  parameter is calculated as follows:



**Fig. 11 – Experimental results of no load temperature span as function of  $U_F$  for different  $\tau$ , operating in an ambient temperature of 296 K.**

$$\Delta T_{AMR} = \bar{T}_{hot\_end} - \bar{T}_{cold\_end} \quad (9)$$

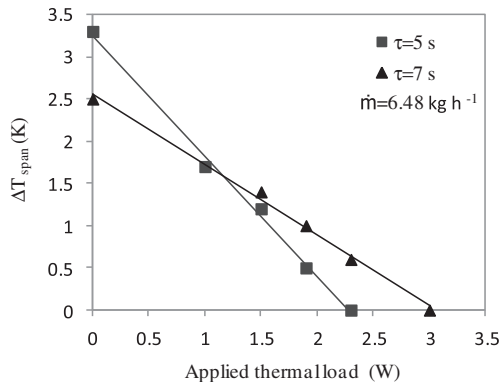
where  $\bar{T}_{hot\_end}$  and  $\bar{T}_{cold\_end}$  are the average temperatures associated with the fluid at each end of the AMR during the hot and cold blows of the regenerators in a working cycle of the machine once the steady state with no load is achieved, which are given by,

$$\bar{T}_{hot\_end} = \frac{1}{2\tau_c} \left[ \int_0^{\tau_c} T2(t)dt + \int_0^{\tau_c} T3(t)dt \right] \quad (10)$$

$$\bar{T}_{cold\_end} = \frac{1}{2\tau_c} \left[ \int_0^{\tau_c} T1(t)dt + \int_0^{\tau_c} T4(t)dt \right] \quad (11)$$

where T1, T2, T3 y T4 are the temperatures recorded at the hot and cold ends of the AMR associated with the fluid (see thermocouple arrangement in Fig. 3(b)).

The experimental results with no load may also be evaluated in terms of comparison between  $\Delta T_{AMR}$  and the adiabatic temperature change of the active magnetic material ( $\Delta T_{ad}$ ). This establishes the performance of the designed regenerator through the regeneration relation, defined as:



**Fig. 12 – Temperature difference between hot and cold source as a function of the heat load applied for  $\tau = 5$  s y  $\tau = 7$  s and mass flow rate  $\dot{m} = 6.48$  kg h<sup>-1</sup>.**

$$\delta = \frac{\Delta T_{AMR}}{\Delta T_{ad}} \quad (12)$$

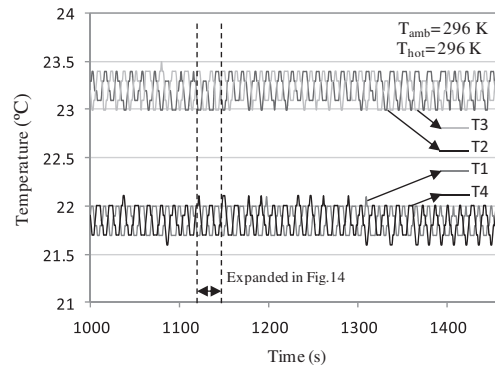
where  $\Delta T_{ad}$  is the adiabatic temperature change of the active magnetocaloric material used at ambient temperature of the test between 0 T and 1 T. In this way, a regeneration relation value of 1.6 was obtained, taking a  $\Delta T_{ad}$  of the Gd of 2.5 K T<sup>-1</sup> for 296 K (Tura and Rowe, 2011)

## 5.2. Test with thermal load

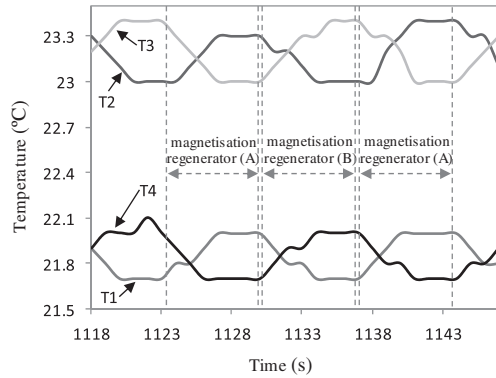
In tests with heat load applied on the CHEX and with  $\Delta T_{span}$  approaching zero, all the energy is available for performing the refrigeration effect and overcome the inherent operating losses of the cycle. Fig. 12 shows the characteristic curves of the refrigerator ( $\Delta T_{span}$  versus  $Q_c$ ) for two semi-cycle times,  $\tau = 5$  s y  $\tau = 7$  s and with a mass flow rate of 6.48 kg h<sup>-1</sup>, corresponding to a utilisation factor of 1.1 and 1.5 respectively. As expected, the temperature difference between sources is reduced when the applied heat load is increased, showing a linear tendency.

The prototype trials were limited to a mass flow rate of 6.48 kg h<sup>-1</sup> due to deformation problems of the AMR housing with increased pressure associated with increase in mass flow rate through the AMR. The deformation reduces the air gap and causes the physical interaction of the AMR with the magnets, hindering the running of the machine. Therefore, the maximum cooling capacity experimentally achieved was of 3 W for a mass flow rate of 6.48 kg h<sup>-1</sup>, as shown in Fig. 12.

Fig. 13 depicts the experimental temperature profile of the two regenerators in the test with 1.9 W of cooling load at steady state, and with a difference of 1 K between the HTF temperature at the cold reservoir outlet ( $T5 = 295$  K) and the hot source temperature ( $T6 = 296$  K). In this test the HHEX was immersed in water, wherein the operating conditions were  $\tau = 7$  s and  $\dot{m} = 6.48$  kg h<sup>-1</sup>. T1, T2, T3 and T4 are the four characteristic measuring points of the AMR temperature, while T5 and T6 correspond to the CHEX input/output temperatures measurement points. The location of measurement points can be observed in Fig. 3(b). Fig. 14 is a zoom of the time fraction shown in Fig. 13, where the temperature profile at the



**Fig. 13 – Experimental temperature profile of the regenerators. Test with 1.9 W cooling load with a difference of 1 K between the HTF temperature at the reservoir outlet ( $T5 = 295$  K) and the hot source temperature ( $T6 = 296$  K). HHEX submerged in water,  $\tau = 7$  s and  $\dot{m} = 6.48$  kg h<sup>-1</sup>.**



**Fig. 14** – Temperature profile at the hot and cold ends of each regenerator with thermal load test, identifying the magnetisation semi-cycle (experimental results for  $\tau = 7$  s  $\dot{m} = 6.48$  kg  $\text{h}^{-1}$ ).

hot and cold ends of each regenerator in the thermal load test can be seen in detail, identifying the magnetising semi-cycle of each regenerator. As can be seen, the cold blow is continuous because of the double AMR cycle.

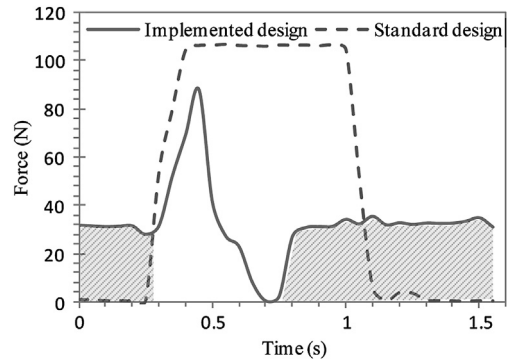
The first experimental results are relatively poor, both those referring to the temperature span as well as the maximum cooling capacity, in comparison with other similar analysis published so far. Some reasons for this poor performance may be the influence of the longitudinal thermal conduction, accentuated by low operating frequencies. The low operating frequencies are a consequence of the nature of this device. It is considered that the longitudinal thermal conduction is important due the geometry of the AMR, which is characterised by its small height compared with its length. It is assumed that the number of Gd sheets positioned in parallel and perpendicular to the magnetic field is insufficient to ensure the convective heat transfer domain due to fluid displacement. Furthermore, due to the hand packing method, it is likely that some of the sheets have direct contact with the AMR housing, which has a high thermal conductivity, thereby contributing further to a reduced performance because of the thermal interactions with the regenerator housing. Experimental single blow data showed that the regenerator housing significantly reduced the apparent heat transfer in the AMR, especially at low Reynolds numbers (Frischmann et al., 2009).

On the other hand, one can not disregard the parasitic losses due to unavoidable temperature gradients between the AMR and the surroundings, as the AMR is not thermally insulated. Nielsen et al. (2009) demonstrated that this effect may have a significant impact on the AMR performance. Also, as already mentioned, the solenoid valves contribute to achieving low thermal results due to the heat absorbed by the HTF upon circulating through them.

The possible reasons are being investigated and analysed through experimental tests and numerical modelling of the AMR, with the aim of implementing a new AMR.

### 5.3. Force measurement

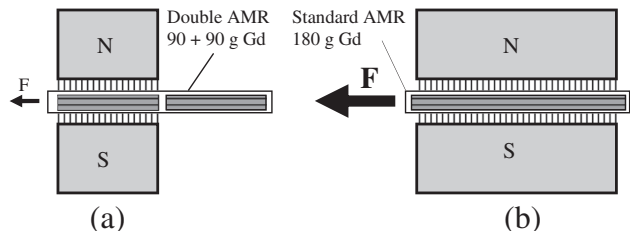
As shown in the experimental measurements of Fig. 15, the force required to demagnetise the double AMR was



**Fig. 15** – Direct measurements of the forces required for the displacement of demagnetisation (55 mm) of the implemented design and of a standard AMR with the same Gd mass corresponding to one of the double AMR regenerators (90 g).

drastically reduced with the implemented design, in comparison with the standard demagnetisation of one only regenerator with the Gd same mass as one of the double AMR (90 g). Besides the reduction of forces achieved with the design of the double AMR, with the necessary movement for demagnetising a regenerator, simultaneous magnetisation is obtained from the other regenerator. Preliminary calculations based on experimental measurements show that approximately 90% of the mechanical energy can be reduced with the design carried out, in comparison with a machine where all the magnetocaloric material (180 g) works in a single AMR under a standard cycle with the same structure design and conditions. Mention should be made in this latter arrangement, shown in Fig. 16, of the disadvantage of requiring twice the mass of magnets to achieve the surface of magnetic field corresponding to the standard AMR with the 180 g of Gd, and the resulting inconvenient of the increase in weight and cost of the machine. Moreover, another advantage achieved with the implemented design is the reduction of time required for the magnetisation and demagnetisation of the regenerators, as seen in Fig. 15.

The force exerted by the compensation magnets on the AMR is illustrated in Fig. 15 under the grey colour area, and as can be seen, contribute to lessening the power needed for the displacement.



**Fig. 16** – (a) New AMR design implemented, (b) Standard design.

## 6. Conclusions

A linear reciprocating permanent magnetic refrigeration prototype has been designed and built under a novel design structure. Preliminary calculations based on experimental measurements show that approximately 90% of the mechanical energy necessary for the displacement of the magnetocaloric refrigerant can be reduced with the proposed design. Using a total of 180 g of Gd as magnetocaloric refrigerant in a magnetic field of 1 T and an ambient temperature of 296 K, the device achieved a maximum temperature difference between HHX and CHX under no thermal load of 3.5 K for a utilisation of 0.91. The maximum cooling capacity experimentally achieved was of 3 W under a span close to 0 K for a utilisation factor of 1.5. The device met the objectives of:

- reduced displacement forces
- simple operation with little equipment
- continuous cooling
- reduced volume of magnets and magnetic structure due to the continuous use of high magnetic field region, thereby achieving to reduce the economic cost of the machine by reducing the mass of magnets and the mass of the magnetic field yoke driver.

However, the thermal results were modest when compared with some other refrigerating machine prototypes constructed so far, and the causes are being experimentally analysed to assess the implementation of a new AMR prototype.

## REFERENCES

- Aprea, C., Maiorino, A., 2010. A flexible numerical model to study an active magnetic refrigerator for near room temperature applications. *Appl. Energy* 87, 2690–2698.
- Balli, M., Sari, O., Mahmed, C., Besson, C., Bonhote, P., Duc, D., et al., 2012. A pre-industrial magnetic cooling system for room temperature application. *Appl. Energy* 98, 556–561.
- Bjørk, R., Bahl, C.R.H., Smith, A., Pryds, N., 2010. Review and comparison of magnet designs for magnetic refrigeration. *Int. J. Refrigeration* 33, 437–448.
- Brück, E., Tegus, O., Cam Thanh, D.T., Trung, N.T., Buschow, K.H.J., 2008. A review on Mn based materials for magnetic refrigeration: structure and properties. *Int. J. Refrigeration* 31, 763–770.
- Engelbrecht, K., Eriksen, D., Bahl, C.R.H., Bjørk, R., Geyti, J., Lozano, J.A., et al., 2012. Experimental results for a novel rotary active magnetic regenerator. *Int. J. Refrigeration* 35, 1498–1505.
- Frischmann, M., Jacobs, S., Nellis, G., Klein, S., 2009. Measuring Nusselt number using a single-blow regenerator facility. In: Egolf, P.W. (Ed.), *Third International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIR. CD-ROM, Des Moines, IA.
- Gschneidner Jr., K.A., Pecharsky, V.K., 2006. Rare earths and magnetic refrigeration. *J. Rare Earths* 24, 641–647.
- Gschneidner Jr., K.A., Pecharsky, V.K., 2008. Thirty years of near room temperature magnetic cooling: where we are today and future prospects. *Int. J. Refrigeration* 31, 945–961.
- Gschneidner Jr., K.A., Pecharsky, V.K., Tsokol, A.O., 2005. Recent developments in magnetocaloric materials. *Rep. Prog. Phys.* 68, 1479–1539.
- Lucia, U., 2011. Second law analysis of the ideal Ericsson magnetic refrigeration. *Renew. Sust. Energ. Rev.* 15, 2872–2875.
- Nielsen, K.K., Bahl, C.R.H., Smith, A., Bjørk, R., Pryds, N., Hattel, J., 2009. Detailed numerical modeling of a linear parallel-plate active magnetic regenerator. *Int. J. Refrigeration* 32, 1478–1486.
- Nielsen, K.K., Tusek, J., Engelbrecht, K., Schopfer, S., Kitanovski, A., Bahl, C.R.H., et al., 2011. Review on numerical modeling of active magnetic regenerators for room temperature applications. *Int. J. Refrigeration* 34, 603–616.
- Pecharsky, V.K., Gschneidner Jr., K.A., 2006. Advanced magnetocaloric materials: what does the future hold? *Int. J. Refrigeration* 29, 1239–1249.
- Romero Gómez, J., Ferreiro Garcia, R., De Miguel Catoira, A., Romero Gómez, M., 2013. Magnetocaloric effect: a review of the thermodynamic cycles in magnetic refrigeration. *Renew. Sust. Energ. Rev.* 17, 74–82.
- Rosario, L., Rahman, M.M., 2011. Analysis of a magnetic refrigerator. *Appl. Therm. Eng.* 31, 1082–1090.
- Roudaut, J., Yonnet, J.P., Kedous-Lebouc, A., Müller, Ch., 2010. Comparison of magnetic field sources for magnetic refrigeration at room temperature. In: Egolf, P. (Ed.), *Proceedings of the IV International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, IIR. CD-ROM, Baotou, China.
- Scarpa, F., Tagliafico, G., Tagliafico, L.A., 2012. Classification proposal for room temperature magnetic refrigerators. *Int. J. Refrigeration* 35, 453–458.
- Silva, D.J., Bordalo, B.D., Pereira, A.M., Ventura, J., Araújo, J.P., 2012. Solid state magnetic refrigerator. *Appl. Energy* 93, 570–574.
- Tagliafico, G., Scarpa, F., Canepa, F., 2010. A dynamic 1-D model for a reciprocating active magnetic regenerator; influence of the main working parameters. *Int. J. Refrigeration* 33, 286–293.
- Trevizoli, P.V., Barbosa Jr., J.R., Ferreira, R.T.S., 2011. Experimental evaluation of a Gd-based linear reciprocating active magnetic regenerator test apparatus. *Int. J. Refrigeration* 34, 1518–1526.
- Tura, A., Rowe, A., 2011. Permanent magnet magnetic refrigerator design and experimental characterization. *Int. J. Refrigeration* 34, 628–639.
- Vuarnoz, D., Kitanovski, A., Gonin, C., Sari, O., Egolf, P.W., 2010. Modeling of a two-stage magnetic refrigerator with wavy-structure gadolinium heat exchangers. *Int. J. Refrigeration* 33, 745–752.
- Yu, B., Liu, M., Egolf, P.W., Kitanovski, A., 2010. A review of magnetic refrigerator and heat pump prototypes built before the year 2010. *Int. J. Refrigeration* 33, 1029–1060.