



UNIVERSIDAD DE MÁLAGA

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA
INDUSTRIAL**

DEPARTAMENTO DE FÍSICA APLICADA II

TESIS DOCTORAL

**ESTUDIO DE UN MOTOR STIRLING CON
ABSORBEDOR INTERNO ALIMENTADO CON
ENERGÍA SOLAR**

Doctorando:

Isidro María Santos Ráez

Directora:

Dra. Ana Isabel Gómez Merino



Publicaciones y
Divulgación Científica

AUTOR: Isidro María Santos Ráez

 <http://orcid.org/0000-0002-6502-8499>

EDITA: Publicaciones y Divulgación Científica. Universidad de Málaga



Esta obra está bajo una licencia de Creative Commons Reconocimiento-NoComercial-SinObraDerivada 4.0 Internacional:

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/legalcode>

Cualquier parte de esta obra se puede reproducir sin autorización pero con el reconocimiento y atribución de los autores.

No se puede hacer uso comercial de la obra y no se puede alterar, transformar o hacer obras derivadas.

Esta Tesis Doctoral está depositada en el Repositorio Institucional de la Universidad de Málaga (RIUMA): riuma.uma.es

ESTUDIO DE UN MOTOR STIRLING CON
ABSORBEDOR INTERNO ALIMENTADO CON
ENERGÍA SOLAR

Memoria presentada para optar al Título de Doctor por la
Universidad de Málaga

Fdo: Isidro María Santos Ráez

DIRECTORA:

Fdo: Dra. Ana Isabel Gómez Merino

ANA ISABEL GÓMEZ MERINO, Catedrática de Escuela Universitaria del Departamento de Física Aplicada II de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial de la Universidad de Málaga.

CERTIFICA:

Que el presente trabajo de investigación titulado “ESTUDIO DE UN MOTOR STIRLING CON ABSORBEDOR INTERNO ALIMENTADO CON ENERGÍA SOLAR”, constituye la Memoria de Tesis Doctoral de D. Isidro María Santos Ráez, que ha sido realizada en el Departamento de Física Aplicada II de la Universidad de Málaga, bajo mi dirección y cuya presentación autorizo en Málaga, a 1 de octubre de 2015.

Fdo: Dra. Ana Isabel Gómez Merino

AGRADECIMIENTOS

Quiero comenzar este apartado dándole mil gracias a la persona que ha sido pieza clave en la realización de este trabajo. Sus conocimientos, orientaciones, paciencia y su actitud ante el trabajo, han sido fundamentales para mi formación como investigador. Muchas gracias Ana, espero que esto sea el comienzo de muchos más trabajos juntos.

Quiero también expresar mi agradecimiento a los profesores José Ramón de Andrés Díaz y Manuel González Aragón. Ellos también han aportado su granito de arena en determinados momentos de este viaje.

Sirvan estas palabras para agradecer a todas aquellas personas que han confiado en mí y siempre han tenido palabras de aliento y ánimo. ¡Espero no haberos fallado!

También quiero agradecer a mis compañeros del Área de Máquinas y Motores Térmicos por sus consejos y enseñanzas; al Departamento Física Aplicada II por su buena disposición.

Y por último, a mis familiares y amigos que siempre están a mi lado apoyándome y haciéndome la vida mucho más alegre, especialmente mi mujer Montse, mis hijos Isidro y Roberto y mis padres, Juan de Dios y Catalina.

RESUMEN

La importancia de la energía desde un punto de vista socioeconómico es indiscutible, siendo la energía solar una de las fuentes renovables más atractiva e interesante. Dentro de las múltiples aplicaciones del motor Stirling, cabe destacar su empleo en instalaciones solares de concentración (CSP - Sistemas Dish Stirling), donde se ha demostrado que el diseño del mismo juega un papel relevante en la producción de energía eléctrica. En este trabajo se ha realizado un análisis térmico del diseño propuesto por Isshiki Naotsugu, para su potencial aplicación en los sistemas CSP basados en el motor Stirling.

Se ha llevado a cabo un modelado del comportamiento térmico y de flujo para un motor Stirling tipo Beta dispuesto con un receptor compuesto por una ventana de cuarzo con absorbedor interno para su aplicación en sistemas Dish Stirling. Primeramente, se ha estudiado la influencia de la pantalla porosa respecto al uso exclusivo de las superficies de la cámara de expansión del motor como absorbedor, obteniéndose una mayor eficiencia en el primer caso. A continuación, se han estudiado distintos tipos de absorbedores internos. El sistema más eficiente de los 5 tipos estudiados corresponde a la malla de 40 μm y 0,75 de porosidad. Con el objeto de simular el comportamiento del sistema en condiciones más próximas al funcionamiento real, se ha realizado el estudio en COMSOL Multiphysics a través del cual, se han obtenido los parámetros de velocidad y temperatura a lo largo de un dominio, creado para simular su comportamiento como receptor en el motor Stirling solar. Los campos de velocidad y temperatura obtenidos han avalado el estudio térmico realizado sobre la tipología de receptor estudiado.

Se han analizado las irreversibilidades en el modelo de motor propuesto, que afectan al rendimiento del mismo. Las pérdidas más importantes tienen lugar en el regenerador, seguido del intercambiador de compresión. Se ha propuesto la optimización del sistema de enfriamiento del fluido de trabajo, mediante el uso de nanofluidos portadores de calor. Estos materiales poseen conductividades superiores a los fluidos convencionales, aunque su utilización está menos extendida debido a la complejidad para caracterizar sus propiedades termofísicas y de flujo. Con estos fluidos se puede incrementar la eficiencia en el proceso de transferencia de calor hasta el 60%, suponiendo un ahorro en la potencia de bombeo.

Finalmente se exponen los resultados alcanzados y se contrastan con otros tipos de receptores ya implementados, concluyendo que su mayor eficiencia hace aconsejable su instalación en latitudes con irradiación solar superior a 2000 kWh/m² anual.

ABSTRACT

The importance of energy from a socioeconomic perspective is indisputable being solar energy one of the most attractive and interesting renewable sources. Among the many applications of the Stirling engine, the use in solar installations concentration (Dish Stirling systems) is included, where it has been demonstrated that its design plays an important role in the production of electricity. In this work, a thermal analysis of the proposed design by Isshiki Naotsugu for potential application in CSP systems based on Stirling engine was carried out.

A modeling of the thermal behavior and flow for a Beta type Stirling engine provided with a receiver comprising a quartz window with internal absorber for use in Dish-Stirling systems was performed. The influence as absorber of the porous screen against exclusively the surfaces of the engine expansion chamber was studied, resulting in greater efficiency in the first case. Therefore, various types of internal absorbers were checked. The more efficient system of the 5 studied types corresponded to the mesh size of 40 microns and porosity 0.75. In order to simulate the behavior of the system closer to the actual operating conditions a COMSOL Multiphysics study was performed. The speed and temperature fields over a domain created to simulate their behavior as a receiver in the solar Stirling engine were simulated. The velocity and temperature distribution values of the CFD simulation endorse the theoretical thermal study carried out on this type of receiver.

The irreversibilities affecting performance in the proposed engine model were also analyzed. The most significant losses occurred in the regenerator and in the compression exchanger. The working fluid cooling system optimization by using heat carriers nanofluids was proposed. These materials have superior to conventional fluid conductivities, although their use is less widespread, due to the complexity of characterizing their flow thermophysical properties. These fluids can increase the efficiency in the heat transfer process up to 60%, savings in pumping power.

Finally, the results were discussed and contrasted with other types of receivers already in place, concluding that greater efficiency makes it advisable to install solar radiation at latitudes greater than 2000 kWh/m² per year.

A Montse, Isidro y Roberto

*‘Stirling’s is a perfect engine,
and is the first perfect engine ever to be described.’*

(Fleeming Jenkin, 1884).

Índice General

Capítulo 1

1.1. PANORAMA ENERGÉTICO MUNDIAL	5
1.2. JUSTIFICACIÓN	7
1.3. OBJETIVO	9
1.4. ESTRUCTURA DE LA TESIS	11
1.5. BIBLIOGRAFÍA	13

Capítulo 2

2.1. MOTOR STIRLING	19
2.1.1. Antecedentes y Evolución Histórica	19
2.1.2. Principio de Funcionamiento: Ciclo Termodinámico Stirling	22
2.1.3. Clasificación de los Motores Stirling: Configuraciones Constructivas	25
2.2. TECNOLOGÍA TERMOSOLAR DE CONCENTRACIÓN	27
2.2.1. Justificación y Antecedentes Históricos	28
2.2.2. Concepto, Clasificación y Tipologías	29
2.2.3. Tecnología Solar Térmica de Media Temperatura	32
2.2.3.1. Sistema Canal Parabólico (CCP)	33
2.2.3.2. Sistema Reflector Lineal de Fresnel (FLR)	33
2.2.4. Tecnología Solar Térmica de Alta Temperatura	34
2.2.4.1. Sistema Torre Central (CRS)	34
2.2.4.2. Sistema Disco Parabólico (PD)	35
2.3. BIBLIOGRAFÍA	37

Capítulo 3

3.1. MODELOS DE CÁLCULO PARA MOTORES STIRLING	47
3.1.1. Correlaciones Experimentales	48
3.1.2. Modelos Termodinámicos	51
3.1.2.1. Modelos de Primer Orden	51
3.1.2.2. Modelos de Segundo Orden	52
3.1.2.3. Modelos de Tercer Orden	54
3.1.2.4. Modelos Característicos	55
3.1.2.5. Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)	56
3.2. EVOLUCIÓN DE MOTORES STIRLING SOLARES	57
3.3. TECNOLOGÍA DISH STIRLING	59
3.3.1. Componentes Dish Stirling	60
3.3.1.1. Concentrador	60
3.3.1.2. Estructura y Sistema de Seguimiento	62
3.3.1.3. Recibidor	62
3.3.1.4. Conjunto Convertidor: Motor Stirling-Alternador	69
3.3.2. Revisión de Sistemas Dish Stirling	71
3.4. BIBLIOGRAFÍA	77

Capítulo 4

4.1. INTRODUCCIÓN	89
4.2. PARÁMETROS DEL MOTOR STIRLING SOLAR	93
4.2.1. Elementos Constructivos	94
4.2.2. Parámetros de Funcionamiento	97
4.2.3. Parámetros Adimensionales	100
4.3. ENERGÍA SOLAR APORTADA	101
4.3.1. Radiación Térmica: Distribución Espectral	101
4.3.2. Modelo de Estimación Solar de Hottel	103
4.3.3. Software de Cálculo: Radiación y Geometría Solar	105
4.4. ANÁLISIS TÉRMICO DE ABSORBEDORES INTERNOS	107
4.4.1. Absorbedor Interno Mediante Superficies Internas	108
4.4.1.1. Balance Energético: Flujo de Calor Aportado al Motor	108

4.4.1.2. Análisis Numérico de Primer Orden: Método de Schmidt	117
4.4.1.3. Balance Energético: Ventana de Cuarzo	124
4.4.1.4. Resultados y Discusión	127
4.4.2. Absorbedor Interno Mediante Pantalla Porosa	132
4.4.2.1. Balance Energético: Flujo de Calor Aportado al Motor	133
4.4.2.2. Resultados y Discusión	138
4.4.3. Análisis Comparativo de Absorbedores Interno	140
4.4.4. Conclusiones	145
4.5. CARACTERIZACIÓN DEL ABSORBEDOR INTERNO POR PANTALLA POROSA	146
4.5.1. Parámetros Geométricos	146
4.5.2. Parámetros Termofísicos	148
4.5.3. Parámetros de Operación	150
4.5.4. Parámetros Adimensionales	160
4.5.5. Balance Energético en la Pantalla Porosa	162
4.5.5.1. Ecuaciones de Gobierno	163
4.5.5.2. Tipología de Matrices	166
4.5.5.3. Modelo de Transferencia de Calor	166
4.5.5.3. Modelo de Caída de Presión	168
4.5.6. Resultados y Discusión	170
4.5.6.1. Proceso de Transferencia de Calor	172
4.5.6.2. Proceso de Caída de Presión	177
4.5.6.3. Criterio de Eficiencia sobre las Geometrías Analizadas	181
4.5.6.4. Análisis Geometría Óptima	182
4.5.7. Análisis Numérico (CFD) en Pantalla Porosa	188
4.5.8. CONCLUSIONES	193
4.6. BIBLIOGRAFÍA	194

Capítulo 5

5.1. INTRODUCCIÓN	205
5.2. METODOLOGÍA DE CÁLCULO	206
5.2.1. Pérdidas de Trabajo por Transferencia de Calor: Int. de Compresión y Regenerador	207
5.2.2. Pérdidas de Trabajo por Fricción en el Intercambiador de Compresión	210
5.2.3. Pérdidas por Caída de Presión del Fluido en el Regenerador	211
5.2.4. Pérdidas de Trabajo Útil por Efecto Shuttle	212
5.2.5. Pérdidas de Presión por Cambios Bruscos de Sección	214
5.2.6. Pérdidas de Presión por la Velocidad Lineal del Pistón	216
5.2.7. Pérdidas de Presión por la Fricción de Componentes Sólidos	207
5.3 EVALUACIÓN Y ANÁLISIS DE LAS PÉRDIDAS	169
5.3.1. Pérdidas de Trabajo por Transferencia de Calor: Int. de Compresión y Regenerador	217
5.3.2. Pérdidas de Trabajo por Fricción en el Intercambiador de Compresión	222
5.3.3. Pérdidas por Caída de Presión por la Fricción del Fluido en el Regenerador	224
5.3.4. Pérdidas de Trabajo Útil por Efecto Shuttle	226
5.3.5. Pérdidas de Presión por Cambios Bruscos de Sección	229
5.3.6. Pérdidas de Presión por la Velocidad Lineal del Pistón	223
5.3.7. Pérdidas de Presión por la Fricción de Componentes Sólidos	232
5.4 ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA NETA	179
5.5 CONCLUSIONES	190
5.6. BIBLIOGRAFÍA	190

Capítulo 6

6.1. INTRODUCCIÓN	245
6.2. ASPECTOS TEÓRICOS	247
6.2.1. Interacción coloidal	247
6.2.1.1. Movilidad Electroforética: Potencial Zeta	248
6.2.2. Reología de Suspensiones	249
6.2.2.1. Tipos de Comportamiento de Flujo	249

6.2.3. Mecanismo de Transferencia de Calor en Nanofluidos	252
6.3 MATERIALES Y MÉTODOS	257
6.3.1. Materiales: Óxido de Aluminio	257
6.3.2. Medidas de Movilidad Electroforética	257
6.3.3. Medidas del Tamaño de Partícula por Dispersión de Luz	257
6.3.3. Medidas de Viscosidad	258
6.4 RESULTADOS Y DISCUSIÓN	260
6.4.1. Conductividad Térmica de Nanofluidos: características de la interfase	260
6.4.1.1. Efecto del Tipo de Material	260
6.4.1.2. Efecto del Tamaño de Partícula	261
6.4.1.3. Efecto de la Forma de las Partículas	264
6.4.1.4. Efecto de la Fase Líquida	265
6.4.1.5. Efecto del pH	266
6.4.1.6. Efecto de la Temperatura	267
6.4.1.7. Efecto de Aditivos y Formación de Agregados	268
6.3.2. Propiedades de Flujo de Nanofluidos	269
6.3.3. Transferencia de Calor en el Intercambiador de Compresión	275
6.5. CONCLUSIONES	280
6.6. BIBLIOGRAFÍA	281

Capítulo 7

7.1. CONCLUSIONES FINALES	291
7.2. LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN	292

ANEXO A: ESTUDIOS MEDIANTE ANÁLISIS NUMÉRICO CFD BAJO ENTORNO COMSOL MULTIPHYSICS

NOMENCLATURA

Parámetros Latinos:

Símbolo	Definición	Unidad
A	Área	m ²
	Altitud	km
a	Constantes método Hottel (a ₀ , a ₁ , a _k)	Adim.
	Radio de la partícula	m
c _f	Coefficiente de fricción	Adim.
c _p , c _v	Calor específico a volumen y presión constante	J/kg · K
C	Factor de concentración	Adim.
d	Diámetro	m
E _a	Energía de activación	J
F _{i-j}	Factor de forma (desde superficie i a j)	Adim.
f	Fracción de radiación solar	Adim.
G	Irradiancia solar	W/m ²
g	Aceleración de la gravedad	m/s ²
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección	W/m ² · K
I	Irradiación solar horaria	KWh/m ² · h
J	Radiosidad	W/m ² ó W
K	Coefficiente de pérdida (Localizada)	Adim.
k	Conductividad térmica	W/m · K
L	Longitud	m
M	Masa de fluido de trabajo total	kg

m	Masa de fluido de trabajo (en un espacio)	kg
	Número de mallas por unidad de longitud	mm ⁻¹
\dot{m}	Flujo másico	kg/s
Ma	Número de Mach	Adim.
N	Potencia	W
N_T	Relación de temperaturas (Schmidt)	Adim.
Nu	Número de Nusselt	Adim.
p	Presión	Pa
	Porosidad	Adim.
P	Perímetro	m
Pr	Número de Prandtl	Adim.
Q	Calor	J
q'	Flujo de calor por unidad de longitud	W/m
R	Constante universal de los gases	J/kg · K
r	Radio	m
Re	Número de Reynolds	Adim.
S	Carrera (Recorrido lineal del pistón)	m
	Entropía	J/K
s'	Entropía por unidad de longitud	J/K · m
Sg	Número de Stirling	Adim.
St	Número de Stanton	Adim.
T	Temperatura	K
t	Tiempo	s
x	Longitud	m
u	Velocidad adimensional	Adim.
V	Volumen	m ³
v	Velocidad	m/s
W	Trabajo	J

Parámetros Griegos:

Símbolo	Definición	Unidad
α	Difusividad térmica ($k/\rho c_p$)	m^2/s
	Ángulo de desfase	°
	Absortividad	Adim.
	Superficie adimensional	Adim.
β	Ángulo de inclinación	°
	Coef. de expansión térmica (Rayleigh)	1/K
γ	Coeficiente isoentrópico: c_p/c_v	Adim.
δ	Espacio muerto adimensional: V_d/V_{sw}	Adim.
	Declinación de la Tierra	°
ε	Emisividad	Adim.
ζ	Trabajo adimensional (Schmidt)	Adim.
η	Rendimiento	Adim.
θ	Ángulo de giro de manivela	°
κ	Relación de volúmenes (Schmidt): V_c/V_e	Adim.
κ^{-1}	Longitud de Debye en electrolitos	m
κ	Coeficiente de mejora incremento conductividad	Adim.
λ	Longitud adimensional: L_i/L_{ref}	Adim.
μ	Viscosidad dinámica	Pa · s
μ_e	Movilidad electroforética	m^2/Vs
ν	Espacio muerto adimensional (Schmidt)	Adim.
ξ	Función del análisis de Schmidt	Adim.
	Potencial zeta	V
ρ	Densidad	kg/m^3
	Reflectividad	Adim.
σ	Masa de fluido de trabajo adimensional	Adim.
	Constante de Stefan-Boltzman	$W/m^2 \cdot K^4$
$\dot{\sigma}$	Flujo másico adimensional	Adim.

ν	Viscosidad cinemática	m^2/s
τ	Temperatura adimensional: T/T_c	Adim.
	Transmisividad	Adim.
ψ	Presión adimensional	Adim.
ω	Frecuencia	rad/s
	Ángulo horario solar	°

Subíndices:

Símbolo	Definición
---------	------------

aux	Auxiliar
b	Directa (radiación solar)
c	Compresión
CB	Contracción brusca
ci	Ciclo
cil	Cilindro
co	Concentrador
cs	Cambio brusco de sección
cv	Transferencia de calor por convección
	Difusa (radiación solar)
dc	Muerto de compresión
de	Muerto de expansión
disp	Disponible
DS	Dish Stirling
e	Expansión
	electroforética
EB	Ensanchamiento brusco
ex	Exterior
f	Fusión

ff	Paso de flujo libre
fs	Fricción elementos sólidos del motor
FR	Fricción
gr	Suelo
h	Hidráulico
J	Grosor del espacio anular pistón desplazador-cilindro.
m	Valor medio
MS	Motor Stirling
p	Pantalla porosa
pd	Pistón desplazador
r	Transferencia de calor por radiación
	Regenerador
ref	Referencia
S	Superficies interiores de la cámara de expansión
s	Hilo de la pantalla porosa
SH	Efecto shuttle
sk	Cielo
so	Sombra
sw	Volumen de referencia (barrido)
swc	Volumen barrido de compresión
swe	Volumen barrido de expansión
TC	Transferencia de Calor
v	Ventana de cuarzo
vp	Velocidad del pistón
w	Alambre (pantalla porosa)
	Mojada (área o perímetro)
xc	Intercambiador de compresión
xe	Intercambiador de expansión

Superíndices:

Símbolo	Definición
c	Corta longitud de onda
l	Larga longitud de onda
ex	Exterior
r	Regenerador
xc	Intercambiador de compresión

Siglas:

CFD	Dinámica de Fluidos Computacional
CLFR	Compact Linear Fresnel Reflectors
CPG	Cummins Power Generation
CSP	Concentrated Solar Power
DCE	Doble Capa Eléctrica
DIR	Directamente Iluminado (recibidor)
DLR	German Aerospace Research Establishment
DNI	Irradiancia Normal Directa [W/m^2]
EES	Engineering Equation Solver
HTF	Heat Transfer Fluid
HTD	Diseño de Alta Temperatura ($> 400^\circ\text{C}$)
ISCC	Integrated Solar Combined Cycle
LTD	Diseño de Baja Temperatura ($< 100^\circ\text{C}$)
LFR	Linear Fresnel Reflectors
MDAC	McDonnell Douglas Aerospace Corporation
MTD	Diseño de Media Temperatura ($100^\circ\text{C} - 400^\circ\text{C}$)

PD	Paraboloid Dish
PMS	Punto Muerto Superior
PMI	Punto Muerto Inferior
rpm	Revoluciones por minuto
rps	Revoluciones por segundo
SAIC	Science Applications International Corporation
SBP	Schlaich Bergermann und Partner
SEGS	Solar Electric Generating System
SES	Stirling Energy Systems
SI	Sistema Internacional
STSC	Sistema Termosolar de Concentración
TPES	Energía Primaria Total Requerida

CAPÍTULO 1:

I INTRODUCCIÓN

Este capítulo comienza con una visión del panorama energético mundial, justificando el cambio global necesario en políticas energéticas para minimizar fenómenos como el cambio climático, entre otros. Posteriormente, se define y argumenta el potencial de la energía solar térmica de concentración. Por último, se exponen los objetivos y se define la estructura de la Tesis.

Índice Capítulo 1

1.1. PANORAMA ENERGÉTICO MUNDIAL	5
1.2. JUSTIFICACIÓN	7
1.3. OBJETIVO	9
1.4. ESTRUCTURA DE LA TESIS	11
1.5. BIBLIOGRAFÍA	13

1.1. PANORAMA ENERGÉTICO MUNDIAL

La energía siempre ha tenido un rol trascendental en el desarrollo económico y social de un país, lo que explica el continuo aumento del consumo energético mundial, el cual se ha incrementado casi un 50% en las últimas dos décadas, según muestra la Fig. 1.1. La problemática existe porque se depende casi exclusivamente de combustibles de origen fósil (carbón, petróleo y gas natural), lo que conlleva asumir dos efectos negativos. Por un lado, son *fuentes de energía agotable*, sujetas a una continua variabilidad de precios que afectan a los procesos productivos a nivel mundial; y por otro lado, la *emisión de gases nocivos* procedentes de su combustión, no aptos ni para el medio ambiente ni para las personas.

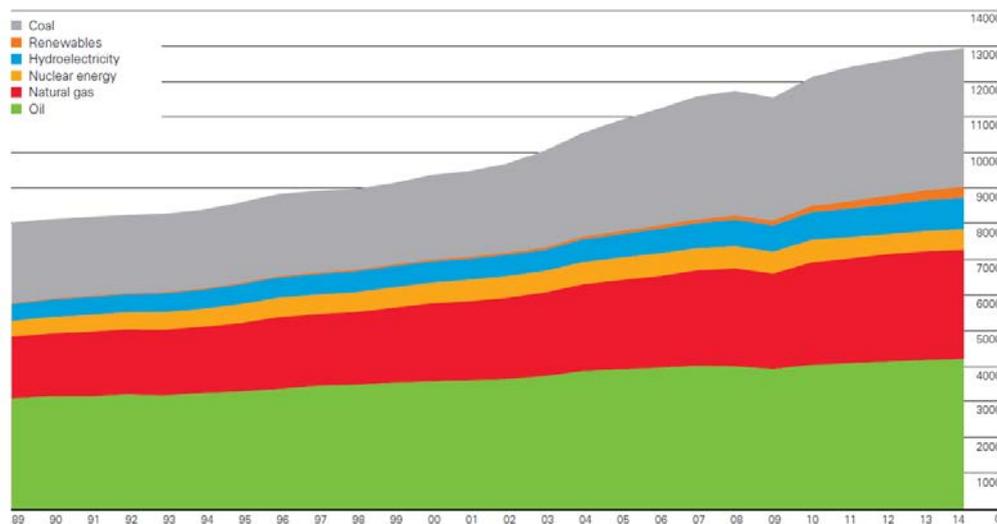


Figura 1.1: Evolución del consumo de energía mundial (Mtep) anual. Evolución 1989 a 2014.

Fuente: (BP, 2015)

El proceso de combustión en combustibles fósiles lleva asociado la emisión del principal causante del efecto invernadero, el dióxido de carbono (CO_2). Ello conlleva que sus emisiones al medio ambiente estén limitadas legalmente, con límites y plazos impuestos por el Protocolo de Kyoto. Por tanto, una posible solución para minimizar las citadas emisiones de CO_2 es la búsqueda de *energías alternativas*, que tengan menor efecto contaminante (limpias) y posibilidad de renovación natural o inagotables (renovables). La Fig. 1.1 muestra la evolución del consumo energético por tipología de combustible a nivel mundial, donde se comprueba que la fracción obtenida mediante energías renovables ha experimentado el mayor aumento, en términos relativos, en las últimas décadas. De ser inapreciable a finales de los 80, a aportar cientos de mega-toneladas equivalentes de petróleo (Mtep) en el año 2014.

La Fig. 1.2 muestra la evolución de emisiones de CO_2 desde 1990. Se observa que hay dos sectores responsables del 65% de las mismas: el transporte y la generación de electricidad y calor (power generation). La generación de electricidad y calor, comúnmente obtenidos a partir de combustibles fósiles (petróleo, gas natural y carbón), es el sector donde las nuevas tendencias basadas en fuentes de energías renovables (solar y eólica principalmente), van tomando año a año mayor relevancia en el aporte energético mundial (IEA ECC, 2015).

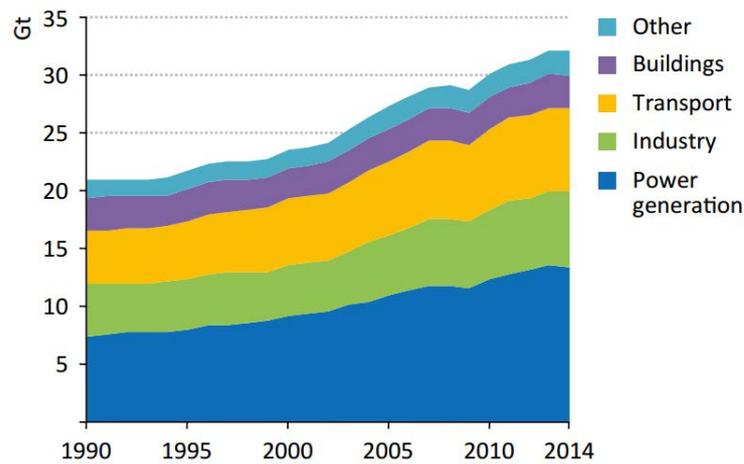


Figura 1.2: Emisiones de CO₂ por sectores en 2012.

Fuente: (IEA ECC, 2015)

Según la Agencia Internacional de la Energía (IEA, 2015), la producción energética mediante recursos renovables ha ido aumentando progresivamente en la última década, como muestra la Fig. 1.3. En el año 2014 supone el 20% sobre del total de la energía generada, con una previsión cercana al 25% para el año 2020 (bajo un escenario optimista). Por zonas geográficas, lideran China y los países de Europa y América que pertenecen a la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico (OCDE).

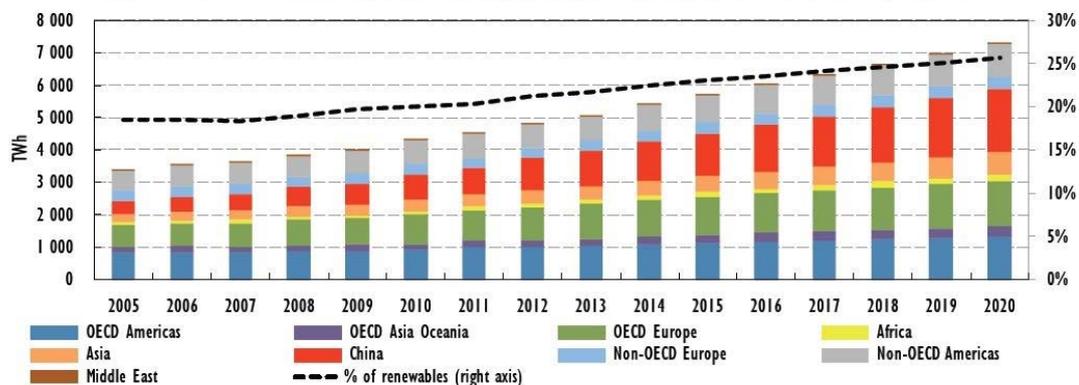


Figura 1.3: Evolución en la generación energética por continentes mediante recursos renovables.

Fuente: (IEA, 2015)

De lo expuesto anteriormente, se deduce que el panorama energético mundial está en un proceso de cambio hacia un modelo energético sostenible, no dependiente de recursos o combustibles agotables, hacia sistemas de generación más eficientes y descentralizados, donde el aprovechamiento de las fuentes de energía renovables sea una obligación y no una opción. Las políticas han de ir destinadas a la investigación y desarrollo de tecnologías que hagan que las energías renovables sean competitivas frente a los combustibles fósiles (agotables y contaminantes). Una opción, hecha realidad, es la energía solar térmica de concentración (CSP), aportando tecnologías de generación a gran escala (cientos de MW), y otras para dar cobertura a demandas menores (decenas de kW) (Baharoon et al., 2015).

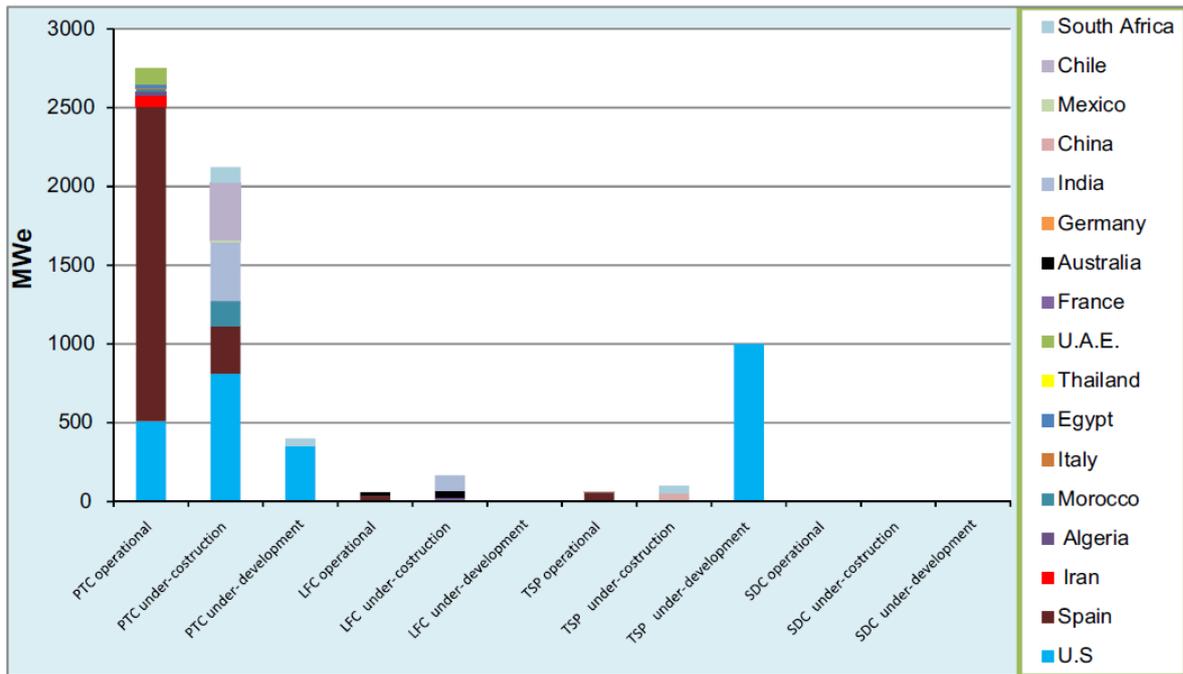
1.2. JUSTIFICACIÓN

Cualquier proceso energético ha de ser evaluado con detalle desde un punto de vista de su impacto medioambiental. Por tanto, las energías renovables cumplen a la perfección como fuente primaria en la generación de energía eléctrica, y dentro de éstas, la energía del Sol.

Aunque la energía solar fotovoltaica es una tecnología ampliamente extendida y comercializada, la alta calidad termodinámica que posee la radiación solar concentrada ha llevado a multitud de investigadores de todo el mundo a estudiarla, como fuente de energía para abastecer un ciclo termodinámico de potencia. De ahí surge la denominada *Energía Solar de Concentración* (CSP), la cual se presenta en distintas modalidades o tecnologías, cada una de ellas con sus rangos de potencia, eficiencia y estado de desarrollo. A día de hoy existen instalaciones a gran escala totalmente implantadas y en operación. También se incluyen otras de menor tamaño y aún en fase de experimentación, punto en el que se encuentra la tecnología objeto de estudio de esta Tesis Doctoral (Baharoon et al., 2015).

Como datos contrastados que confirman el poder energético de las tecnologías CSP, a la finalización del año 2014, existen unas 120 plantas en funcionamiento en todo el mundo, casi 4300 MW instalados, incluyendo plantas piloto y en fase de experimentación, de los cuales 2311,5 MW corresponden a Europa y 1808 MW a Estados Unidos. En España, líder mundial en capacidad instalada, existen 2303,9 MW repartidos a lo largo de 50 plantas, cuyo aporte a la red eléctrica ha supuesto 5024 GWh en 2014, un 13,1% superior a 2013 y cubriendo una media del 2,1% de la demanda (EuroObserver, 2015). La Fig. 1.4 resume, por tecnología y país, el estado de la tecnología CSP a nivel mundial. En el Cap. 2 (Apdo. 2.2), se desarrollan y se analizan las características más significativas de cada tipología.

En particular, y valorando las ventajas de cada tipología CSP, la tecnología mediante disco parabólico con motor Stirling (Dish Stirling) es la que a día de hoy ha demostrado tener los mejores números en cuanto a eficiencia global del sistema. En el análisis que realiza Mancini et al. (2003) se da el valor del 29,4%. Años después, Andraka et al. (2008) dan la cifra del 31,25%, frente a eficiencias alrededor del 20% del resto de tecnologías (Baharoon et al., 2015). Asimismo, debido a su reducido tamaño, el motor Stirling tiene la ventaja de poder fabricarse en unidades modulares de potencias comprendidas entre 3 y 25 kW, lo que facilita la posibilidad de su uso en generación distribuida, es decir, acercar la producción al punto de consumo.



PTC – Colector parabólico. LFC – Colector lineal fresnel. TSP – Torre central. SDC – Dish Stirling

Figura 1.4: Capacidad en tecnologías CSP por país y tecnología. En funcionamiento, en construcción y en proyecto.

Fuente: (Baharoon et al., 2015)

La implementación de motores Stirling, con energía solar como fuente de calor, es un pensamiento de décadas atrás. Walker et al. (1989) anunciaban un futuro prometedor para la máquina Stirling. Dhar (1990) y Sootha (1993) entre otros, demostraron que el motor Stirling tiene un gran potencial para el suministro de energía en el rango de 5 a 20 kW, tanto para la generación eléctrica, como para instalaciones de bombeo de agua. La posibilidad de volver a poner en marcha el motor Stirling, desde un punto de vista comercial, es un objetivo de determinadas empresas y centros de investigación, que apuestan por sus cualidades técnicas y medioambientales.

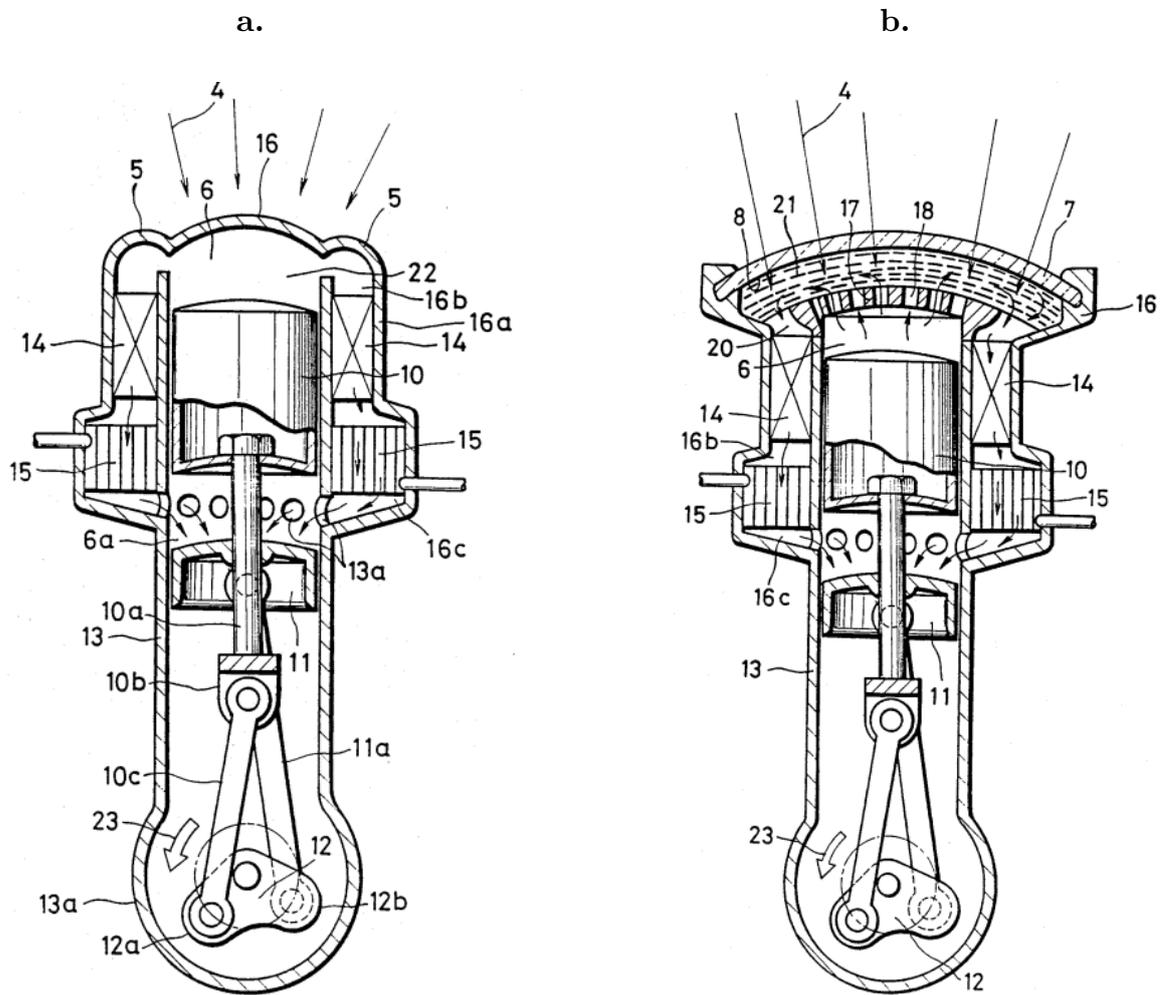
Por ejemplo la empresa *Sunpower Inc.*, desde 1974, es líder mundial en la modalidad de motores Stirling de pistón libre, fabricando máquinas fiables y eficientes para aplicaciones militares e industriales, en un rango de potencia desde 35 W_e hasta 7,5 kW_e (SunpowerInc). Sus motores han sido experimentados con diferentes tipologías de combustibles, incluyendo biomasa, combustibles fósiles y su aplicación en concentradores solares. En España, destaca el *Centro Stirling* en Aretxabaleta (Guipúzcoa), actuando como departamento de I+D de un grupo de empresas líderes, con énfasis en la calidad de sus productos y su contribución a la eficiencia energética, donde el motor Stirling tiene un futuro prometedor en el uso eficiente de la energía (Centro Stirling). Todo lo expuesto anteriormente, sustenta la idea de profundizar en el estudio y optimización de la máquina Stirling como fuente de energía limpia y versátil.

1.3. OBJETIVO

Dentro de las múltiples aplicaciones del motor Stirling, cabe destacar su empleo en instalaciones solares de concentración (sistemas Dish Stirling), donde se ha demostrado que el diseño del mismo juega un papel relevante en la producción de energía eléctrica. Los resultados experimentales expuestos por Mancini et al. (2003), sobre los parámetros de potencia y eficiencia, muestran que las mayores pérdidas energéticas se dan en el proceso de transformación de energía térmica sobre el sistema receptor de radiación solar (recibidor). Por tanto, los estudios para la mejora del rendimiento global en los sistemas Dish Stirling, deben ir encaminados a optimizar el aprovechamiento energético en la cámara del motor, receptora de la energía térmica procedente del concentrador solar.

Los diseños de recibidores recientemente experimentados no pertenecen a la configuración constructiva del motor, sino que se basan en componentes externos al mismo (Baharoon et al., 2015). Sin embargo, Isshiki Naotsugu (1989) en su patente denominada *Stirling Cycle Engine*, con número de publicación US4821516A, propuso integrar el recibidor como parte constructiva del propio motor. La configuración de recibidor propuesta presentaba dos tipologías: la formada por una ventana de cuarzo, haciendo de absorbedor interno las superficies interiores del motor (Fig. 1.5a); o bien, adoptando como absorbedor interno una pantalla porosa ubicada junto a la citada ventana de cuarzo (Fig. 1.5b). Si bien, ningún modelo Dish Stirling de los experimentados en las últimas décadas ha implementado este diseño, a pesar de las propiedades del cuarzo: buena tracción mecánica y resistencia térmica, que evita la disipación de calor, a las temperaturas de trabajo de estas tecnologías (650 - 800°C).

A pesar de que el diseño de Isshiki Naotsugu (1989) fue patentado el 18 de abril de 1989, ya en la década de los sesenta Trayser y Eibling (1967) desarrollaron un modelo de motor Stirling solar, cuyo recibidor estaba integrado en la propia configuración del motor. Los resultados demostraron la conveniencia de este diseño, tanto desde el punto de vista técnico, como económico. El objetivo de este trabajo consiste en realizar un análisis térmico de los diseños propuestos por Isshiki Naotsugu, para su potencial aplicación en los sistemas CSP basados en el motor Stirling.



4 – Radiación solar; 6 – Cámara de expansión; 6a – Cámara de compresión; 7 – Cerramiento superior (cuarzo); 8 – Cara interior del cerramiento; 10 – Pistón desplazador; 10a – Biela pistón desplazador; 11 – Pistón de potencia; 11a – Biela pistón de potencia; 12 – Cigüeñal; 12a y 12b – Muñequillas; 13 – Cilindro; 13a – Cerramiento inferior; 14 – Regenerador; 15 – Intercambiador de compresión; 16 – Cabeza del cilindro (cuarzo); 17 – Pared del cilindro; 18; Aperturas; 21 – Pantalla porosa (acero inoxidable); 23 – Dirección de rotación.

Figura 1.5: a) Absorbedor interno por superficie. b) Absorbedor por pantalla porosa.

Fuente: (Isshiki, 1989)

1.4. ESTRUCTURA DE LA TESIS

La importancia de la energía desde un punto de vista socioeconómico es indiscutible, siendo la energía solar una de las fuentes renovables más atractiva e interesante. En el Cap. 1 se realiza un breve estudio sobre el panorama energético mundial. Se muestra la importancia presente y futura de las energías renovables, como fuentes primarias de generación de energía eléctrica con bajo impacto medioambiental. Se introducen las ventajas del uso del motor Stirling, y se exponen los objetivos y contribución de este trabajo al campo del conocimiento.

El estudio de un nuevo diseño de motor Stirling solar requiere la revisión de los ya existentes, sus ventajas e inconvenientes. En el Cap. 2 se desarrolla, desde un marco teórico, el motor Stirling en cuanto a su origen, principio de funcionamiento, clasificación y configuraciones constructivas, y se analiza ampliamente la tecnología termosolar. En el Cap. 3 se exponen metodologías para la caracterización de motores Stirling. Asimismo, se analiza la tecnología Dish Stirling: origen, evolución, componentes y un amplio repaso de los sistemas implementados.

A continuación, en el Cap. 4 se evalúan los procesos de transferencia de calor que ocurren en el foco caliente del motor Stirling diseñado. Se analiza una configuración de motor tipo Beta, en el que se dispone de un receptor formado por una ventana de cuarzo con absorbedor interno, para su aplicación en sistemas Dish Stirling. Se caracterizan dos tipologías de absorbedores internos, y a partir de los resultados obtenidos se selecciona la más eficiente. Se discuten los resultados alcanzados, y se contrastan con otros tipos de receptores ya implementados, estableciendo las conclusiones correspondientes. Con objeto de tener un criterio que permita valorar la validez de los resultados obtenidos se lleva a cabo una simulación mediante dinámica de fluidos computacional (CFD) bajo entorno Comsol Multiphysics. Se realiza el estudio del flujo a través del absorbedor interno y se obtienen los campos de temperatura y velocidad del fluido de trabajo.

Los procesos reales se caracterizan por suministrar potencias inferiores a las calculadas en modelos teóricos, debido a las pérdidas de trabajo útil y caídas de presión. En el Cap. 5 se analizan las irreversibilidades en el modelo de motor propuesto, y que afectan al rendimiento del mismo. En el Cap. 6 se propone la optimización del sistema de enfriamiento del fluido de trabajo, mediante el uso de nanofluidos portadores de calor. Estos materiales poseen conductividades superiores a los fluidos convencionales, aunque su utilización está menos extendida, debido a la complejidad para caracterizar sus propiedades termofísicas y de flujo.

Finalmente, se redactan las conclusiones obtenidas tras los análisis y estudios realizados en esta tesis doctoral. Asimismo, se incluyen determinadas ideas continuistas para seguir trabajando en la optimización técnico-económica de la tecnología Dish Stirling, como medio eficiente para la generación de energía eléctrica a partir de una fuente renovable.

1.5. BIBLIOGRAFÍA

- Andraka, C. E., & Powell, M. A. (2008). *Dish Stirling development for utility-scale commercialization* (No. SAND2008-0840C). Sandia National Laboratories.
- Baharoon, D. A., Rahman, H. A., Omar, W. Z. W., & Fadhl, S. O. (2015). Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *41*, 996-1027.
- BP, statistical review 2015. Disponible en: (<https://www.bp.com/content/dam/bp/pdf/Energy-economics/statistical-review-2015/bp-statistical-review-of-world-energy-2015-full-report.pdf>) [Acceso: 20.09.2015].
- Centro Stirling. Disponible en: (<http://www.centrostirling.com/cas/lineas.html>). [Acceso: 25.09.2015]
- Dhar, M. (1990). *UNDP mission report on Stirling engine technology in India*. IND/86/002.
- Energy and Climate Change, 2015. *International Energy Agency*.
- EuroObserver, 2015. Disponible en: (<http://www.euroobserver.org/category/all-solar-thermal-and-concentrated-solar-power-barometers/>) [Acceso: 15.06.2015].
- IEA. Agencia Internacional de la Energía. Disponible en: (<http://www.iea.org/Textbase/npsum/MTrenew2015sum.pdf>) [Acceso: 25.09.2015]
- IEA ECC, 2015. Disponible en: (<https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/WEO2015SpecialReportonEnergyandClimateChange.pdf>) [Acceso: 25.09.2015]
- Isshiki, N. (1989). *U.S. Patent No. 4,821,516*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- Mancini, T., Heller, P., Butler, B., Osborn, B., Schiel, W., Goldberg, V., & Moreno, J. (2003). Dish-Stirling systems: An overview of development and status. *Journal of Solar Energy Engineering*, *125* (2), 135-151.
- Recent trends in OECD CO₂ emissions from fuel combustion (2015 preliminary edition). *International Energy Agency*.
- Sims, R. E. H. (2004). Renewable energy: a response to climate change. *Solar energy*, *76* (1), 9-17.
- Sootha, G. (1993). Role of Non-Conventional Energy in Checking the Deforestation in Hilly Regions. *Indian Forestry, a Perspective*, 315.

Sunpower Inc. Disponible en: (<http://sunpowerinc.com/engineering-services/technology/stirling-cycle/>) [Acceso: 29.09.2015]

Stine, W. B., & Diver, R. B. (1994). *A compendium of solar dish/Stirling technology* (No. SAND93-7026). Sandia national labs Albuquerque nm.

Trayser, D. A., & Eibling, J. A. (1967). A 50-watt portable generator employing a solar-powered Stirling engine. *Solar Energy*, 11(3), 153-159.

Walker, G., Fauvel, O. R., & Reader, G. (1989, August). The literature of Stirling engines. In *Energy Conversion Engineering Conference, 1989. IECEC-89., Proceedings of the 24th Intersociety* (pp. 2337-2340). IEEE.

World Energy Outlook, 2015. *International Energy Agency*.

CAPÍTULO 2:

MARCO TEÓRICO: MOTOR STIRLING Y TECNOLOGÍA TERMOSOLAR

Este capítulo se inicia con una descripción del motor Stirling, en lo que respecta a su origen, evolución histórica, principio de funcionamiento y tipologías constructivas. Posteriormente, se define y se resume el estado de la Tecnología Termosolar y, en particular, se argumenta el potencial de la energía solar térmica de concentración para la generación de calor industrial, atendiendo a sus variedades, con características propias de operación y funcionamiento.

Índice Capítulo 2

2.1. MOTOR STIRLING	19
2.1.1. Antecedentes y Evolución Histórica	19
2.1.2. Principio de Funcionamiento: Ciclo Termodinámico Stirling	22
2.1.3. Clasificación de los Motores Stirling: Configuraciones Constructivas	25
2.2. TECNOLOGÍA TERMOSOLAR DE CONCENTRACIÓN	27
2.2.1. Justificación y Antecedentes Históricos	28
2.2.2. Concepto, Clasificación y Tipologías	29
2.2.3. Tecnología Solar Térmica de Media Temperatura	32
2.2.3.1. Sistema Canal Parabólico (CCP)	33
2.2.3.2. Sistema Reflector Lineal de Fresnel (FLR)	33
2.2.4. Tecnología Solar Térmica de Alta Temperatura	34
2.2.4.1. Sistema Torre Central (CRS)	34
2.2.4.2. Sistema Disco Parabólico (PD)	35
2.3. BIBLIOGRAFÍA	37

2.1. MOTOR STIRLING

2.1.1. Antecedentes y Evolución Histórica

A principios del siglo XIX la revolución industrial comienza a cobrar protagonismo. La máquina de vapor, que ya cuenta con algunos años de desarrollo, constituye el símbolo de esta etapa histórica. Sin embargo, estas máquinas eran grandes, costosas, ineficaces y peligrosas, ya que las calderas explotaban frecuentemente al alcanzar altas presiones, causando graves accidentes. Problemas de diseño, baja calidad de materiales y escasos o nulos planes de mantenimiento era el origen de los mismos. Por otro lado, aún no se habían desarrollado motores simples, accesibles para pequeñas industrias y de construcción económica. Probablemente, estos inconvenientes propiciaron que el 17 de septiembre de 1816 el reverendo escocés Robert Stirling (1790 – 1878), nacido en Cloag, (Methven, Perthshire), propusiese la patente número 4081 (aceptada el 20 de enero de 1817) con título:

“Mejoras para disminuir el consumo de combustible y en particular un motor capaz de ser aplicado al movimiento de maquinaria con base a un principio completamente nuevo”, es decir, un motor de ciclo cerrado, donde las etapas de funcionamiento se suceden de forma continuada, conocido como el *“motor de aire caliente”* (hot-air engine) (Stirling, 1816).

La invención del motor de combustión externa de ciclo cerrado por Robert Stirling, en 1816, fue todo un avance en conocimiento científico para la época. Pasaron más de 30 años para llegar a comprender realmente la forma de operar del motor. Quizás el hecho de haber nacido en una familia de ingenieros prometedores facilitó la proeza. Su abuelo Michael Stirling inventó en 1756 la primera máquina trilladora y sus 4 hermanos eran ingenieros de reconocido prestigio en la industria del ferrocarril, desarrollando trabajos en países alrededor del mundo, tales como Estado Unidos, Chile, etc. (Finkelstein at al., 2001).

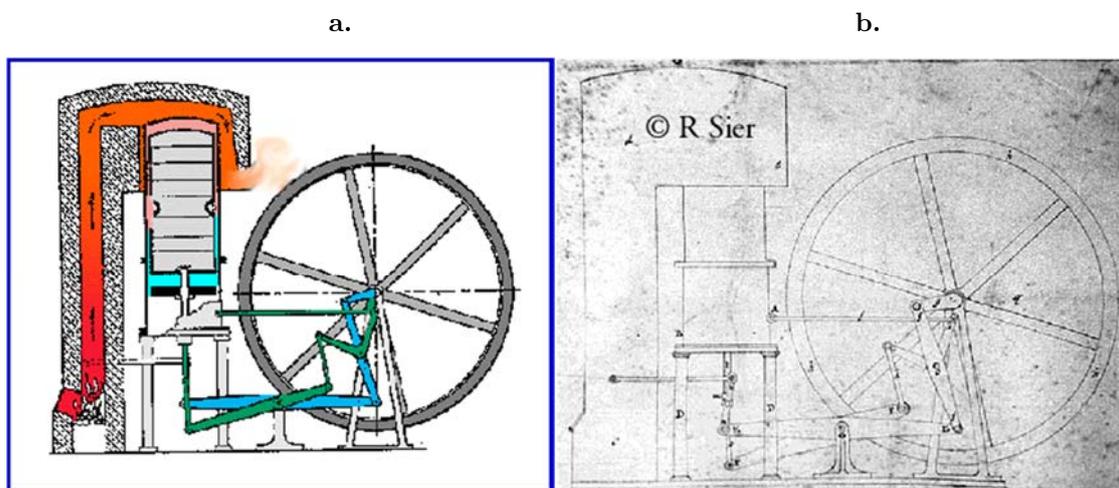


Figura 2.1: Motor Stirling Original. a. Vista seccionada; b. Manuscrito original de la patente.

Fuente: (Stirling Engines)

Su funcionamiento se basaba en una combustión externa, aire como fluido de trabajo principal a presión moderada y sujeto a los procesos de: calentamiento, expansión, enfriamiento y compresión. Además, incorporaba un economizador de calor (regenerador), dispositivo para mejorar el rendimiento térmico. Una diferencia importante en aquella época era que este motor no explotaba a causa del vapor, ya que su medio de trabajo era aire a presión atmosférica, lo que lo convertía en una máquina muy segura. Proporcionaba una potencia de aproximadamente 1 kW girando a 28 rpm (Finkelstein at al., 2001).

Las primeras aplicaciones de este motor consistieron en fuentes de baja potencia de pequeñas máquinas y herramientas. Su hermano James Stirling lo insertó como motor de uso industrial en la fábrica en la que él mismo trabajaba como ingeniero en 1843. Además, tuvo diversos usos tanto en aplicaciones industriales como agrícolas, en 1922 su aplicación llegó incluso al accionamiento de bombas de agua y generadores eléctricos. El inventor sueco John Ericsson diseñó y construyó un barco movido por un motor Stirling y logró una patente para una bomba de agua accionada por esta máquina (Robert Stirling).

A pesar de ser un motor seguro y eficiente, no tuvo el éxito que los hermanos Stirling hubieran deseado, de manera que la máquina de vapor, les ganó la batalla. Asimismo, en el año 1876 el ingeniero Otto desarrolló el motor de combustión interna alternativo de encendido provocado (MEP), y posteriormente en 1891, Diésel patentó su motor de encendido por compresión (MEC), ambos motores, por razones competitivas hicieron olvidar el Stirling. Por otro lado, la generación de electricidad se empezaba a focalizar en grandes centrales eléctricas, apareciendo las primeras redes eléctricas de distribución y transporte. Todo ello hizo que el “motor de aire caliente” cayera en el olvido durante años.

En 1937, tras una exposición de maquinaria en Múnich, los ingenieros de Philips quedaron sorprendidos por el funcionamiento de un pequeño y silencioso motor de un cilindro, movido por una lámpara de alcohol. A raíz de ahí, la compañía invirtió en él, de manera que en los laboratorios de Philips Physical Research en Eindhoven (Holanda) se reinició su estudio en cuanto a su funcionamiento y se construyeron varios prototipos basados en descripciones y en dibujos de libros antiguos. (Hargreaves, 1991).

En 1946, según Philips Technical Review, se anunció al mundo el renacimiento del motor Stirling, con dimensiones constructivas y pesos muy reducidos respecto a los motores originales, describiendo dos tipos de motores, el de pistón-desplazador, que era una copia del diseño original de la patente de 1816, y el de doble pistón diseñado por (Rinia, 1946) uno de los directores del programa Stirling, ambos usando aire como fluido de trabajo (Finkelstein at al., 2001).

En los siguientes años, se fabricaron distintas tipologías y se le dieron diversas aplicaciones, tales como, accionamiento para generadores eléctricos, sistema de tracción para vehículos, autobuses urbanos (Meijer, 1992) y barcos (Walker, 1973), y determinadas empresas se comprometieron a su fabricación y desarrollo. General Motors y United Stirling son algunos ejemplos de compañías que apostaron por su uso. A partir de la década de 1970, el Centro de Investigaciones Glenn de la (NASA) inició la investigación y el desarrollo de motores Stirling de alta eficiencia para ser utilizado en aplicaciones espaciales (West, 1986).

Desbancado “quasi-definitivamente” en aplicaciones motrices y de bombeo, aparece en la década de los 70 un renovado interés para nuevas aplicaciones. Refrigeración, calefacción y generación eléctrica a partir de fuentes de calor alternativas a los combustibles fósiles. Son nuevos mercados donde los motores Stirling, pueden encontrar una vía de competitividad respecto a otros sistemas mecánicos alternativos.

En resumen, el motor Stirling presenta las ventajas:

- Posibilidad de alimentación por distintas fuentes: fósiles o renovables.
- Máxima eficiencia térmica para un determinado rango de temperaturas.
- Silencioso y mínimas vibraciones.
- Bajas emisiones contaminantes, facilidad en la regulación de la combustión externa.
- Fiabilidad y Bajo mantenimiento.

Y como inconvenientes:

- Coste, quizás sea el principal problema, por el que aún no es una máquina competitiva.
- Menor potencia específica, comparado con un motor de combustión interna alternativo.
- Respuesta lenta ante variaciones de carga.
- Dificultad en la estanqueidad del fluido de trabajo, especialmente a altas presiones.
- Falta o escaso conocimiento de su existencia y/o de su funcionamiento y utilidad.
- Diversidad de modelos, lo que dificulta su estandarización.

2.1.2. Principio de Funcionamiento: Ciclo Termodinámico Stirling

El motor Stirling es una máquina de combustión externa basada en el ciclo de Stirling. Este motor genera energía mecánica gracias a la diferencia de temperatura provocada a una masa fija de gas, normalmente aire, hidrógeno o helio, que aumenta su temperatura en el foco caliente o zona de expansión y se enfría en el foco frío o zona de compresión, provocando de esta forma que el gas se expanda, y se comprima de forma cíclica, dando lugar a un movimiento alternativo por parte de dos pistones, dentro del cilindro del motor, los cuales están acoplados a un mecanismo de accionamiento mecánico, que genera una potencia de salida neta.

Esta máquina opera en un ciclo regenerativo cerrado. El motor cuenta con dos pistones con funciones bien diferenciadas: el desplazador y el de potencia. El desplazador es un pistón que se ajusta al interior de la cámara de trabajo dejando una pequeña distancia, llamada anillo, entre éste y las paredes del cilindro, de manera que permite que el fluido de trabajo pase de la zona caliente a la zona fría, calentándose y enfriándose alternativamente. El pistón de potencia es el encargado de convertir la presión que almacena el fluido de trabajo en fuerza neta.

Este tipo de motores pierden eficiencia, debido a la gran diferencia de temperatura existente entre en el fluido de trabajo de la zona caliente a la zona fría. Este problema se minimiza mediante la colocación de un regenerador (o economizador, como le llamó Robert Stirling), desarrollado para aumentar la eficiencia de la máquina. El diseño era originalmente una masa de alambre de acero situada en el espacio anular, la cual absorbía el exceso de energía a medida que el fluido de trabajo pasaba a través de él. El regenerador es un intercambiador de calor interno, que tiene la función de absorber y ceder calor en las evoluciones a volumen constante del ciclo, de manera que se reduce la cantidad de calor a proporcionar al gas desde la fuente externa, así como el calor desaprovechado que tiene que eliminar el sistema de refrigeración. Por tanto, se reduce el consumo de combustible y se mejora la eficiencia global del ciclo de trabajo.

Las [Figs. 2.2 y 2.3](#) resumen el funcionamiento del motor Stirling: expansión isoterma del gas por calentamiento mediante una fuente externa (proceso 1-2); enfriamiento del gas a través del regenerador hacia el foco frío con descenso de temperatura (proceso 2-3); compresión isoterma en el pistón de potencia (proceso 3-4); calentamiento a volumen constante a través del regenerador (proceso 4-1), para volver al cilindro de expansión y efectuar de nuevo el ciclo.

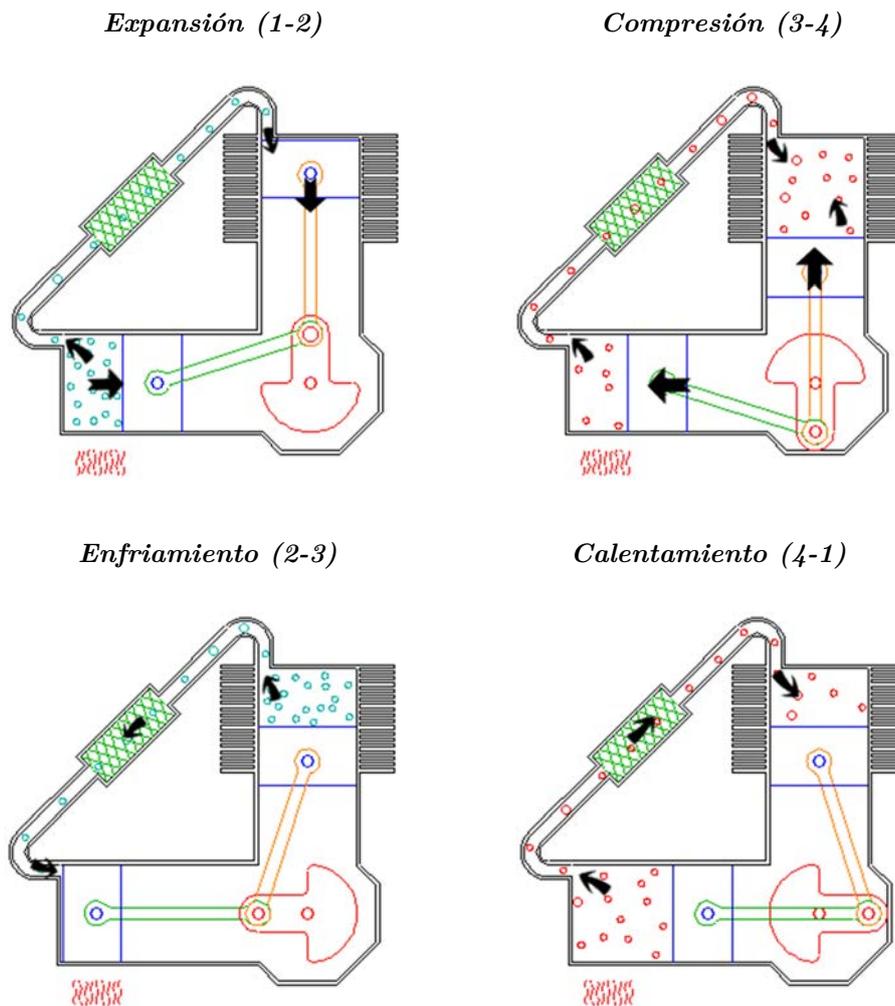


Figura 2.2: Fases de funcionamiento del motor Stirling.

Fuente: (Keveney, 2000)

Desde el punto de vista termodinámico, el motor sigue un ciclo Stirling, compuesto por los procesos reversibles de: compresión y expansión isoterma, y calentamiento y enfriamiento isócoros, según el diagrama de la Fig. 2.3:

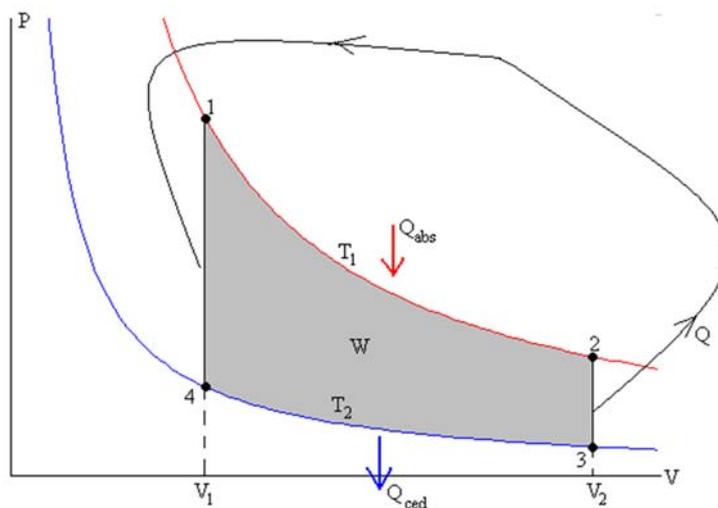


Figura 2.3: Ciclo teórico Stirling Presión-Volumen con regenerador.

Para su análisis se suponen n moles de un gas ideal que recorre el interior del motor, de manera que el gas experimenta los siguientes procesos:

- **Proceso 1 \rightarrow 2:** *Expansión Isoterma* a temperatura T_1 , desde el volumen inicial V_1 al volumen final V_2 . El gas realiza un trabajo W_{12} , absorbiendo energía del foco caliente para mantener su temperatura constante:

$$W_{12} = \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV = \int_{V_1}^{V_2} \frac{nRT_1}{V} \cdot dV = nRT_1 \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad \text{Ec. 2.1}$$

- **Proceso 2 \rightarrow 3:** *Isócoro*, trabajo realizado nulo. El gas cede calor disminuyendo su energía interna U_{23} y por tanto, también su temperatura T_3 .

$$\Delta U_{23} = Q_{23} = nc_V (T_2 - T_3) \quad \text{Ec. 2.2}$$

- **Proceso 3 \rightarrow 4:** *Compresión Isoterma* a temperatura T_3 , desde el volumen inicial V_2 al volumen final V_1 . El gas se encuentra a baja presión, por lo que el proceso de compresión requiere menor trabajo que el proporcionado durante la expansión. Se realiza un trabajo W_{34} sobre el gas, teniendo que ceder una cantidad de calor al foco frío para mantener la cámara isoterma.

$$W_{34} = \int_{V_2}^{V_1} p \cdot dV = \int_{V_2}^{V_1} \frac{nRT_3}{V} \cdot dV = nRT_3 \cdot \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) \quad \text{Ec. 2.3}$$

- **Proceso 4 \rightarrow 1:** *Isócoro*, trabajo realizado nulo. El gas ideal absorbe calor aumentando su energía interna U_{41} y por tanto, su temperatura T_4 .

$$\Delta U_{41} = Q_{41} = nc_V (T_1 - T_4) \quad \text{Ec. 2.4}$$

En el análisis del ciclo completo:

$$\Delta U_{ci} = \Delta U_{23} + \Delta U_{41} + = -nc_V (T_1 - T_2) + nc_V (T_1 - T_2) = 0 \quad \text{Ec. 2.5}$$

$$W_{ci} = W_{12} + W_{34} = nR (T_1 - T_2) \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad \text{Ec. 2.6}$$

El rendimiento teórico del ciclo (η_{ci}), coincide con el de un ciclo de Carnot, [Ec. 2.7](#):

$$\eta_{ci} = \frac{W_{ci}}{Q_a} = 1 - \left(\frac{T_2}{T_1} \right) \quad \text{Ec. 2.7}$$

El regenerador almacena energía calorífica del gas en el proceso isócoro 2-3, en su desplazamiento hacia el foco frío. Posteriormente, la cede al mismo gas en el proceso 4-1, en su desplazamiento hacia el foco caliente.

2.1.3. Clasificación de los Motores Stirling: Configuraciones Constructivas

El criterio principal para clasificar este tipo de máquinas se basa en la configuración constructiva de sus cilindros. Existen tres tipologías: *Alpha*, *Beta* y *Gamma*, según muestran la [Figs. 2.4a](#), [2.4b](#) y [2.4c](#). El tipo *Alpha* utiliza dos pistones en cilindros separados, unidos mediante el calentador, regenerador y enfriador. Los tipos *Beta* y *Gamma*, utilizan la disposición pistón-desplazador, ambos sobre un mismo cilindro en la versión *Beta*, y sobre cilindros separados en la versión *Gamma*.

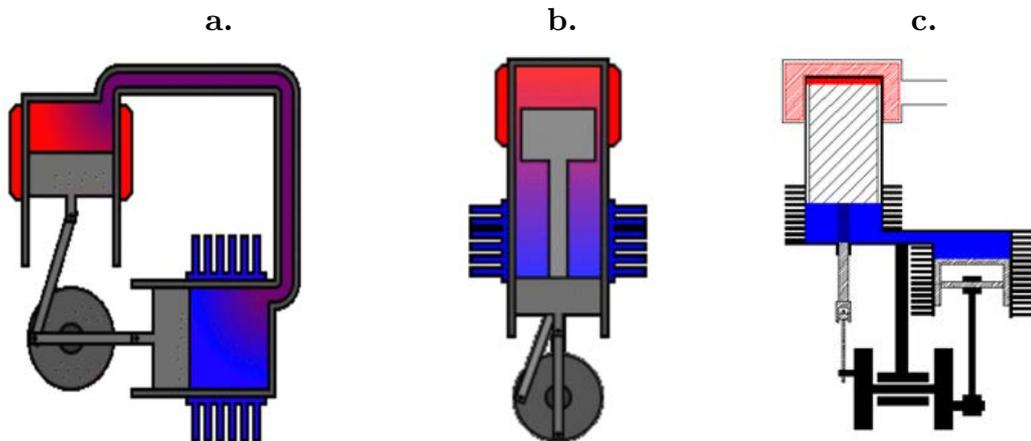


Figura 2.4: Configuraciones constructivas. a. Alpha. b. Beta. c. Gamma.

Fuente: (Ohio University)

Uno de los mayores inconvenientes que se le atribuían al motor original era su baja potencia específica, motores de gran peso proporcionaban baja potencia. Se conseguían altos grados de presión del fluido de trabajo, pero las fugas eran frecuentes. Para disminuir este inconveniente, el profesor de la Universidad de Ohio, William Beale, inventó a principios de la década de los 60's el motor Stirling de pistón libre (free-piston engine) ([Beale, 1969](#)). Él estableció que eliminando el mecanismo de transmisión sería más fácil el sellado del fluido de trabajo, y por tanto se minimizarían las fugas, siendo motores mecánicamente más simples, con mínima lubricación y mantenimiento.

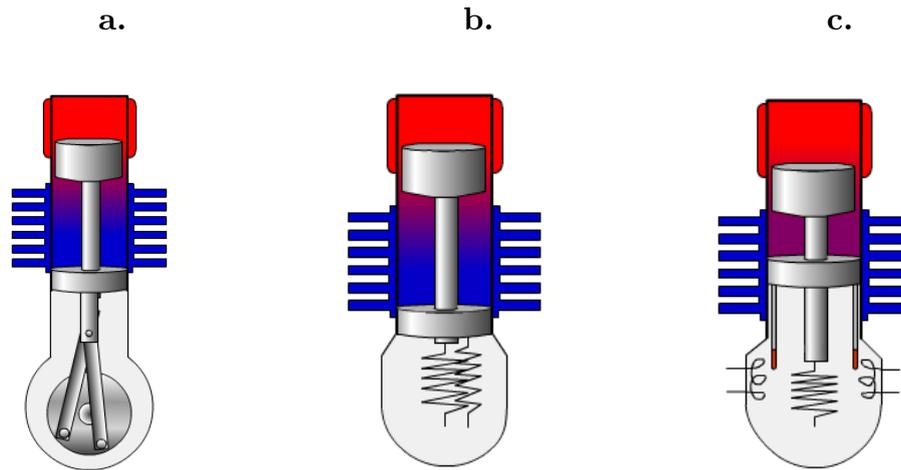


Figura 2.5: Configuraciones constructivas. a. Cinemático. b. Pistón Libre. c. Pistón Libre-Generador.
Fuente: (Sunpower Inc.)

En resumen, para comprender el ciclo termodinámico y las distintas tecnologías empleadas en la construcción de motores Stirling, es de gran importancia el periodo comprendido entre los 60 y la mitad de la década de los 80, donde realmente se consolidó. Destacar las contribuciones de Miyabe et al. (1982), por sus estudios del regenerador (pérdidas por caída de presión y calor); aparición de nuevas invenciones, el motor de pistón libre por Beale (Finkelstein, 2001); el motor de pistón líquido por West (1986); el motor de baja temperatura por Bradley (1974), conocido como el motor “Low ΔT ” según Finkelstein, (2001). Los profesores Ivo Kolin y James Senft desarrollaron modelos de baja temperatura, con el objetivo de conocer cuál era el incremento mínimo de temperatura que puede ser transformado en trabajo (Senft, 1996), Fig. 2.6.

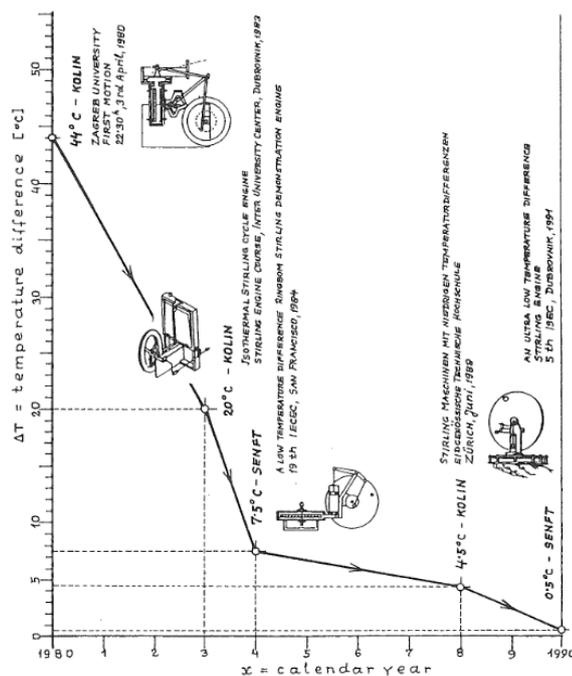


Figura 2.6: Invenciones de motores Stirling de baja temperatura.
Fuente: Finkelstein, 2001

2.2. TECNOLOGÍA TERMOSOLAR DE CONCENTRACIÓN

El Sol como fuente de la energía solar llega a la superficie de la atmósfera terrestre en forma de radiación solar (radiación electromagnética). Aproximadamente el 57% de la radiación que alcanza las capas más externas de la atmósfera, llega de forma efectiva a la superficie de la Tierra, el resto, parte es absorbida por las capas de la atmósfera (estratosfera y troposfera), nubes y el propio suelo, y parte es reflejada de nuevo al espacio (González et al., 2012).

Existen tres modalidades en las que la radiación solar alcanza la superficie de la Tierra:

- *Radiación Directa:* aquella que incide sobre el objetivo iluminado, sin haber sido dispersada, ni haber sufrido cambios de dirección.
- *Radiación Difusa:* aquella que incide indirectamente como reflejo de la radiación solar que ha sido absorbida por el polvo y aire que existen en la atmósfera.
- *Radiación Reflejada:* aquella procedente de la reflexión de la radiación directa en los elementos del entorno.

La energía solar como fuente limpia y renovable, debe ayudar en gran medida a disminuir los problemas relacionados con el cambio climático, dado su alto nivel energético: 1 W/m² de irradiancia solar a lo largo de 24 horas, supone una irradiación diaria de 11.574 MJ/m², equivalente en un año a una energía incidente de 8,76 kWh/m². La Tierra recibe una irradiancia media normal de 170 W/m², lo que hace que las cifras anteriores tomen valores muy interesantes, como fuente de energía a tener en cuenta. (Duffie et al., 1980).

La energía solar de concentración, toma como referencia la irradiancia normal directa (DNI, Direct Normal Irradiance), es decir, aquella que es paralela a los rayos solares y no es desviada por ningún fenómeno atmosférico (nubes, humos, etc.). La ubicación de una instalación termosolar viene determinada por el valor de radiación media del lugar, ya que en la Tierra existen diferencias de hasta un 40% más de horas solares de unos áreas respecto a otras. Según CSP Roadmap (2010), para que la instalación sea competitiva, se han de dar condiciones superiores de 1900 kWh/m² anuales, siendo las condiciones óptimas aquellas que superan los 2800 kWh/m² anuales.

Por tanto, la ubicación de la instalación debe ser estudiada en profundidad en función de sus niveles de DNI y climatología. La principal diferencia entre un valor de DNI de un lugar a otro, radica en la composición de la atmósfera y el clima (niveles de humedad y nubosidad). La radiación de calidad se da en lugares áridos, con cielos claros y sin nubes, climas muy típicos en latitudes desde 15° hasta 40° tanto norte como sur. Las áreas más favorables para instalaciones CSP se muestran en la Fig. 2.7. Destacan por su clima: norte y sur de África, India, Suroeste de Estados Unidos, Méjico, Perú, Chile, oeste de China y Australia, así como otras áreas que incluirían el sur de Europa, Asia central y determinados zonas de Brasil y Argentina.

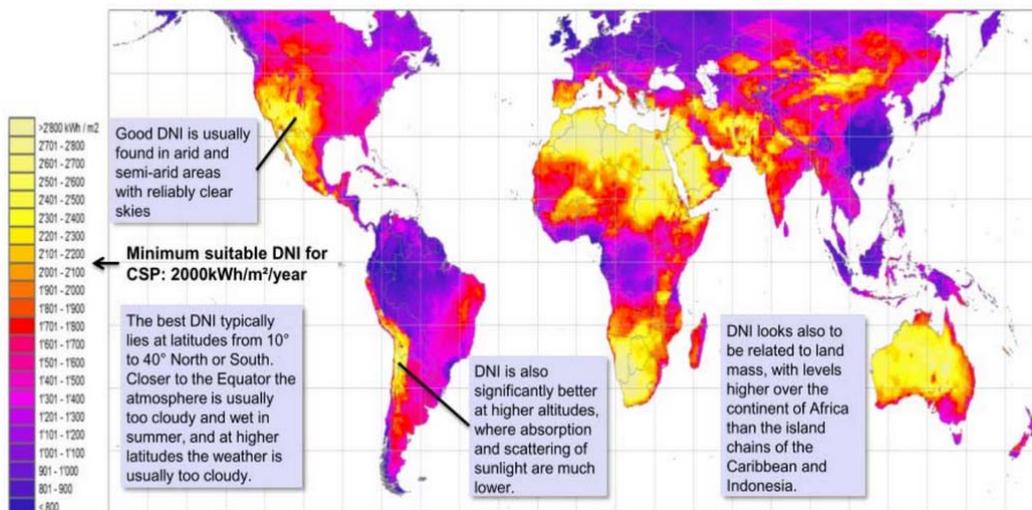


Figura 2.7: Distribución de energía solar mundial.
Fuente: (Meteonorm)

2.2.1. Justificación y Antecedentes Históricos

La crisis en el precio del barril de petróleo, que se dio a principios de la década de los 70, y análisis de organismos expertos sobre predicciones del continuo aumento de la demanda energética mundial, hicieron que países relevantes en el mundo como Estados Unidos, Alemania y Francia, entre otros, buscaran soluciones para equilibrar el desarrollo insostenible en materia energética (Nepveu et al, 2008). De ahí surgió el interés por el uso de energías alternativas, fiables y capaces de soportar altas demandas energéticas y una generación más descentralizada. Los proyectos experimentales llevados a cabo en la década de los 80, tanto en Europa (PSA, Almería; Thémis, Targassonne), como en Estados Unidos (Albuquerque, Nuevo Méjico; Barstow, California), muestran el interés de los países industrializados por la energía solar de concentración (Mouchot, 1980), (Washom, 1984).

En la década de los 90, el precio del petróleo se estabiliza, pero la tendencia mundial cambia. El desarrollo sostenible energético es importante, se busca minimizar las emisiones contaminantes al medio ambiente, comienza la preocupación por el cambio climático, de ahí que en 1997 se firme el Protocolo de Kioto. Cada mejora en la eficiencia de un proceso o cada nueva tecnología en generación energética, va asociada a una cifra de reducción de emisiones de CO₂, de ahí el importante papel que juegan las energías renovables en general, y según los datos estadísticos energéticos, la eólica y solar principalmente (EurObservER), (IEA, 2015). Cada metro cuadrado de superficie de concentración, elimina de 200 a 300 kilogramos de CO₂ anuales, dependiendo del tipo de tecnología (Solar Paces).

Garantizado el respeto al medio ambiente, entra en juego la barrera económica, muy variable en función del tipo de tecnología. Se necesita una gran inversión inicial, para posteriormente tener unos costes de operación moderados. Solar Paces (2009), afirma que un 80% de los costes son por construcción y un 20% por operación, sobre el total del ciclo total de vida de la planta. Existen distintas referencias en cuanto a estimación de costes, muy variables según la tecnología, pero interesante es que los sistemas CSP se encuentran en el punto de la curva de aprendizaje rápido, siendo algunas de sus tecnologías competitivas ante centrales térmicas convencionales. Ello unido a cualquier mejora tecnológica, estandarización, producción en serie, posibilidad de hibridación, etc. harán que sus costes se vean disminuidos. En los próximos años, será interesante observar qué dirección adoptan políticas a nivel internacional en cuanto al apoyo a este tipo de tecnologías (inversiones, incentivos, préstamos preferenciales, apoyo a la investigación, etc.).

2.2.2. Concepto, Clasificación y Tipologías

Para el aprovechamiento del recurso solar se necesita previamente captar, concentrar y convertir la radiación solar en energía térmica y/o eléctrica. El criterio para clasificar las tecnologías solares térmicas se realiza según el gradiente de temperatura nominal de trabajo en el sistema, Fig. 2.8. Se obtienen tres categorías: (1) sistemas de baja temperatura (LTD - hasta 100°C); (2) sistemas de media temperatura (MTD - desde 100°C hasta 400°C); (3) instalaciones de alta temperatura (HTD - superior a 400°C).

Aunque la palabra termosolar se aplica al aprovechamiento térmico de la energía solar, cuando se asocia con “central” o “planta”, se refiere a centrales solares termoeléctricas en las cuales se genera electricidad a partir de la energía recogida en un fluido, que se calienta mediante unos campos solares de alta concentración. (Ruiz et al., 1999)

Las numerosas tecnologías existentes para la generación de electricidad a través de la energía solar se pueden dividir en dos grandes grupos: de *conversión eléctrica*, utilizan la luz del sol (fotones), como fuente primaria para provocar el movimiento de electrones, en el seno de un material semiconductor: efecto fotovoltaico; y de *conversión térmica*, concentran la energía del sol en un receptor y/o absorbedor, para que dicha energía se transfiera a un fluido de trabajo, que interviene directa o indirectamente, como foco térmico de un ciclo de potencia. Este último grupo es el que encuadra en los denominados Sistemas de Concentración Solar (CSP) (González et al., 2012). En la Fig. 2.8 se resume mediante un diagrama de bloques el aprovechamiento de la energía solar para su conversión en energía eléctrico y/o térmica.

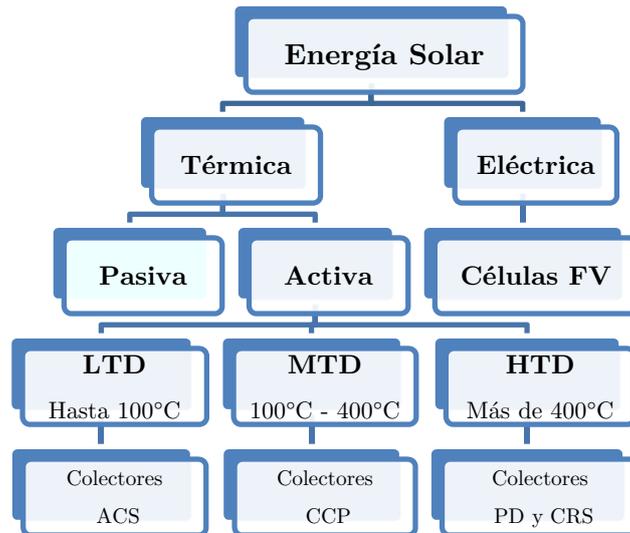


Figura 2.8: Clasificación de las tecnologías de aprovechamiento de energía solar.

A su vez, las tecnologías CSP se clasifican en cuatro categorías, según CSP Technology Roadmap (Philibert, 2010), Fig. 2.9:

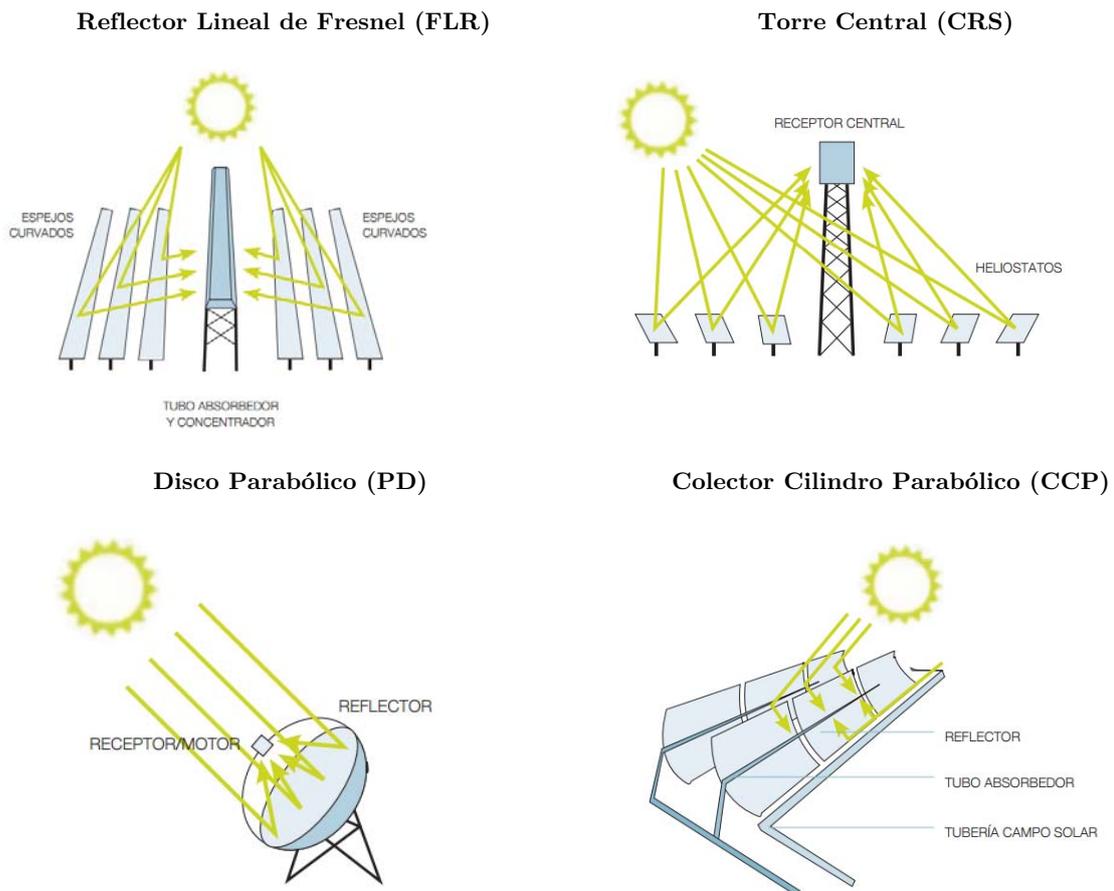


Figura 2.9: Clasificación tecnologías CSP.
 Fuente: (Philibert, 2010)

Otro criterio de clasificación es el tipo de foco y movilidad de sus receptores, [Tabla 2.1](#):

Tipo de Receptor	Foco Lineal	Foco Puntual
	Seguimiento a 1 eje	Seguimiento a 2 ejes
Fijo	Fresnel	Torre Central
Móvil	Cilindro-Parabólico	Disco-Parabólico

Tabla 2.1: Clasificación sistemas CSP según tipo de foco y receptor.

Fuente: (CSP Technology Roadmap, IEA 2010)

El rango de potencia varía según la tipología, desde 10 kW hasta 200 MW ([Baharoon et al., 2015](#)). Respecto a la eficiencia de conversión, se encuentran entre el 15% y el 35% dependiendo de la tecnología específica de que se trate ([IEA, 2010](#)). La principal barrera que deben afrontar las tecnologías CSP tiene relación con su coste de producción, además de la escasez de agua, permisos y acceso a red. En ocasiones, los lugares óptimos que cuentan con agua y radiación solar, se encuentran alejados de los puntos de consumo.

La [Tabla 2.2](#), sintetiza el estado de cada tecnología y predice parámetros económicos y de operación futuros a 2030 ([DOE](#)).

	CCP	CRS	DP
Tamaño	30 - 320 MW	10 - 200 MW	5 - 25 kW
Temperatura (°C)	390	565	750
Eficiencia Neta	11 (d) - 16%*	7 (d) - 20%*	29.4 (d) - 30%*
Desarrollo	Comercial	Comercial	Prototipo
Costes:			
€/m ²	480 - 210*	265 - 150*	2385 - 245*
€/W	3 - 2*	3.4 - 1.9*	9.7 - 1*

* Estimación a 2030 - (d) Valores demostrados

Tabla 2.2: Sistemas de Generación basados en CSP. Predicción 1997 a 2030

Fuente: (DOE)

A continuación, en la [Tabla 2.3](#), se muestra una revisión del estado actual de la tecnología CSP, excluyendo los sistemas disco parabólico que se analizan posteriormente en el Apdo. 3.3. Además, al final del capítulo se resumen la información más relevante de cada una de las tecnologías CSP, [Tabla 2.4](#).

País	Potencia Instalada (MW)	Año	Tecnología CSP	Anual (kWh/m ²)
Argelia	25/3	2011	CCP/CRS	2700
Australia	9 - 44	2012/13	FLR	2600
Chile	1.5 - 360	2012/15	CRS/CCP	2900
China	50	*	CRS	2000 - 2100
Egipto	20/12	2011/14	CCP/FLR	2431
Francia	250/9	2012/15	FLR	1800 - 1930
Alemania	1.5 - 2.5	2010/11	CRS	902
	50 - 100/100	2013	CCP/FLR	
India	2x50 - 25 - 100	2013	CCP	2200
Italia	5/0.35	2010/13	CCP	1936
Méjico	14 - 3/1	2013/14	CCP/FLR	2050 - 2300
Marruecos	20/160-50	2010/15	CCP	2400 - 2600
Suráfrica	100/50	2014	CRS/CCP	2700
	2x50	2008/09	CCP	
España	10	2006	CRS	1950 - 2291
	50	2008	CCP	
	20/4X50/1.4 ^e	2009	CRS/CCP/FLR	
	9x50	2010	CCP	
	20/8x50	2011	CRS/CCP	
	16x50/22.5 ^h /30	2012	CCP/CCP/FLR	
	7x50	2013	CCP	
Tailandia	5	2012	CCP	1400
Emiratos Árabes	1.16	2006	CCP	1934
	5 - 5	2008/09	FLR/CRS	
	50-100-280-392	2013	CCP	
	2x250 - 280	2014	CCP	
	150 - 500	2016*	CRS	
	600	2016-2017*	CRS	
Estados Unidos	2x30 - 13.8	1984/85	CCP	1636 - 2725
	2x89 - 120	1989/90	CCP	
	75	2007	CCP	
	2x2 - 75	2009/10	CCP	
	50/110/1.5	2013	CCP/CRS/PD	
	2x200	2014/15*	CRS	

^h Hibridada con biomasa * En fase de desarrollo ^e Experimentación

Tabla 2.3: Revisión de instalaciones CSP. Listado de países, año, tecnología y DNI.

Fuente: (Baharoon et al., 2015), (EurObservER), (NREL)

2.2.3. Tecnología Solar Térmica de Media Temperatura

Las tecnologías CSP de media temperatura son las más consolidadas y con mayor implantación comercial a nivel mundial. Se utilizan en dos vertientes: para la *generación de calor*, para su uso en procesos industriales (vapor a 150°C o superior), y para la *generación de energía eléctrica*, mediante la conexión del fluido caliente (a 400°C aproximadamente) a un sistema de producción eléctrica mediante un ciclo térmico. Existen dos tipologías:

2.2.3.1. Sistema Canal Parabólico (CCP).

La energía solar incide sobre un reflector óptico en forma de canal de sección parabólica, dispuestos en líneas horizontales, con seguimiento a un solo eje y en cuyos focos se encuentran situados los tubos colectores, por los que circula el fluido de transferencia de calor HTF (aceite térmico sintético). Se basa en concentrar la radiación solar en los tubos receptores, elevando la temperatura del fluido, con ratios de concentración desde 30 a 80. El fluido HTF se emplea para vaporizar agua, la cual es conducida a una turbina de vapor para accionar un generador.

Es la tecnología más utilizada dentro del mercado de la solar termoeléctrica, su uso comenzó en la década de los 80 y en la actualidad hay centrales en Europa, Estados Unidos, Asia y Africa, con potencias comprendidas entre 50 y 200 MW (Baharoon et al., 2015). En España cabe destacar el proyecto DISS, llevado a cabo en la Plataforma Solar de Almería. (Zarza et al., 2004)



Figura 2.10: Valle 1, Planta de Canal Cilindro Parabólico de 50 MW. San José del Valle (Cádiz).

Fuente: (Torresol Energy)

2.2.3.2. Sistema Reflector Lineal de Fresnel (FLR).

Tecnología análoga a los sistemas CCP, pero en este caso el absorbedor permanece fijo, y son los espejos los que giran en torno a un eje para direccionar la radiación solar hacia él. De esta forma, se minimizan potenciales problemas de fugas y facilita el equilibrio hidrodinámico en la instalación, además de garantizar un mejor aprovechamiento del espacio disponible (una ocupación aproximada del 70% a igualdad de potencia instalada) (González et al., 2012). El inconveniente, respecto al sistema CCP, es la disminución del factor de concentración, con el

consiguiente decremento de la temperatura de trabajo, entre 100 y 300°C (Duffie et al., 1991), lo que conlleva menores rendimientos y capacidad de producción.

Como datos relevantes a destacar en Europa, la central PE2 de 30 MW conectada a red, puesta en funcionamiento en Calasparra (Murcia) o la planta de 6,5 MW en Tavira (Portugal), cuyos datos económicos más significativos son el coste de 2,8 €/W_p, con una extensión de 1,2 Ha/MW_p, trabajando con vapor saturado a 250°C.



Figura 2.11: Puerto Errado 2, Central Termosolar Lineal Fresnel de 30 MW en Calasparra (Murcia).
Fuente: (Novatec Solar)

2.2.4. Tecnología Solar Térmica de Alta Temperatura

Su uso principal es para la generación de electricidad, y su particularidad radica en que el sistema de captación consigue factores de concentración superiores al resto de sistemas, minimizando las pérdidas por convección y radiación. En este caso, la concentración de los rayos solares se realiza en un foco puntual. Las dos tecnologías de alta temperatura implementadas son las centrales de torre (CRS) y el disco parabólico (PD).

2.2.4.1. Sistema Torre Central (CRS).

La planta se basa en concentrar la radiación solar a través de un conjunto de heliostatos, con sistema de seguimiento solar a dos ejes, sobre un receptor central ubicado en la parte superior de una torre de más de 100 metros de altura. El fluido que circula por el receptor absorbe la radiación solar altamente concentrada (ratios de 200 a 1000) y la convierte en energía térmica para ser utilizada en la generación de vapor, que a su vez acciona el grupo turbina-alternador para producir electricidad.

A nivel internacional, la CRS es una experimentada tecnología, la cual fue puesta en marcha en el año 1965, en la denominada planta EURELIOS, con una capacidad de generación de 1MW_e, en Adriano, Sicilia (Italia), (Baharoon et al., 2015). En la década de los 80, se demostró la habilidad de generar a gran escala, en California (Estados Unidos) en el año 1982, mediante la denominada planta Solar One de 10 MW_e (Radosevich et al., 1988). Posteriormente, en 1992, se construyó la planta Solar Two, también en California.

En España, la primera planta conectada a red fue en 2007, denominada PS10 de 10 MW_e en Solúcar (Sevilla), con un total de 624 heliostatos de 120 m² cada uno y una torre de 100 metros de altura. La producción estimada es de 24,3 GWh_{anual} con una disminución de 6700 Tn de CO₂ emitidas al ambiente, ocupando una extensión de 60 hectáreas. En 2008 se instaló PS20 en Sanlúcar la Mayor (Sevilla) con unos números que prácticamente doblan a PS10.

La planta más avanzada a nivel mundial de esta tecnología, se denomina Gemasolar, instalada en 2011 en Fuentes de Andalucía (Sevilla), con una potencia nominal de 19,9 MW y una producción eléctrica neta estimada de 110 GWh_{anual}. El campo solar está compuesto por 2.650 heliostatos en 185 hectáreas. El sistema de almacenamiento térmico se basa en sales calientes que permite una autonomía de generación eléctrica de hasta 15 horas sin aporte solar, lo que abre un nuevo ciclo tecnológico en la generación eléctrica (González et al., 2012).

La planta asegura la producción eléctrica durante unas 6.500 horas al año, de 1,5 a 3 veces más que otras energías renovables, asegurando un suministro de energía a 25.000 hogares y una reducción de más de 30.000 toneladas al año las emisiones de CO₂. La energía generada por Gemasolar se transporta mediante una línea de alta tensión a la subestación de Villanueva del Rey (Andalucía, España), donde se inyecta a la red eléctrica (Torresol Energy).



Figura 2.12: Vista aérea de la Central Gemasolar, 19,9 MW.

Fuente: (www.torresolenergy.com)

2.2.4.2. Sistema Disco Parabólico (PD).

Conjunto constituido por un concentrador en forma de paraboloide en cuyo foco se localiza el receptor solar: un motor Stirling (Dish Stirling) o una micro-turbina de vapor. El objetivo es concentrar la radiación solar en el foco para hacer llegar la mayor cantidad posible de calor al receptor, y a través de él, calentar el fluido de trabajo para la realización del ciclo termodinámico correspondiente. La energía mecánica generada se transmite a un alternador para transformarla en eléctrica (Solar Paces). Un sistema de seguimiento a doble eje le permite captar la radiación normal directa (DNI), garantizando la máxima absorción de energía solar instantánea. Se consiguen factores de concentración desde 1000 a 13000 (Baharoon et al., 2015), alcanzando temperaturas nominales entre 650°C y 750°C. El rango de potencias oscila entre 3 a 25 kW (Mancini et al., 2003).



Figura 2.13: Disco Stirling. Proyecto EuroDISH, motor SOLO V161, 10 kW.
Fuente: (PSA)

Los sistemas de disco parabólico presentan las ventajas de modularidad, autonomía de operación, capacidad de hibridación (posibilidad de operar solo con energía solar y/o con combustibles fósiles) y sobre todo su alta eficiencia, en comparación con otros sistemas de generación eléctrica por tecnología Termosolar, entre 25-30% en condiciones nominales de operación (Roadmap, IEA 2010). Según Washom (1984), test realizados durante los años 1984 y 1985 en el primer sistema ensayado denominado Advanco Vanguard I en Rancho Mirage (California) con un motor Stirling de 25 kW, se obtuvo el 29,4% de conversión de energía solar a eléctrica. Permite su utilización para pequeños consumidores ubicados en lugares remotos, o bien, instalaciones a gran escala (agrupando unidades para conexión a red) (SolarPaces).

Su principal desventaja es que no admite integración con sistemas de almacenamiento térmico, aunque sí presenta la posibilidad de hibridarse (Monné et al., 2014). La segunda desventaja es la incertidumbre existente acerca de su coste, la inversión de una planta supone alrededor de 10.000 \$/kW, con un coste de operación y mantenimiento estimado en 48,2 \$/kW anuales (Srinivas et al., 2013). La cifra que sirve de referencia, en comparación con el resto de tecnologías, para un coste medio de la energía producida es de 28,3 c\$/kWh.

En países como EEUU, España y Francia, se han llevado a cabo plantas piloto relacionadas con el estudio y la mejora. Por ejemplo, en Sandia National Laboratories (Nuevo México), otra planta de generación para uso comercial en Maricopa (Arizona) con 60 discos que generan 1,5 MW_e totales (desmantelada en 2013) (NREL). También los Laboratorios PROMES en Odeillo (Francia), (Nepveu et al., 2012). En la Plataforma Solar de Almería (España), donde coinciden en sus proyectos de investigación entidades como CIEMAT, se han desarrollado 3 proyectos de relevancia en los últimos años, DISTAL I en el año 1992, DISTAL II durante los años 1996 y 1997 y el denominado EURODISH a partir del año 2000. (Psa)

En el Apdo. 3.3 se realiza una revisión de los sistemas Dish Stirling, atendiendo a sus componentes, evolución histórica., así como su situación operacional a nivel mundial.

A continuación se muestra en la Tabla 2.4 un resumen de las tecnologías CSP:

2.3. BIBLIOGRAFÍA

- Abengoa Solar Company. Disponible en: (http://www.abengoasolar.com/web/es/pagina_principal/buscador/searchresults.html?searchaction=search&searchPage=1&query=PS10#gsa_top_sep_bar) [Acceso: 10.08.2015]
- Baharoon, D. A., Rahman, H. A., Omar, W. Z. W., & Fadhl, S. O. (2015). Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 41, 996-1027.
- Beale, W. T. (1969). *Free Piston Stirling Engines-Some Model Tests and Simulations* (No. 690230). SAE Technical Paper.
- Burbidge, D., Mills, D. R., & Morrison, G. L. (2006). Stanwell thermal power project. *Stanwell Corporation Limited, Brisbane, Australia*.
- Cleanergy. Disponible en: (<http://www.cleanergysolar.com/tutoriales-energia/solar-termica/>) [Acceso: 15.08.2015].
- DOE (Departamento de Energía Americano). Disponible en: (<http://www.energy.gov/eere/sunshot/csp-systems-analysis>) [Acceso: 24.04.2015],
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (1980). *Solar engineering of thermal processes* (Vol. 3). New York etc.: Wiley.
- EurObservER. Disponible en: (<http://www.eurobserv-er.org/category/all-solar-thermal-and-concentrated-solar-power-barometers/>) [Acceso: 20.08.2015].
- Feuermann, D., & Gordon, J. M. (1991). Analysis of a two-stage linear Fresnel reflector solar concentrator. *Journal of solar energy engineering*, 113(4), 272-279.
- Finkelstein, T. (2001). Air engines: the history, science, and reality of the perfect engine/Theodor Finkelstein, Allan J. *Organ*.
- Gallup, D., & Kesseli, J. (1994, June). A solarized Brayton engine based on turbo-charger technology and the DLR receiver. In *Intersociety Energy Conversion Engineering Conference* (Vol. 4, pp. 1719-1719). AMERICAN NUCLEAR SOCIETY.
- González, J. A. C., Pérez, R. C., Santos, A. C., & Gil, M. A. C. (2009). *Centrales de energías renovables: generación eléctrica con energías renovables*. Uned.
- Hargreaves, C. M. (1991). The Phillips Stirling engine.
- ISE (Renewable Energy Data). Disponible en: (<https://www.ise.fraunhofer.de/en/renewable-energy-data>) [Acceso: 20.09.2015].

- Kearney, D. (1989). Front Cover. *Power Engineering Review, IEEE*, 9(8), c1-c1.
- Keveney, M. (2000). Four Stroke Engine.
- Meijer, R. F. (1992). Stirling engine.
- Mancini, T., Heller, P., Butler, B., Osborn, B., Schiel, W., Goldberg, V., ... & Moreno, J. (2003). Dish-Stirling systems: An overview of development and status. *Journal of Solar Energy Engineering*, 125(2), 135-151.
- Mariyappan, J., & Anderson, D. (2001). Solar Thermal thematic review. *The Global Environment Facility (GEF), Washington, DC, Technical Report*.
- Meteonorm. Disponible en: (<http://meteonorm.com/>) [Acceso: 18.07.2015].
- Mills, D. (2004). Advances in solar thermal electricity technology. *Solar Energy*, 76(1), 19-31.
- Miyabe, H., Hamaguchi, K., & Takahashi, K. (1982, August). An approach to the design of Stirling engine regenerator matrix using packs of wire gauzes. In *Proc. , Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf.; (United States)* (Vol. 4, No. CONF-820814-). Department of Mechanical Engineering, Meiji University, 1-1-1 Higashimita Tama-ku, Kawasaki-shi.
- Monné, C., Bravo, Y., Moreno, F., & Muñoz, M. (2014). Analysis of a solar dish–Stirling system with hybridization and thermal storage. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, 5(2-3), 1-5.
- Mouchot, A. (1980). *La chaleur solaire et les applications industrielles*. Blanchard.
- Nepveu, F., Ferriere, A., & Bataille, F. (2009). Thermal model of a dish/Stirling systems. *Solar Energy*, 83(1), 81-89.
- Novatec Solar. Disponible en: (<http://www.novatecsolar.com/8-1-Projects.html>) [Acceso: 24.06.2015].
- NREL (National Renewable Energy Laboratory). Disponible en: (http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/dish_engine.cfm) [Acceso: 14.07.2015].
- Ohio University. Disponible en: (<https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/engines/engines.html>) [Acceso: 20.07.2015].
- Philibert, C. (2010). *Technology roadmap: concentrating solar power*. OECD/IEA.
- Pitz-Paal, R., Amin, A., Bettzuga, M. O., Eames, P., Flamant, G., Fabrizi, F., ... & Wagner, H. J. (2012). Concentrating solar power in Europe, the Middle East and North Africa: a review of development issues and potential to 2050. *Journal of Solar Energy Engineering*, 134(2), 024501.

- PSA (Plataforma Solar de Almería). Disponible en: (<http://www.psa.es/webesp/instalaciones/discos.php>) [Acceso: 20.06.2015].
- Power, C. S. (2010). Technology Roadmap.
- Radosevich, L. G., & Skinrood, A. C. (1989). The power production operation of Solar One, the 10 MWe solar thermal central receiver pilot plant. *Journal of Solar Energy Engineering*, 111(2), 144-151.
- Ragheb, M. (2011). Solar thermal power and energy storage historical perspective. *University of Illinois at Urbana-Champaign*.
- Rinia, H. (1946). *New possibilities for the air engine*. North-Holland Publishing Company.
- Robert Stirling. Disponible en: (<http://www.robertstirlingengine.com/>) [Acceso: 15.07.2015].
- Ruiz Hernández, V., Silva Pérez, M., & Blanco Muriel, M. (1999). Las centrales energéticas termosolares. *Energía: Revista de Ingeniería Energética*, 25(6), 47-55.
- Senft, J.R. (1993). *An introduction to Stirling engines*. Moriya Press.
- Solar Paces, E., & Greenpeace, C. S. P. Global Outlook 09. *Why Renewable Energy is Hot*.
- Srinivas, T., Reddy, B. V., Natarajan, R., & Sriram, S. (2013, April). Thermodynamic and heat transfer studies on solar Stirling engine. In *Energy Efficient Technologies for Sustainability (ICEETS), 2013 International Conference on* (pp. 7-13). IEEE.
- Stine, W. B., & Diver, R. B. (1994). *A compendium of solar dish/Stirling technology* (No. SAND93-7026). Sandia national labs albuquerque nm.
- Stirling Engines. Disponible en: (<http://stirlingengines.org.uk/>) [Acceso: 22.07.2015].
- Stirling, R. (1816). Patent no. 4081. *Stirling air engine and the heat regenerator*.
- Sunpower Inc. Disponible en: (<http://sunpowerinc.com/engineering-services/technology/stirling-cycle/>) [Acceso: 20.07.2015].
- Torresol Energy. Disponible en: (<http://www.torresolenergy.com/TORRESOL/plants/en>) [Acceso: 24.06.2015].
- Walker, G. (1973). *Stirling-cycle machines*. Oxford University Press.
- Washom, B. (1984, August). Parabolic dish Stirling module development and test results. In *Proc., Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf.:(United States)*,(Vol. 3, No. CONF-840804). Advanco Corporation, Rancho Mirage, California.

West, C. D. (1986). *Principles and applications of Stirling engines*. Van Nostrand Reinhold Company.

Zarza, E., Valenzuela, L., León, J., Weyers, H., Eickhoff, M., Eck, M., & Hennecke, K. (2001). The DISS Project: Direct Steam Generation in Parabolic Troughs: Operation and Maintenance Experience-Update on Project Status. *Solar Engineering*, 419-426.

Zarza, E., Valenzuela, L., Leon, J., Hennecke, K., Eck, M., Weyers, H. D., & Eickhoff, M. (2004). Direct steam generation in parabolic troughs: Final results and conclusions of the DISS project. *Energy*, 29(5), 635-644.

Tecnologías CSP	Cilindro Parabólico	Lineal Frenel	Torre Central	Disco Parabólico				
Principio de Operación	Energía solar concentrada sobre tubería receptor en colector parabólico	Energía solar concentrada sobre receptor fijo invertido	Energía solar concentrada sobre un punto fijo elevado	Energía solar concentrada sobre receptor adjunto al motor Stirling				
Tipología de Foco	Lineal	Lineal	Puntual	Puntual				
Técnicas de Seguimiento	1 Eje	1 Eje	2 Ejes	2 Ejes				
Aplicación	Conexión a red y calor industrial	Conexión a red y calor industrial	Conexión a red y calor industrial	Aplicaciones remotas y conexión a red				
1ª Demostración Tecnológica	Reflector de Ericsson usado para generar gas para accionar un motor Stirling en 1864. (Kongtragool et al., 2003)	Prototipo LFC en 1959 en la estación solar de Lacédémone-Marseilles (Francia). (Burbidge et al., 2006)	Eurelios, 1 Mwe en 1978. (NREL; Abengoa Solar)	Avanco's Vanguard system, 25 kW durante 1982 a 1985. (Washom, 1984)				
1ª Demostración Planta	En Maadi en 1913 para regadío (Mariyappan, 2001)	Construida por Israeli Paz Company en 1991 (Feuermann, 1991)	Con agua: Solar One 10 MWe en 1981 (SolarPaces) Con sales fundidas HTF: Solar Two, 10 MW en 1996 (NREL)	Desarrollado por SAIC y STM en 1993, 25 kWe para aplicaciones de USJVP. (Gallup et al., 1994)				
1ª Planta Comercial	SEGS I, 14 Mwe desde 1984 (Kearney, 1989)	CLFR junto a Stanwell power station, 14 Mwe desde 2000. (Burbidge et al., 2006)	Con agua: PS10, 10 MWe desde 2007. (Abengoa Solar) Con sales fundidas con HTF: Gemasolar, 19,9 MW desde 2011 (NREL)	En construcción, Tooele Army Depot, 1,5 MWe. (NREL)				
Rangos de Eficiencia	23 - 27% (Pitz-Paal, 2012)	18 - 22% (Pitz-Paal, 2012)	20 - 27% (Pitz-Paal, 2012)	29,4 - 31,25% (Mancini et al., 2003; Stine et al., 1994)				
Eficiencia Anual	15 - 16% (Pitz-Paal, 2012)	8 - 10% (Pitz-Paal, 2012)	15 - 17% (Pitz-Paal, 2012)	26% (Cleanenergy)				
Consumos Refrigeración [m³/MWh]	3-4/0,2 (Pitz-Paal, 2012)	3-4/0,2 (Pitz-Paal, 2012)	3-4/0,2 (Pitz-Paal, 2012)	0 (NREL; Cleanenergy)				
Extensión Territorial [m²/MWh]año	6 - 8 (Pitz-Paal, 2012)	4 - 6 (Pitz-Paal, 2012)	8 - 12 (Pitz-Paal, 2012)	8 - 12 (NREL; Cleanenergy)				
Coste de Generación: 100 MW _e a 2000 kWh/m² · a	0,265 €/kWh sin alm. 0,265 €/kWh con alm. (ISE)	0,230 €/kWh con buffer. (ISE)	0,230 €/kWh con alm. (ISE)	~ 28,2 €/kWh * (Mancini et al., 2003; Srinivas et al., 2013)				
100 MW _e a 2500 kWh/m² · a	0,210 €/kWh sin alm. 0,163 €/kWh con alm. (ISE)	0,2 €/kWh con buffer. (ISE)	0,2 €/kWh con buffer. (ISE)	~ 25 €/kWh*				
Capacidad de Alm. [h]	0,5 - 12 (NREL)	0,5 - 1 (NREL)	1 - 15 (NREL)	En estudio (Monné et al., 2014)				
Temperatura de Operación [°C]	310-393 (aceite); 340 (agua); 550 (sal fundida) (NREL)	250-300 (agua-HTF) (NREL)	250-500 (agua); 565 (sal fundida); 680 (aire) (NREL)	250-750 (H ₂ ó He) (Mancini et al., 2003; Stine et al., 1994)				
Proyectos en Funcionamiento:	Nº Proy.	MW _e	Nº Proy.	MW _e	Nº Proy.	MW _e	Nº Proy.	MW _e
	62	2751,41	6	59,65	8	64,42	1	1
Proyectos en Construcción:	España (40), Italia (1), US (14), UAE (1), Irán (2), Tailandia (1), Algeria (1), Egipto (1), Marruecos (1)		España (2), Francia (1), Australia (2), US (1)		España (3), Alemania (1), US (1), India (1), China (1), Australia (1)		China (1)	
	Nº Proy.	MW _e	Nº Proy.	MW _e	Nº Proy.	MW _e	Nº Proy.	MW _e
Proyectos en Desarrollo:	20	2122	5	166	4	602	1	1,5
	España (6), US (3), México (1), India (6), Marruecos (2), Suráfrica (1), Chile (1)		India (1), Australia (1), Francia (2), Marruecos (1)		US (1), China (1), Suráfrica (1)		US (1)	
Proyectos en Desarrollo:	Nº Proy.	MW _e	Nº Proy.	MW _e	Nº Proy.	MW _e	Nº Proy.	MW _e
	4	400	0	0	5	1000	2	125
	US (3), Suráfrica (1)		--		US (5)		Grecia (2)	

Tabla 2.4: Resumen tecnologías CSP

CAPÍTULO 3:

REVISIÓN DE MODELOS DE CÁLCULO Y DE LA TECNOLOGÍA DISH STIRLING.

Este capítulo comienza con una revisión de los modelos analíticos, propuestos por distintos autores, para caracterizar numéricamente los motores Stirling. Se clasifican y se detallan sus hipótesis de partida y grado de aplicabilidad, distinguiendo entre modelos termodinámicos y correlaciones empíricas. En la segunda parte del capítulo, se lleva a cabo una revisión de la tecnología disco Stirling (Dish Stirling); se describe su evolución histórica y cada uno de sus componentes.

Índice Capítulo 3

3.1. MODELOS DE CÁLCULO PARA MOTORES STIRLING	47
3.1.1. Correlaciones Experimentales	48
3.1.2. Modelos Termodinámicos	51
3.1.2.1. Modelos de Primer Orden	51
3.1.2.2. Modelos de Segundo Orden	52
3.1.2.3. Modelos de Tercer Orden	54
3.1.2.4. Modelos Característicos	55
3.1.2.5. Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)	56
3.2. EVOLUCIÓN DE MOTORES STIRLING SOLARES	57
3.3. TECNOLOGÍA DISH STIRLING	59
3.3.1. Componentes Dish Stirling	60
3.3.1.1. Concentrador	60
3.3.1.2. Estructura y Sistema de Seguimiento	62
3.3.1.3. Recibidor	62
3.3.1.4. Conjunto Convertidor: Motor Stirling-Alternador	69
3.3.2. Revisión de Sistemas Dish Stirling	71
3.4. BIBLIOGRAFÍA	77

3.1. MODELOS DE CÁLCULO PARA MOTORES STIRLING

La aparente simplicidad de un motor Stirling esconde su dificultad de caracterizarlo numéricamente. Incluso mediante análisis idealizados, es complicado obtener una ecuación cerrada, que proporcione un valor lógico de sus parámetros de trabajo. Quizás, ello sea una de las razones por el escepticismo que, incluso a día de hoy, existe en algunos sectores industriales sobre la idoneidad o no de invertir en esta tecnología.

Los modelos que caracterizan un motor Stirling se clasifican en *correlaciones empíricas* y *modelos numéricos*. Los primeros proporcionan una ecuación cerrada basada en datos experimentales aplicable en un rango de parámetros (intervalo de temperatura, presión, etc.). Los segundos son modelos matemáticos basados en leyes físicas: conservación de masa, energía y cantidad de movimiento, aplicables en función del modelo elegido.

Respecto a los modelos matemáticos, existen más de 25 identificados a través de una extensa búsqueda bibliográfica (Martini, 1978; Chen et al, 1983; West, 1986; Mahkamov, 2004). Cada modelo se caracteriza por tener sus propias premisas de partida, grado de predicción y aplicabilidad. Una de las clasificaciones más extendidas es la proporcionada por Martini (1978) y Organ (1981), en la que partiendo de un flujo unidimensional, los divide en tres grupos:

- *Primer Orden: modelos de aproximación* mediante análisis idealizado, donde la conservación de la masa y la hipótesis de gas ideal, son los principios que imperan en el cálculo. Aconsejados para la fase preliminar del diseño, de manera que los resultados obtenidos, puede ser corregidos mediante un factor empírico, para una estimación más real de la eficiencia del motor (West, 1986).
- *Segundo Orden: modelos desacoplados*. Mediante la conservación de masa y energía, y partiendo normalmente del caso ideal, se obtienen pérdidas de forma independiente en cada cámara del motor (caídas de presión, pérdidas por transmisión de calor, etc.). Su ventaja es conocer el origen de las pérdidas y cómo afectan a los parámetros del motor. Muy útiles en fase de diseño y optimización.
- *Tercer Orden: análisis nodal*. Simulación del motor o partes del mismo en funcionamiento con el objetivo de obtener mediciones de parámetros difíciles de evaluar experimentalmente. El motor se divide en volúmenes de control, a los que se les aplica los principios de continuidad, conservación de energía y momento lineal. Su principal ventaja es que tienen en cuenta los efectos de interacción entre los distintos tipos de pérdidas. Aunque son métodos, a priori más exactos, también son más complejos y requieren más tiempo de cálculo. Los resultados alcanzados no tienen obligatoriamente que mostrar mayor acercamiento que los obtenidos con modelos de segundo orden (Walker, 1986).
- *Modelos Característicos*: este tipo de métodos resuelven sistemas de ecuaciones diferenciales parciales de tipo hiperbólico, determinando las curvas características de dichas ecuaciones.

En motores Stirling se ha usado satisfactoriamente asumiendo flujo transitorio y unidimensional, obteniendo gráficos de posición-tiempo para las propiedades del fluido, tales como velocidad, temperatura y densidad. Las ecuaciones de conservación de masa, energía y momento son usadas para establecer las condiciones en las ecuaciones en derivadas parciales de las propiedades del fluido como variables dependientes.

- *Modelos de Dinámica de Flujo Computacional (CFD):* los motores Stirling son máquinas basadas en principios de funcionamiento sencillo. Sin embargo, en su interior se dan fenómenos realmente complejos: efectos de compresibilidad del fluido de trabajo, de transferencia de calor, fluidomecánicos y termodinámicos. De manera que un estudio analítico estricto conlleva la resolución de un sistema de ecuaciones diferenciales parciales no lineales de difícil resolución por métodos directos. Por tanto, el uso de la dinámica computacional (CFD) mejora la capacidad de análisis, especialmente para geometrías complejas como las encontradas en los circuitos interiores de motores Stirling.

A continuación se resumen las correlaciones experimentales y los modelos de cálculo más representativos en el análisis de motores Stirling.

3.1.1. Correlaciones Experimentales

El desarrollo de motores Stirling para aplicaciones industriales y/o domésticas requiere, en una etapa preliminar, un análisis técnico-económico que proporcione información sobre parámetros de operación y viabilidad económica. De esta forma, durante las últimas décadas, el uso de correlaciones experimentales es una práctica común, para análisis preliminares de modelos (Sala et al., 2015). La ventaja de una correlación radica en su validación mediante ensayos con un motor real, de manera que en ella va inmersa cualquier pérdida o irreversibilidad en el mismo. A diferencia de la mayoría de modelos matemáticos publicados, donde se asumen idealidades y/u omiten determinadas pérdidas.

Un criterio sencillo, adaptado a motores de baja temperatura (LTD), para estimar la potencia efectiva es la fórmula de Malmo (Reader and Hooper, 1983):

$$N_e = (\eta_h \eta_i \eta_m k_C) \cdot q_{in} \quad \text{Ec. 3.1}$$

Donde N_e es la potencia efectiva estimada del motor Stirling, η_h la eficiencia de la fuente de calor externa (0,85-0,95), η_i el rendimiento indicado del ciclo termodinámico, η_m el rendimiento mecánico del motor (0,75 - 0,9), k_C un coeficiente empírico específico para cada tipo de motor (0,55 - 0,88) y q_{in} el calor aportado al proceso. Los resultados obtenidos de la Ec. 3.1 deben ser interpretados con “prudencia”, debido al amplio rango de valores dados para los factores empíricos.

William Beale (Walker, 1986), basándose en la experimentación de numerosos motores Stirling, dedujo que en la mayoría de ellos se obtenía una misma proporción de pérdidas. De modo que propuso una ecuación para estimar la potencia efectiva, dependiente de parámetros geométricos y de funcionamiento, y de un parámetro adimensional denominado *Número de Beale* (B), Ec. 3.2.

$$N_e = B \cdot p_m \cdot V_p \cdot \omega \tag{Ec. 3.2}$$

Donde p_m es la presión media del ciclo en [bar], V_p el volumen desplazado por el pistón de potencia en [cm³] y ω la frecuencia de giro del motor en [Hz]. Walker (1986), usando las unidades descritas (unidades inconsistentes), propuso un valor de B de 0,015. Sin embargo, al aplicar unidades del SI, el valor debe multiplicarse por 10.

La Fig. 3.1 representa la variación del número de Beale respecto a la temperatura del foco caliente del motor (T_e). La línea continua proporciona el valor medio, mientras que las dos líneas discontinuas muestran las desviaciones sobre el valor medio.

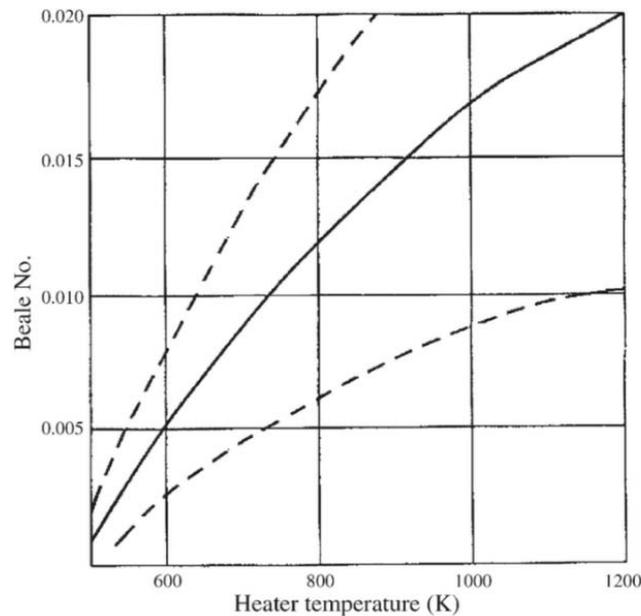


Figura 3.1: Variación del número de Beale Vs temperatura del foco caliente.
Fuente: (Walker, 1980)

Posteriormente, Walker (1979), West (1981) y Senft (1982) optimizaron el valor del número de Beale, relacionándolo con el valor de las temperaturas en los focos, T_e para expansión y T_c para compresión, de manera que la correlación se modificó según muestra la Ec. 3.3:

$$N_e = W \cdot P_m \cdot V_p \cdot n \cdot \left(\frac{T_e - T_c}{T_e + T_c} \right) \quad \text{Ec. 3.3}$$

Donde W se denomina número de West. Senft (1982) propone que W sea 2, para un ciclo Stirling ideal, sin tener en cuenta pérdidas mecánicas, por fricción, etc. Mientras que West (1981) y Senft (1993) postulan valores entre 0,25 y 0,35 para estimaciones reales. La Ec. 3.3 requiere unidades del SI para ser dimensionalmente homogénea (Kongtragool et al., 2004).

Los números de Beale y West han sido durante años los criterios de referencia en estudios preliminares de motores Stirling. Sin embargo, a pesar de su relevancia histórica, asumen dos simplificaciones importantes: (a) son independientes del tipo de mecanismo de transmisión, así como del diseño del circuito del gas en su recorrido por el interior del motor; (b) la estimación de potencia efectiva máxima es inexacta, debido a que no existe ningún criterio de diseño (o correlación) para estimar a qué frecuencia se alcanza dicha potencia máxima. Por tanto, se necesitan herramientas más precisas en los análisis preliminares de diseño, para favorecer el desarrollo de tecnologías basadas en motores Stirling.

El análisis dimensional ha sido y es una herramienta que ha proporcionado correlaciones agrupando múltiples variables de diseño y de funcionamiento del motor. Prieto et al. (1997; 2000), basándose en resultados experimentales de numerosas tipologías de motores Stirling y por semejanza dinámica, han propuesto correlaciones para estimar la potencia efectiva y eficiencia, tanto para modelos de baja como alta temperatura (LTD y HTD). Igualmente, Prieto y Stefanovski (2003), discriminando entre subsistemas del motor mediante análisis dimensional, caracterizaron a través de parámetros empíricos, las pérdidas de potencia mecánica y por fugas de gas.

La dificultad en la medición de variables, útiles para caracterizar determinados subsistemas del motor, hace que el número de correlaciones propuestas no sea lo suficientemente amplio para facilitar unos resultados cercanos a los parámetros de operación del modelo. García et al. (2014), mediante datos experimentales del motor V-160, y Sala et al. (2015) con datos de diversos motores de diferentes tamaños y características (V-160, GPU-3, P-40, etc.), proponen correlaciones específicas para la estimación de pérdidas en los principales subsistemas de estudio del motor Stirling: transmisión mecánica y circuito del gas.

La Ec. 3.4, definida por Prieto (2014), muestra la correlación para estimar la potencia efectiva máxima adimensional. En la Fig. 3.2, Sala et al. (2015) representan la citada ecuación, contrastada con las mediciones experimentales de varias tipologías de motores ensayados con diferentes fluidos de trabajo.

$$\zeta_e^{\max} = 2,301 \zeta_0^{1,087} \left(\frac{r_{hR}}{L_R} \right)^{0,119} N_p^{-0,039} \quad \text{Ec. 3.4}$$

Donde ζ_0 , es el trabajo indicado por ciclo ($W_o / (p_m V_{sw})$), r_{hR} y L_R , son el radio hidráulico y la longitud del regenerador respectivamente, y N_p , es el número de presión característico ($p_{ref} V_{sw}^{1/3} / (\mu \sqrt{RT_c})$).

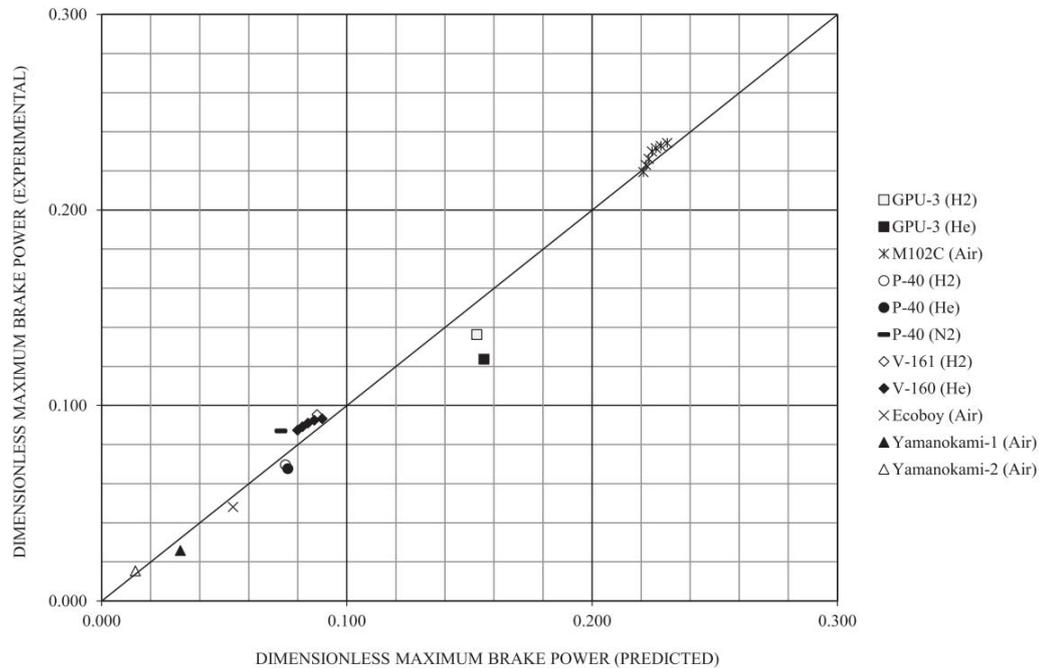


Figura 3.2: Correlación de potencia máxima adimensional de Prieto (2014).

Fuente: (Sala et al., 2015)

En resumen, la simulación mediante correlaciones simples caracteriza, en una primera etapa, determinados parámetros de funcionamiento de motores Stirling. Sin embargo, determinadas simplificaciones pueden conducir a errores, los cuales deben evitarse sin perder la simplicidad del modelo de cálculo. El análisis dimensional demuestra ser una herramienta adecuada para modelar fenómenos físicos. Por tanto, la continua aparición de resultados experimentales permite, mediante la obtención de la correlación adecuada, caracterizar adecuadamente el funcionamiento del motor Stirling en su fase de diseño (Sala et al., 2015).

3.1.2. Modelos Termodinámicos

A continuación se resumen los métodos de cálculo de motores Stirling basados en el comportamiento termodinámico de los mismos, clasificados por Martini (1980).

3.1.2.1. Modelos de Primer Orden

Procedimientos fundamentados en la ley de conservación de masa asumiendo un proceso ideal, sin pérdidas o irreversibilidades. Se emplean para estimar en una etapa preliminar la potencia y eficiencia del motor, basándose en características geométricas y constructivas del mismo. Probablemente, como método más ampliamente conocido, se encuentra el análisis de

Schmidt (1871), publicado por Martini (1980) y por David Berchowitz e Israel Urieli en su libro “Stirling Cycle Engine Analysis” (1984).

El análisis de Schmidt es un *modelo isoterma*, asumiendo eficiencia del 100% en los procesos de transferencia de calor, a través del cual se obtiene el diagrama p-V para un ciclo Stirling ideal con eficiencia equivalente a la máquina de Carnot. Es práctica común, realizar inicialmente este tipo de análisis, y posteriormente estimar las pérdidas en cada volumen de trabajo del motor, especialmente las pérdidas por transferencia de calor y por caídas de presión, y restárselas a la potencia estimada por Schmidt, (Organ, 1997). En el Apdo. 4.4.1.2, se desarrolla el análisis de Schmidt y en el Cap. 5 se analizan las pérdidas del motor propuesto mediante metodologías planteadas por Organ (2013).

Igualmente, realizado el análisis de Schmidt, determinados autores proponen coeficientes empíricos que relacionan la potencia efectiva del motor (medida en banco de ensayo), respecto a la obtenida en el punto de máxima eficiencia (a través de Schmidt). Urieli et al. (1977) y Zarinchang (1975), para varias tipologías de motores presentan coeficientes entre 0,3 y 0,4; Finengold et al. (1977) a partir de ensayos con el motor Philips-Ford 4-215 proponen 0,32; Martini (1980), para el modelo GPU-3 sugiere 0,6.

3.1.2.2. Modelos de Segundo Orden

Se divide el motor volúmenes de control y se aplica a cada uno de ellos los principios de conservación de masa y energía. Los resultados cuantifican las pérdidas de forma individualizada (*modelos desacoplados*). Finalmente, se estima la potencia y eficiencia del motor (Chen et al., 1983). La evaluación y cuantificación de forma individual de las pérdidas es la característica diferencial en este tipo de modelos. Las pérdidas estudiadas se basan en: *fricción*, tanto mecánica, como en el fluido de trabajo a su paso por el interior del motor; *transferencia de calor*, en los cilindros y en los intercambiadores de calor; y *fugas*, de gas a través de las juntas.

Modelos de segundo orden publicados y debidamente contrastados vienen recogidos por la revisión realizada en Chen et al. (1983), Walker (1986) y West (1986), tales como el de Martini (1978, 1980, 1983), Quale (1967), Ríos (1969), Lee et al. (1981), Shoureshi (1982), Heames et al. (1982), Dancette et al. (1982), Urieli et al. (1984) y Feurer (1973).

Como modelo pionero de *análisis adiabático* de segundo orden destaca el de Finkelstein (1960), Fig. 3.3, cuyas diferencias respecto al modelo isoterma de primer orden son:

- Los espacios de trabajo son adiabáticos, en lugar de isotermos, por tanto existe transferencia de calor en los cilindros de expansión y compresión, a través de la variación de entalpía en el fluido de trabajo.

- La transferencia de calor y los procesos dinámicos del fluido de trabajo son descritos mediante ecuaciones diferenciales ordinarias.
- Los focos caliente y frío son isotermos durante el ciclo, aunque a diferente temperatura de sus paredes respectivas, para que haya transferencia de calor en los mismos. El coeficiente de transferencia de calor se determina mediante correlación empírica (Eichelberg, etc.).

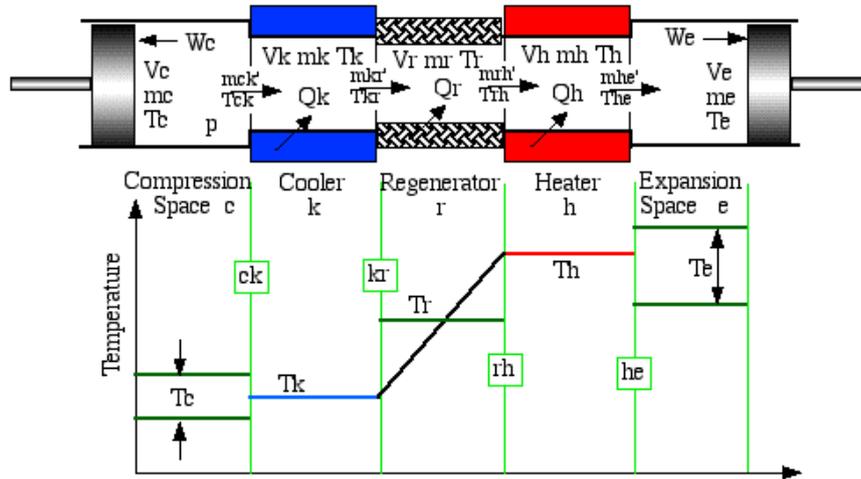


Figura 3.3: Modelo adiabático ideal, distribución de temperaturas por volúmenes.

Fuente: (Urieli y Berchowitz, 1984)

Urieli y Berchowitz desarrollan un nuevo modelo semi-adiabático, cuya diferencia con el adiabático, estriba en asumir pérdidas en los intercambiadores, tal y como se aprecia en la Fig. 3.4. De modo que existe una caída de temperatura entre el volumen de expansión y el calentador, y entre el volumen de compresión y el enfriador, lo que conlleva que la temperatura del fluido de trabajo a lo largo del ciclo tenga mayor variabilidad (Urieli et al., 1984). Dicho método fue contrastado con datos experimentales del motor GPU-3, obteniendo una mejor aproximación que la llevada a cabo en estudios anteriores (Timoumi et al., 2008).

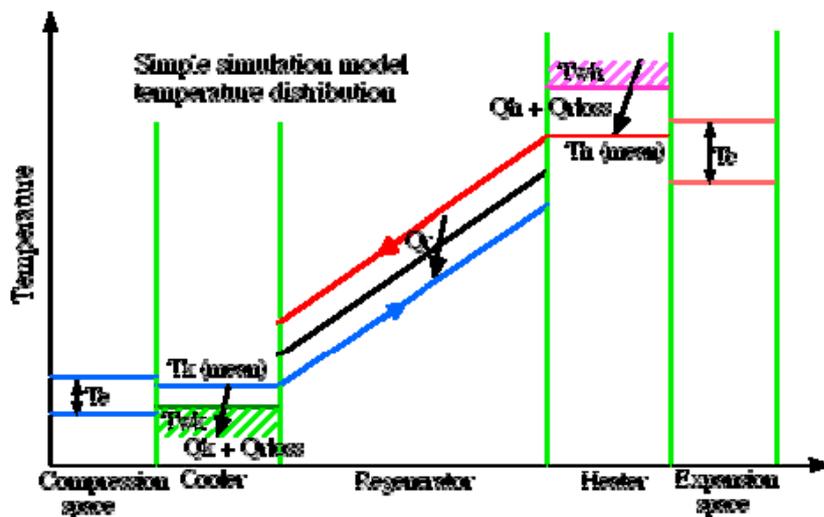


Figura 3.4: Modelo semi-adiabático, distribución de temperaturas por volúmenes.

Fuente: [Urieli y Berchowitz, 1984]

Similares modelos a los de Urieli y Berchowitz fueron puestos en práctica por Granados et al. (2008), Reinalter et al. (2006) y Nepveu et al. (2009) y contrastados mediante el motor Stirling SOLO V161 de 10 kW_e usado en el Proyecto EuroDish.

Para motores de media temperatura (MTD), Tlili et al. (2008) desarrollan un modelo adiabático basado en el de Urieli y Berchowitz, al que denominaron *modelo dinámico* y donde tienen en cuenta pérdidas de calor y caídas de presión en cada componente del motor. Igualmente, Schulz et al. (1996) describen un modelo de segundo orden para simulación de motores Stirling, el cual implementan con el motor Vulleumier. Mahkamov et al. (1999) incluyen las pérdidas hidráulicas y por transferencia de calor, así como las pérdidas mecánicas.

Respecto a motores de bajo salto térmico (LTD) los modelos son más reducidos. Martaj et al. (2007) estudian un motor Stirling tipo gamma, el cual divide en tres espacios isotérmicos en los que aplica la conservación energía, entropía y exergía. Los resultados son similares a los experimentales publicados por H. Roussel en el mismo motor para un régimen de 199 rpm (trabajo igual a $2,89 \cdot 10^{-4}$ J experimental, frente a $2,91 \cdot 10^{-4}$ J calculado). Además, Martaj deduce que la eficiencia térmica y exergética del motor es inversamente proporcional al volumen muerto ocupado por el regenerador.

3.1.2.3. Modelos de Tercer Orden

Estos modelos surgen bajo la premisa de estudiar diferentes procesos, asumiendo que ocurren de forma simultánea en los espacios de trabajo del motor. En el análisis van inmersas las interacciones existentes entre un volumen y su contiguo. Por ello se requiere, que además de aplicar las leyes de conservación de masa y energía, se cumpla la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento.

Finkelstein fue pionero en este tipo de análisis, publicando su método a principio de la década de 1960, posteriormente se revisó y se publicó en Finkelstein (1976). Chen et al. (1983) lo clasifican dentro de los métodos poco rigurosos al desprestigiar los efectos de la energía cinética del gas y por simplificar la ecuación del momento lineal a flujo unidimensional. Sin embargo, el método está validado y fue comercializado para el uso en CDC Computer System.

Otro enfoque del modelo fue el realizado por Tew et al. (1978, 1983), dividiendo el motor en 13 nodos para determinar las propiedades termodinámicas del gas. Sin embargo, al igual que Finkelstein, adoptaron simplificaciones que hicieron que el método fuese poco riguroso. Por ejemplo, no utilizaron la ecuación del momento lineal, asumieron presión constante en los 13 nodos, despreciaron la energía cinética del gas y estudiaron por separado los procesos de presión, transferencia de calor y mezcla de gas. El método se validó con el motor GPU-3, obteniendo resultados de potencia efectiva superiores a los experimentales, para todo el rango de presiones y frecuencias.

Modelos similares a los descritos, clasificados como menos rigurosos, se encuentran publicados en: Vanderbrug (1977), Chiu et al. (1979), Giansante (1980) y Azetsu et al. (1982).

Como modelo de referencia es el publicado por Urieli et al. (1977), en el cual se consideran todas las ecuaciones de conservación, la energía cinética del gas y sus efectos de inercia. Urieli dividió el motor en numerosos volúmenes de control de diferentes tamaños y formas, convirtiendo las ecuaciones diferenciales parciales en un sistema ordinario de ecuaciones diferenciales, exceptuando la variable tiempo. El sistema se resolvió bajo entorno FORTRAN (Formula Translating System), mediante el método Runge-Kutta de cuarto orden, partiendo de una condición inicial estacionaria. El modelo se validó con un test de un motor Stirling operando a tres frecuencias diferentes en la Universidad de Witwatersrand (Sudáfrica) (Berchowitz et al, 1978). La comparación del modelo con los datos experimentales, concluye que éste subestima los valores de transferencia de calor en el calentador y enfriador en un 7% y 13% respectivamente, y en un 40% en la potencia neta de salida.

Shock (1978) desarrolló un modelo de tercer orden similar al de Urieli, pero diferenció la forma de resolver las ecuaciones diferenciales. El modelo se validó con un motor de pistón libre fabricado por Sunpower Inc. para el Departamento de Energía Americano (DOE). Las conclusiones alcanzadas: no existen diferencias sustanciales de presión cíclicas entre las cámaras de expansión y compresión, las temperaturas medias en cada uno de los espacios del motor presentaban diferencias importantes y además, mostró que el flujo másico en ambos extremos del regenerador no era uniforme en determinados puntos del ciclo. Asimismo, el modelo está capacitado para la obtención gráfica en 3D de la potencia efectiva, flujo de calor cíclico y balances energéticos.

Gedeon (1978) describió un proceso de optimización para el desarrollo y mejora del motor de 1 kW de Sunpower Inc. (SP1KE). El análisis difiere respecto a otros autores en dos puntos principales: (1) el fluido de trabajo es dividido en 6 nodos (2 en el regenerador y 4 para el resto de zonas del motor: expansión, compresión, enfriador y calentador); (2) la técnica de integración mediante un método numérico implícito para las ecuaciones de continuidad, energía y momento lineal. Los resultados alcanzados mostraron una variabilidad de $\pm 10\%$ respecto a los datos experimentales.

Además, modelos clasificados como rigurosos, fueron desarrollados por: Chen (1984,1985), Organ (1982a, 1982b), Taylor (1984) y Zacharias (1977).

3.1.2.4. Modelos Característicos

Son dos los modelos a destacar, cuya característica radica en desacoplar una de las ecuaciones de conservación, mientras resuelven de forma simultánea las dos restantes. Organ (1981, 1982) resuelve las ecuaciones de masa y momento simultáneamente, aplicadas un motor Stirling tipo alpha. Asume que la temperatura es función únicamente de la posición (modelo isoterma), tomando valores constantes, tanto en las zonas de expansión (calentador y cilindro)

y compresión (enfriador y cilindro), con una variabilidad lineal en la zona de transición de ambas (regenerador). Sin embargo, la velocidad y la presión dependen, no solo de la posición, sino también del tiempo. Al comparar finalmente los gráficos de potencia neta con los resultados de Schmidt para el mismo motor, se concluye la importancia que tienen los efectos de fricción e inercia del fluido en los parámetros del motor, especialmente a altas revoluciones.

Otro modelo característico fue desarrollado por Larson (1981, 1982), basado en tres variables: densidad, temperatura y velocidad del gas. En este caso, para simplificar los cálculos, Larson desacopla la ecuación del momento lineal de las ecuaciones de masa y energía, despreciando la energía cinética del gas en esta última. El modelo fue validado con los datos experimentales del motor GPU-3, sobreestimando los valores de potencia de salida hasta un 10% para todo el rango de frecuencia estudiado (1000 a 3500 rpm).

3.1.2.5. Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)

Los modelos para el análisis de motores Stirling analizados se fundamentan en: (1) *hipótesis de cálculo*, simplifican y ayudan a alcanzar soluciones analíticas; (2) *análisis dimensional*, permite identificar las variables predominantes, así como la influencia de unas sobre otras; (3) *experimentación*, permite correlacionar un fenómeno para su cálculo posterior analítico. Cualquiera de los tres medios tiene sus ventajas y su aplicabilidad dependiendo del grado de exactitud, tiempo y medios económicos de los que se disponga.

La evolución de la informática permite una nueva técnica de análisis, mediante la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), cuyo objetivo es la resolución de las ecuaciones que rigen el comportamiento de un fluido, haciendo uso de herramientas numéricas, discretizando el dominio de solución espacial y temporal. En el caso del motor Stirling existen publicados en los últimos años estudios multi-dimensionales (multi 3D), sobre el comportamiento del motor como un elemento único, sin diferenciar entre cámaras o componentes.

Recientemente, Chen et al. (2015), presentaron un estudio sobre un motor Stirling de baja temperatura tipo gamma, al que se le aplicó un análisis CFD multi-dimensional para investigar los efectos de determinados parámetros geométricos y de funcionamiento sobre la eficiencia del mismo. Costa et al. (2015), estudiaron el comportamiento térmico de un regenerador construido a base de matrices de hilo tejidas (woven wire matrix), basado en un modelo de porosidad media para correlacionar los fenómenos de transferencia de calor y caída de presión. Salazar et al. (2014) caracterización los fenómenos de transferencia de calor en un motor Stirling tipo beta. Los resultados incluyen contornos de temperatura, velocidad y distribución de flujo de calor.

Otros estudios multidimensionales, centrados en motores Stirling se encuentran en: Ibrahim et al. (2001), Tew et al. (2001), Adolfson et al. (2003), Clearman et al. (2008).

3.2. EVOLUCIÓN DE MOTORES STIRLING SOLARES

Aunque el motor Stirling se patentó en 1816 (Stirling, 1816), las primeras contribuciones al campo del conocimiento sobre el uso de la energía solar, en esta tipología de máquinas, datan de la segunda mitad del siglo XIX (Spencer, 1950; Daniels, 1964; Kongtragool et al., 2003). John Ericsson (1876) construyó en 1872 el primer “motor solar”, mostrado en la Fig. 3.5. Posteriormente, entre 1872 y 1883, fabricó 9 motores solares más, algunos de ellos usando ciclos de vapor y otros ciclos de aire. Sus motores se asemejan a un motor Stirling al utilizar un pistón de potencia y un desplazador. Se alimentan por energía solar mediante un colector parabólico, el cual concentra la energía en la cabeza del pistón desplazador para elevar la temperatura del gas (Finkelstein et al., 2001).

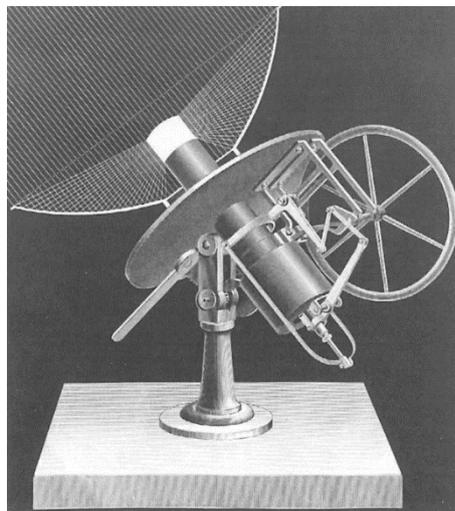


Figura 3.5: Motor solar diseñado por John Ericsson en 1872.
Fuente: (Finkelstein et al., 2001; Ericsson, 1876)

En los resúmenes realizados por Spencer (1950a, 1950b), Meinel et al. (1976) y Reader et al. (1983), se recogen los principales trabajos desarrollados por Ericsson a lo largo de la segunda mitad del siglo XIX. De ellos se concluye que el uso de motores solares en lugares aislados es económicamente viable si la radiación solar disponible es elevada, advirtiendo que su coste es aproximadamente 10 veces más alto que el de un motor de combustión interna convencional.

En Spencer (1989) se resume, cronológicamente hasta el año 1950, la evolución de los motores alimentados mediante energía solar. Su aplicación se basaba principalmente en abastecer de energía mecánica a regiones aisladas y con pobres infraestructuras. Se propusieron aplicaciones novedosas para el uso de la energía solar en motores utilizados para sistemas de bombeo de agua. Por ejemplo, en India en 1876, Adams construyó un gran colector de superficie esférica usando pequeños espejos, el cual sirvió para el bombeo de agua mediante un motor que accionaba una bomba de 1,8 kW. El colector tenía una superficie de 44 m² y la eficiencia global del sistema fue de un 4% (medida a 1000 W/m² de irradiancia solar) (Pytilinski, 1878).

A lo largo del siglo XX son numerosos los autores que desarrollan y trabajan con la idea de implementar el uso del motor Stirling con energía solar. Se conoce la construcción de una instalación en Pasadena (Estados Unidos), en 1901, donde un motor, ubicado en un colector cónico de 10,2 m de diámetro y 65 m² de superficie, era accionado con vapor para bombear agua, alcanzando una potencia máxima de 11,2 kW, a 1,03 MPa de presión, correspondiente a una temperatura de 180°C (McVeigh, 1977). El motor de aire caliente, inventado en 1876 en Philadelphia por A.K. Rider (Rider engine), fue el origen de los motores propuestos por Rinia (1943), como ejemplos de adaptación de la tecnología Stirling a la energía solar. El motor Rider, en 1908, Fig. 3.6, fue propuesto para su uso en una planta solar en Phoenix (Arizona, Estados Unidos). Aunque inicialmente su uso parecía prometedor, unos cálculos elementales mostraron que el área de absorbedor era demasiado pequeña para alcanzar una potencia de salida aceptable (Yellott, 1957).

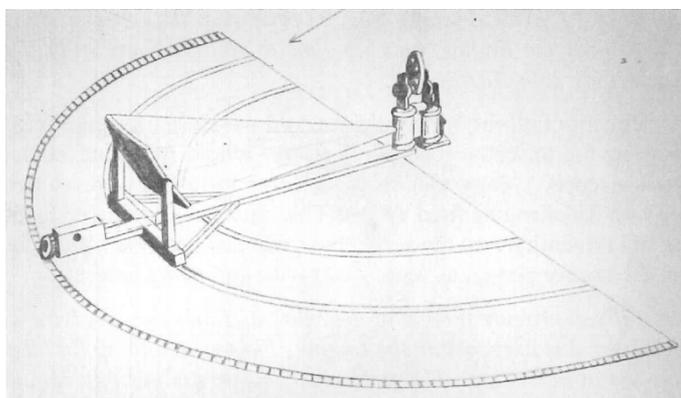


Figura 3.6: Propuesta de uso, en 1908, del motor Rider en la planta solar de Phonix, Arizona (Estados Unidos)
Fuente: (Finkelstein et al., 2001)

En Walpita (1983) se recogen los trabajos de Ghai y Khanna, entre los años 1950 y 1955, en un motor Stirling solar adaptado para su uso en colectores en forma de paraboloide, lo que se define como el origen del sistema Dish Stirling. Numerosos trabajos fueron desarrollados en esa línea, recogidos en Ghai (1955), Jordan et al. (1955) y Jordan (1963). La mayoría de los mismos analizaban la forma de transmitir el calor hacia la cámara de expansión del motor, estudiando las pérdidas por transmisión de calor, incluyendo parámetros constructivos y de operación en sus modelos (Dunn, 1976; Khanna, 1970).

A destacar en el siglo XX, los trabajos basados en motores Stirling, en los que se adapta el cerramiento superior del cilindro de expansión, para la colocación de una ventana de vidrio transparente a la radiación solar más energética (corta longitud de onda). Para ello, se elige el cuarzo como material capaz de soportar las condiciones de presión y temperatura alcanzadas en la cámara de expansión del motor.

El cuarzo posee dos propiedades que lo hacen adecuado para esta función: (1) su *resistencia a la tracción* se incrementa con el aumento de temperatura, a 700°C, supone un 300% respecto al valor a temperatura ambiente, alcanzando su máximo a 900°C aproximadamente. Ambas temperaturas marcan el rango de operación nominal de la zona de expansión del motor Stirling; (2) la *conductividad térmica* del cuarzo fusionado disminuye considerablemente con el aumento de la temperatura, por tanto aunque el cuarzo requiere mayor grosor para una misma resistencia, las pérdidas térmicas son menores que en un cilindro equivalente fabricado en acero.

Además, las propiedades intrínsecas del cuarzo hacen que se comporte de modo transparente a la radiación solar más energética (corta longitud de onda), la cual es concentrada por una lente o espejo (concentrador), traspasando de esta forma la ventana y calentando un absorbedor ubicado en el interior de la cámara de expansión del motor. El absorbedor se fabrica de material refractario capaz de soportar las condiciones de operación de la zona de expansión en la que se ubica. Los modelos desarrollados por Finkelstein et al. (1961), Trayser et al. (1967), Fig. 4.2 e Isshiki (1989), Fig. 1.5, se basan en esta estructura de receptor solar, aunque difieren en la forma y ubicación del absorbedor en el interior del motor.

En las últimas décadas del siglo XX, con el incremento de la demanda energética mundial y la búsqueda de energías alternativas, que minimicen las emisiones de gases de efecto invernadero, se fomentan nuevas fórmulas de generación eléctrica mediante energías renovables. El motor Stirling se incorpora como fuente de energía mecánica dentro de las tecnologías de concentración solar (CSP), en los denominados sistemas Dish Stirling, los cuales se analizan a continuación.

3.3. TECNOLOGÍA DISH STIRLING

Los sistemas Dish Stirling se caracterizan por su modularidad, autonomía y por ser la tecnología termosolar que ha demostrado un rendimiento global más elevado. Andraka et al. (2008) dan la cifra del 31,25% (el día 31 de enero de 2008 a 1000 W/m²), con un sistema de la empresa americana Stirling Energy System (SES). En Mancini et al. (2003) se comparan 5 sistemas, demostrando eficiencias superiores al 20%. Aunque esté garantizado el término eficiencia, la tecnología Dish Stirling es la menos implantada de los sistemas CSP. La experimentación se restringe a determinadas unidades en Estados Unidos y Europa principalmente, donde no existen datos fehacientes de fiabilidad, únicamente cientos o miles de horas acumuladas de ensayo (Stine et al., 1994; Mancini et al., 2003; Nepveu et al., 2008). Sus costes unitarios son los más elevados, y tampoco existe una predicción en la que éstos tiendan a disminuir a corto plazo, ya que puede depender de decisiones puntuales de determinados países industrializados que apuesten por ella. Pese a tales inconvenientes ha habido numerosos proyectos puestos en marcha (CSP-World; Baharoon et al., 2015).

3.3.1. Componentes Dish Stirling.

El sistema está constituido por tres componentes principales: *el concentrador*, *el receptor* y el conjunto *motor Stirling-Alternador*. Además se requieren medios auxiliares de gobierno, tales como el sistema de *seguimiento solar* y los circuitos de *regulación y control*.

3.3.1.1. Concentrador

Su función es interceptar la luz solar sobre su superficie, y reflejarla hacia el punto focal donde se encuentra el receptor. Su área de apertura y acabado superficial son los parámetros decisivos para el cálculo de la radiación solar concentrada. Es el componente de mayor envergadura y volumen, con un coste aproximado del 25% del total (Stine et al., 1994). Se fabrican en forma de paraboloides de revolución con foco puntual, con materiales altamente reflexivos como el aluminio o la plata, depositados sobre cristal o plástico, con valores de reflectividad superiores al 90% (Mancini et al., 2003).

La Ec. 3.5 define matemáticamente la forma del paraboloides, siendo los ejes x e y, los que contienen el plano de apertura del mismo, mientras que el eje z es el eje de simetría, el cual proporciona la distancia focal (d_f), medida desde el vértice (V) hasta su foco, según muestra la Fig. 3.7.

$$x^2 + y^2 = 4 d_f z \tag{Ec. 3.5}$$

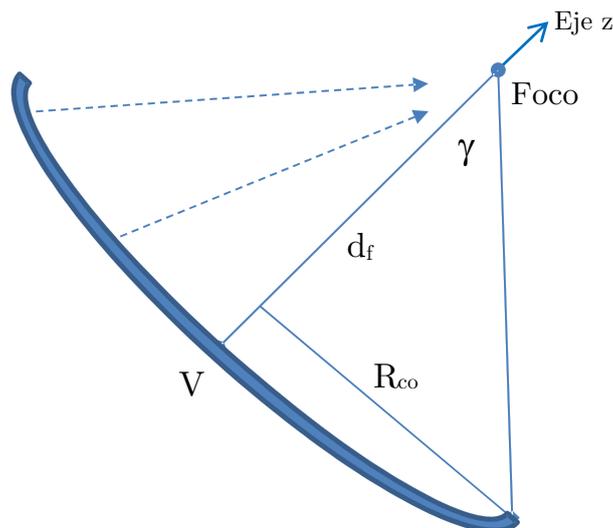


Figura 3.7: Parámetros geométricos de un concentrador solar en forma de paraboloides.

El ángulo de borde γ (*rim angle*) es aquel medido desde el eje de simetría hasta el extremo donde el paraboloide es truncado, Fig. 3.7. Por tanto, la relación d_f/D_{co} , Ec. 3.6, define la forma del paraboloide y la posición de su foco, donde D_{co} es el diámetro del concentrador, medido en el plano de apertura del mismo.

$$d_f / D_{co} = \frac{1}{4 \operatorname{tg} \left(\frac{\gamma}{2} \right)} \quad \text{Ec. 3.6}$$

El valor del ángulo de borde para concentradores tiene un amplio rango de valores. Menor a 10° , en el que el paraboloide se asemeja a una esfera, hasta mayor de 90° . Por ejemplo, un paraboloide con ángulo de borde de 45° tiene una relación $d_f/D_{co} = 0,6$, incrementándose cuando el ángulo de borde disminuye. Por tanto, si el ángulo de borde es pequeño, el paraboloide tiene poca curvatura y distancia focal elevada. En este caso, el receptor estará ubicado lejos de la superficie del concentrador. Por el contrario, mayores ángulos de borde reducen la distancia focal, lo que facilita que la radiación solar alcance la superficie del receptor. Los paraboloides usados en aplicaciones solares adoptan ángulos de borde menores a 50° , con relación d_f/D_{co} de 0,6 (Stine et al., 1994). Según su configuración constructiva se clasifican en tres categorías:

- *Facetados*: conjunto de cristales alineados en forma de paraboloide, Fig. 3.8a. Al estar formado por multitud de cristales, presenta la ventaja de facilitar y mantener buena precisión por su orientación individualizada. Sin embargo, son pesados y costosos.
- *Membrana Tensionada*: para disminuir costes y mediante un proceso de fabricación sencillo, se diseñaron varias unidades basadas en un conjunto de membranas separadas. Se distinguen dos tipologías: de faceta única (Fig. 3.8b) y multifacetado (Fig. 3.8c).

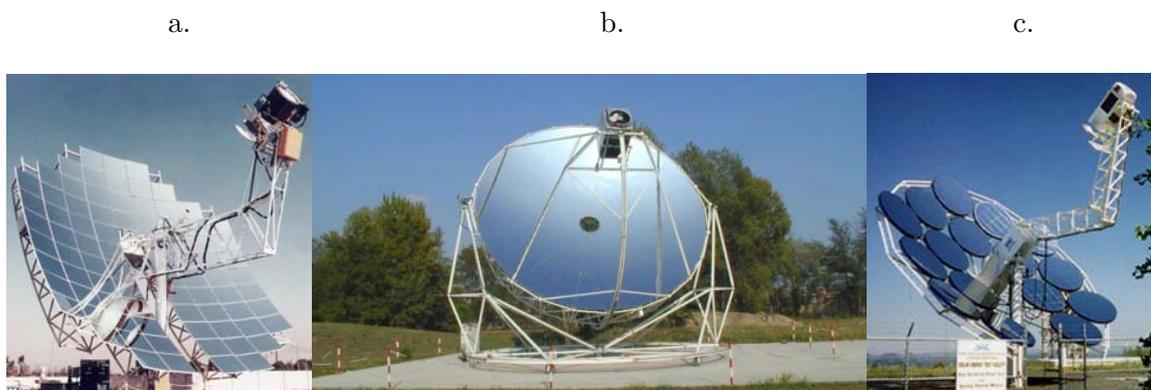


Figura 3.8: a. Facetado (MDAC); b. Membrana Tensionada (SBP); c. Multifacetado (SAIC).

Fuente: a. (López et al., 1992); b. (Baharoon et al., 2015)

3.3.1.2. Estructura y Sistema de Seguimiento.

El sistema debe girar respecto a dos ejes independientes para permanecer paralelo a los rayos solares (ángulo de incidencia nulo, $\theta_i = 0$). Existen dos tipologías de seguidores descritos en Stine et al. (1994): modelo *azimut-elevación* (azel), en el que el concentrador gira, por un lado a través de un eje perpendicular a la superficie de la Tierra (eje azimutal), y por otro, perpendicular a éste (eje de elevación). La segunda modalidad se denomina *seguimiento polar* (ecuatorial), en la que se hace girar al concentrador a través de dos ejes: uno alineado con el eje de rotación de la tierra, a una velocidad de 15°/hora (eje polar), y el segundo perpendicular a al propio concentrador (eje de declinación), con una variación anual de +23,5° a -23,5° (Duffie et al., 1980).

3.3.1.3. Recibidor.

El recibidor es el receptor de la energía solar concentrada e interceptada, cuyo objetivo es transferirla eficientemente hacia el fluido de trabajo del motor. En su diseño se asume la no uniformidad de la radiación solar, así como las elevadas temperaturas alcanzadas (700 - 800°C). Hasta la fecha existen dos tipologías de recibidores experimentados: de tubo *directamente iluminados* (Fig. 3.9a) y de *reflujo* con metal líquido como fluido intermedio portador de calor. Estos últimos se distinguen entre, *calentamiento por tubos* (heat-pipe, Fig. 3.9b) o *por caldera* (pool-boiler). (Diver et al., 1990; Stine et al., 1994).

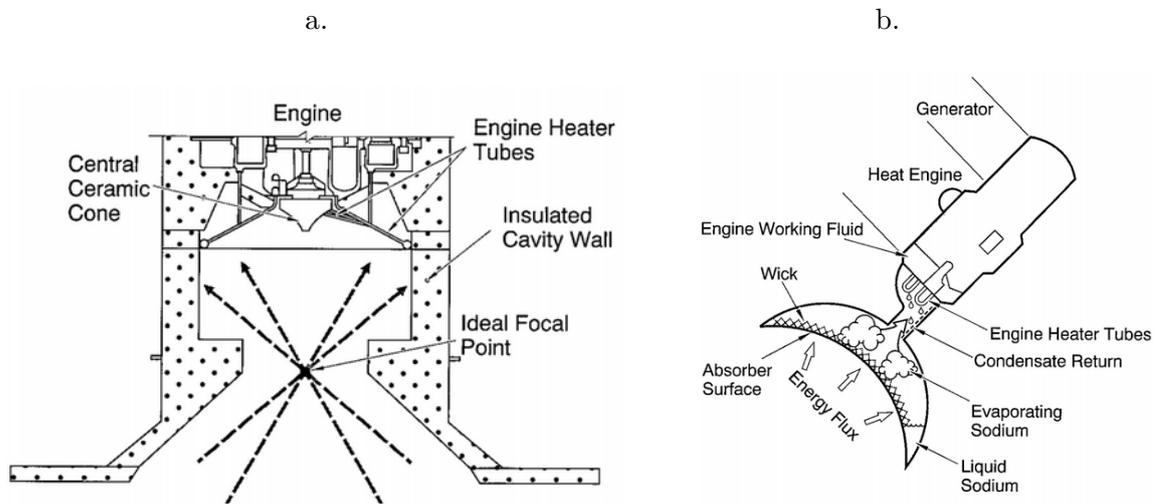


Figura 3.9: Recibidores: a. Directamente iluminado; b. De reflujo mediante tubería caliente.

Fuente: (Stine et al., 1994)

a. Recibidor Directamente Iluminado (DIR)

Es el recibidor utilizado en los primeros diseños Dish Stirling implementados: Advanco Corp. y McDonnell Douglas Corp. (Washom, 1984; Droher et al., 1986). Su adaptación al motor supone modificar la cámara de expansión al incluir un circuito de tuberías (absorbedor), por las que pasa el gas de trabajo del motor. Las condiciones de operación requieren un diseño de recibidor adaptado a las altas presiones del fluido del motor (4 a 20 MPa), así como a la radiación solar altamente concentrada. Además, la no uniformidad de ésta, hace que esta tipología de absorbedor requiera un concentrador muy exacto para minimizar gradientes térmicos en el mismo.

La tipología de recibidor *directamente iluminado* se ha utilizado en los sistemas Dish Stirling pertenecientes al Proyecto Eurodish, con 6 unidades ensayadas en la Plataforma Solar de Almería (España) (Heller et al., 2000). El proyecto incluye más unidades experimentadas en las ciudades de Pforzheim y Stuttgart (Alemania) (Shiel, 1992) y en el Centro Nacional de Investigaciones Científicas Francés (CNRS-PROMES) en su laboratorio de Odeillo (Francia) (Keck et al., 2003; Nepveu et al., 2008).

Las Figs. 3.10a, 3.10b, 3.10c, 3.10d, 3.10e muestran las distintas geometrías de recibidores ensayadas de la tipología DIR, así como el sistema Dish Stirling en el que han sido experimentadas.

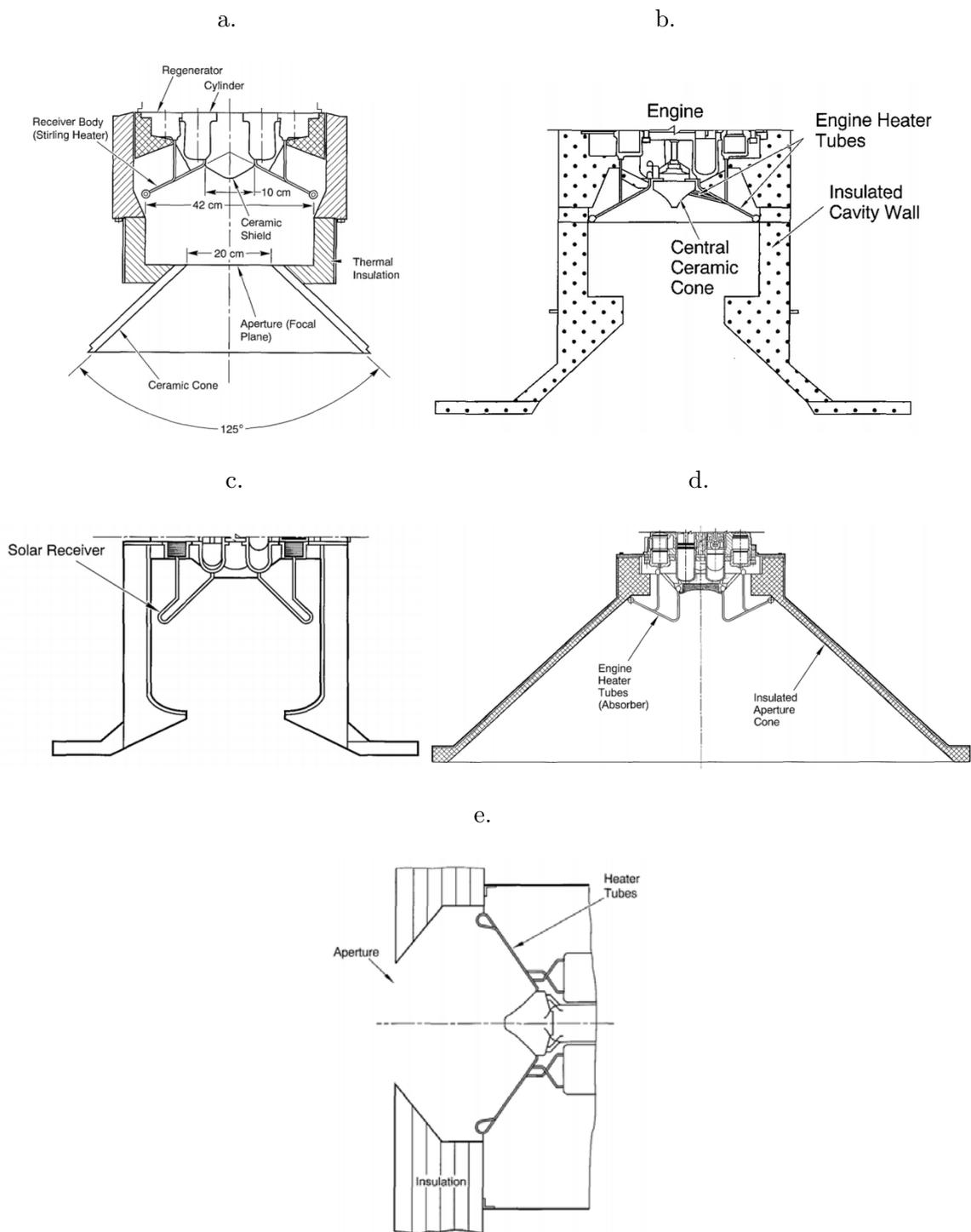


Figura 3.10: Recibidores directamente iluminados experimentados en sistemas Dish Stirling: a. Vanguard I; b. United Stirling 4-95 (Vanguard y MDAC); c. Aisin Seiki Miyako NS30A Island Receiver; d. United Stirling 4-275 (SBP); e. Stirling Thermal Motor 4-120 (STM4-120)

Fuentes: a. (Stine et al., 1994); b. (Droher et al., 1986), (Livingston, 1985), (López et al., 1992), (Washom et al., 1984); c. (Mamose, 1992); d. (Shiel, 1992); e. (Godett, 1993b)

El conjunto motor-alternador (Fig. 3.11a), de 10 kW_e, dispone de un receptor ubicado sobre la cabeza del motor SOLO Stirling V-160 (Fig. 3.11b), con una cavidad cilíndrica de 30 cm de diámetro y 12 cm de profundidad. La radiación solar concentrada entra a través de un hueco de 19 cm de diámetro. El absorbedor, ubicado en el interior, se compone de 78 tubos de 3 mm de diámetro exterior, fabricado de una aleación austenítica de base níquel-cromo (Inconel, Special Metals Corp.), Fig. 3.12b.



Figura 3.11: a. Conjunto Motor Stirling SOLO V-160 y alternador. b. Detalle del conjunto motor y receptor.
Fuente: (Mancini et al., 2003)

Dada la no uniformidad de la luz solar concentrada, como se observa en el mapa de flujo de la Fig. 13a, este tipo de receptores sufren gradientes de temperatura a lo largo de la longitud de sus tubos, especialmente entre su superficie delantera, expuesta directamente a radiación solar, respecto a la trasera. Ello hace que disminuya su eficiencia y se limite su vida útil (Nepveu et al. 2008).

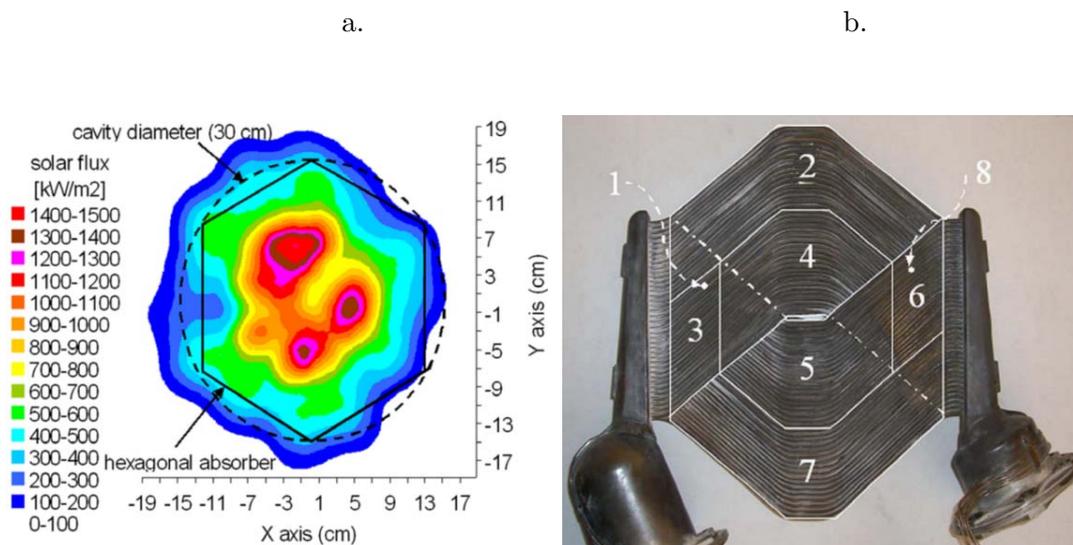


Figura 3.12: a. Mapa de flujo de calor en el absorbedor. b. Geometría y Volúmenes de control del absorbedor.
Fuente: (Nepveu et al., 2008)

En resumen, este receptor es pionero en el uso en sistemas Dish Stirling, consiguiendo niveles de eficiencia elevados (29,4%, Vanguard I), pero han quedado sin resolver determinadas cuestiones técnicas (Diver et al., 1990; Srinivas et al., 2013; Nepveu et al., 2008), tales como:

- Se pone en duda que cumpla el requisito de diseño: 20 años ó 16000 horas de funcionamiento. Además, la presión del fluido es otro parámetro que acorta su vida útil.
- La eficiencia del motor se ve influenciada por el incremento del volumen muerto del intercambiador de expansión. Este incremento se debe a la longitud necesaria de tubos, para dar cabida al flujo de gas e interceptar la máxima radiación solar incidente y evitar gradientes térmicos. Se han medido diferencias de temperatura de 150°C a lo largo de un mismo tubo, 100°C entre cuadrantes y 100°C entre caras de un mismo tubo.
- La eficiencia nunca ha sido calculada de forma exacta, debido a la no uniformidad del flujo solar sobre los tubos.
- Su hibridación no se ha demostrado de una forma satisfactoria.
- Este receptor requiere un buen ajuste y alineación con el concentrador, para evitar diferencias significativas de temperatura. Su uso con concentradores de membrana tensionada (de menor coste) se puede ver comprometido. Además de ser difícilmente ajustables a determinadas tecnologías de motores Stirling.

b. Receptores de Reflujo: de tubería caliente y de caldera

Las dificultades asociadas a la no uniformidad del flujo solar, el objetivo de reducir costes en los requerimientos ópticos del concentrador, así como la idea de alcanzar sistemas híbridos, que admitan el uso de combustibles fósiles (en periodos no soleados), han llevado a la tecnología de receptores al uso de un fluido intermedio portador del calor, específicamente un líquido metálico (sodio y/o potasio). Esta tipología presenta la ventaja de su alta eficiencia térmica al mantener la temperatura del fluido de trabajo del motor muy cercana a la del líquido metálico; y la posibilidad de optimizar tanto receptor, como motor Stirling por separado, al no pertenecer a su propia configuración constructiva.

El fluido portador del calor se vaporiza al entrar en contacto con la superficie del absorbedor, la cual es calentada por la radiación solar concentrada e interceptada. El vapor fluye hacia el calentador (intercambiador de expansión) del motor Stirling, donde se condensa, cediendo su calor latente prácticamente a temperatura constante. El líquido condensado, vuelve por gravedad hacia la superficie del absorbedor y de esta forma se repite el proceso (reflujo).

La forma de transportar el metal líquido hacia el absorbedor define las dos tipologías de recibidores de reflujo: *reflujo por caldera* (pool boiler), si el líquido metálico y la superficie del absorbedor se encuentran en un mismo espacio físico, de modo que el absorbedor se encuentra inmerso en una “piscina” de líquido metálico; *reflujo por tubería caliente* (heat-pipe), si el metal líquido se distribuye a través del absorbedor por fuerzas de capilaridad (y gravedad) en el interior de un absorbente, la transferencia de calor ocurre en la interfase líquido/metal/vapor.

La tipología “pool boiler”, se han experimentado con tres prototipos en el Laboratorio Nacional de Sandia en Albuquerque (Nuevo Méjico). En Moreno et al. (1993a y 1993b) y Andraka et al. (1992) se resumen los datos más relevantes. En la Fig. 3.13, se muestran los modelos ensayados de recibidores de reflujo “pool boiler”.

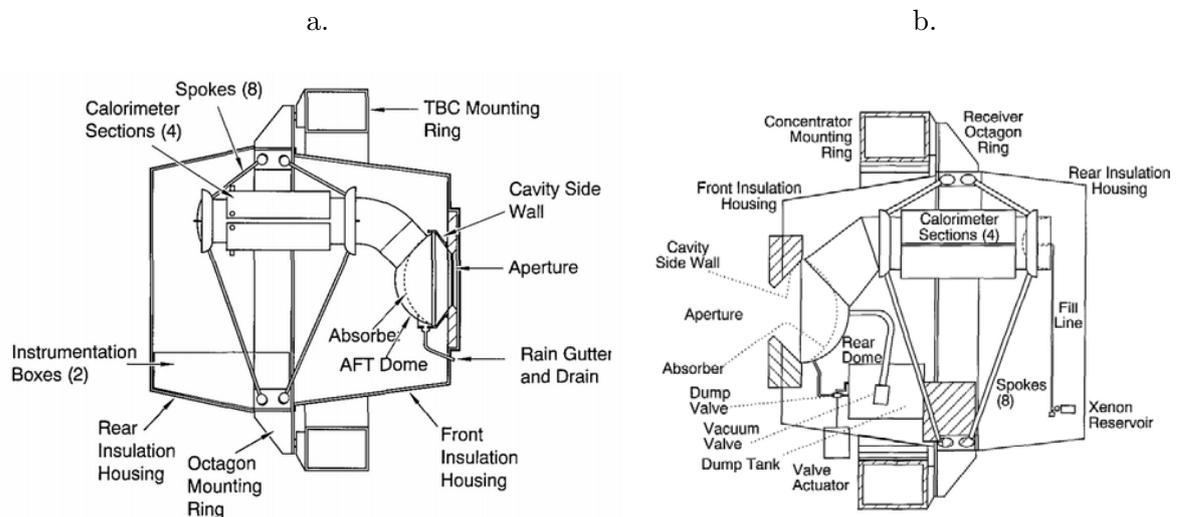


Figura 3.13: Recibidor de reflujo “pool boiler”: a. 1ª generación; b. 2ª generación.

Fuentes: a. (Moreno et al., 1993a y 1993b); b. (Andraka et al., 1992)

La tipología “heat pipe” presenta la ventaja respecto a “pool boiler” de disponer de menor cantidad de fluido portador de calor, por lo que responde más rápidamente ante variaciones de insolación. En Andraka et al. (1993) y Moreno et al. (1993a y 1993b) se resumen sus características, así como los resultados a los ensayos realizados en el Laboratorio Nacional de Sandia (Albuquerque, Nuevo Méjico). En las Figs. 3.14a, 3.14b, 3.14c, 3.14d y 3.14e se muestran las configuraciones constructivas utilizadas para este tipo de recibidor.

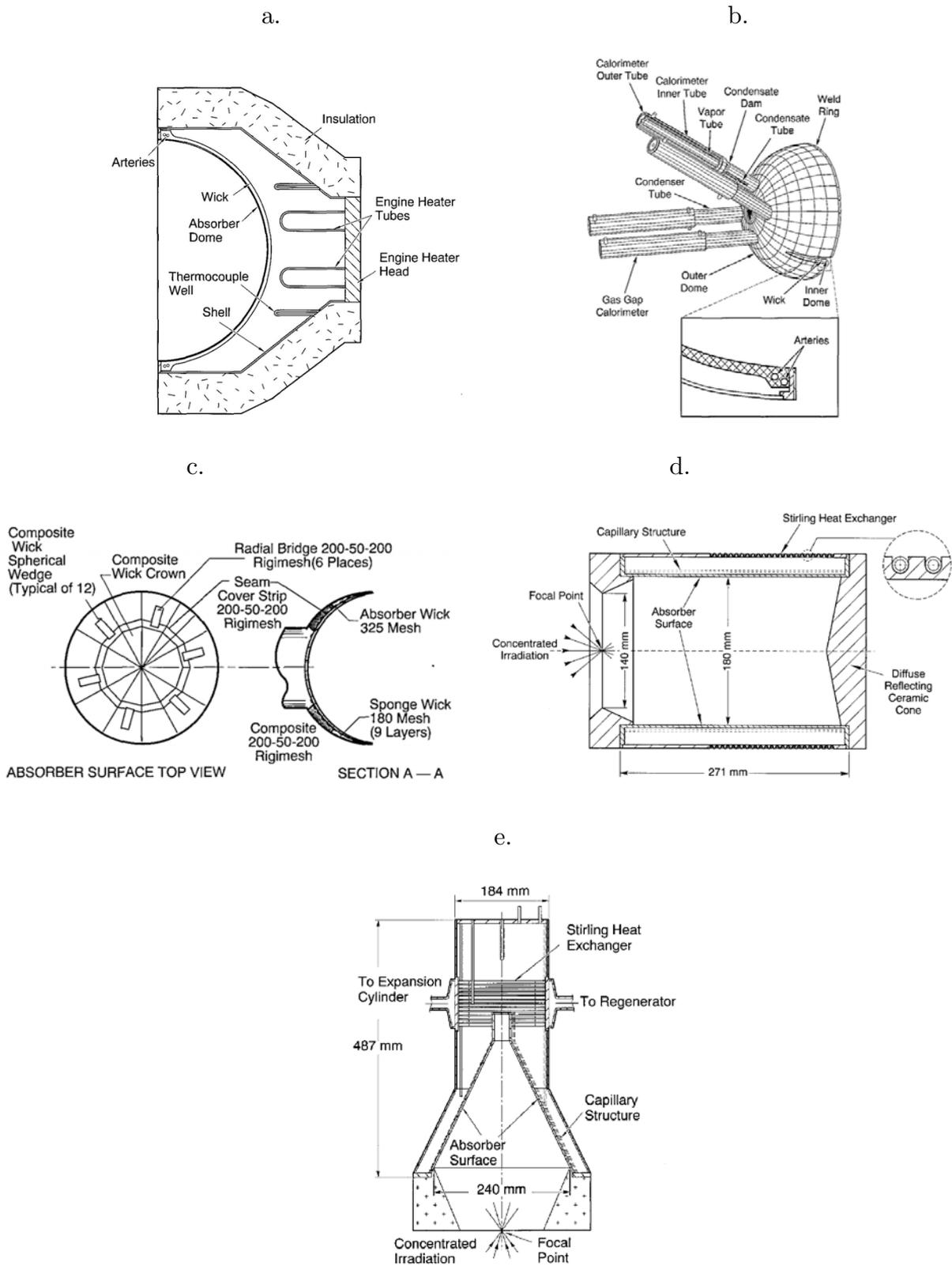


Figura 3.14: Recibidor de Reflujo: a. Cummins/Thermacore 1^a gen. ; b. Cummins/Thermacore 2^a gen.; c. Dynatherm (Cummins Power, 4 kW_e); d. Mod. 2 (DLR); e. Mod. 1 (DLR)

Fuentes: a. (Dussinger, 1991); b. (Andraka et al., 1993); c. (Andraka et al., 1992); d. (Goebel et al., 1993); e. (Laing et al., 1991).

3.3.1.4. Conjunto Convertidor: Motor Stirling-Alternador

El motor, en los sistemas Dish Stirling, convierte el calor en energía mecánica, comprimiendo y expandiendo periódicamente un fluido de trabajo (hidrógeno o helio), que es calentado y enfriado a lo largo de un ciclo. La potencia mecánica aportada por el motor se transforma en potencia eléctrica mediante un alternador. Los motores Stirling en estos sistemas son de alta temperatura (HTD) y alta presión (700 – 800°C en cámara de expansión y hasta 20 MPa). Para la mayoría de los diseños, la potencia es extraída mediante un mecanismo rotativo, Fig. 3.15a, excepto los motores de pistón libre, Fig. 3.15b, que disponen de un alternador lineal.

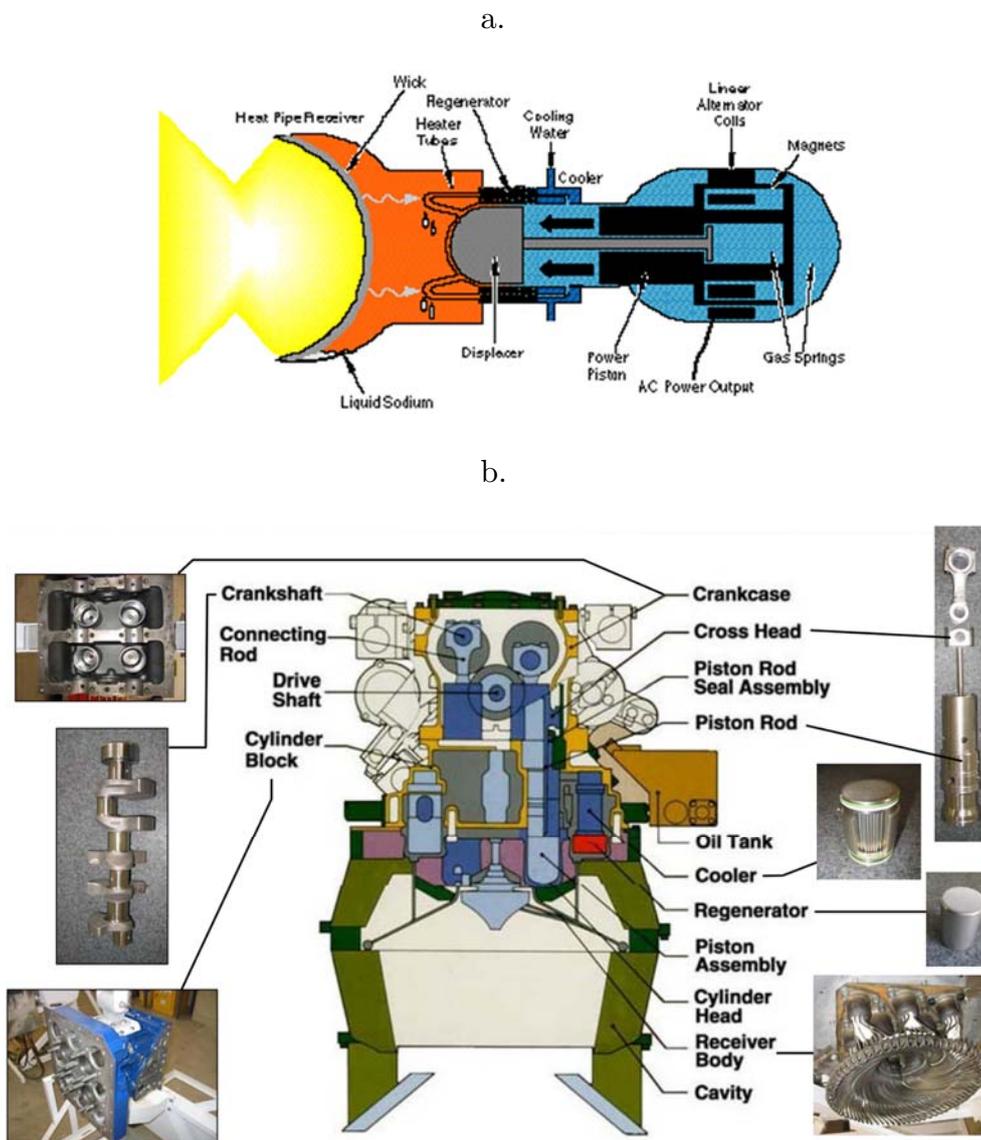


Figura 3.15: a. Motor Stirling de pistón libre con receptor de reflujo “heat pipe”; b. Motor Stirling cinemático con receptor DIR, modelo SES 4-95, 25 kW_e.

Fuente: a. (Sunpower); b. (Washom, 1984)

En la actualidad, los motores Stirling que han sido implementados para su uso en sistemas Dish Stirling son:

- Motores cinemáticos Kockums, previamente United Stirling AB (USAB): 4-95 (25 kW_e - 1800 rpm, Fig. 3.16) y 4-275 (50 kW_e - 1500 rpm; 118 kW_e - 2600 rpm).
- Motor cinemático Aisin Seiki: NS30A (30 kW_e - 1500 rpm; 52 kW_e - 4000 rpm).
- Motor cinemático Stirling Thermal Motors: STM4-120 (25 kW_e - 1800 rpm; 52 kW_e - 4500 rpm).
- Motores cinemáticos Solo Kleinmotoren (previamente United Stirling y Stirling Power System): V160 (9 kW_e - 1500 rpm; 15 kW - 3600 rpm) y V161 (11 kW_e).
- Motor de pistón libre Cummins Power Generation (ahora Sunpower Inc.): 9 kW (a 3600 rpm).

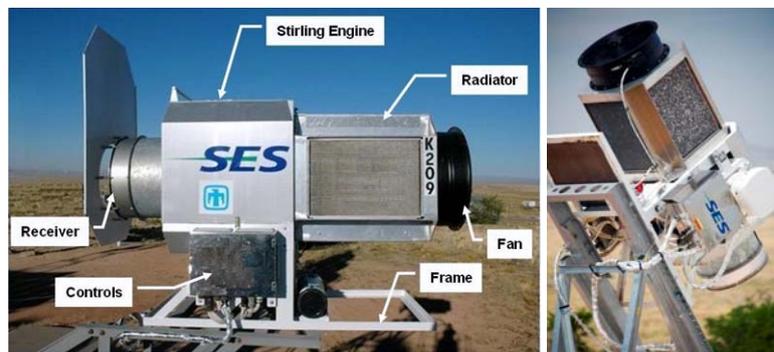


Figura 3.16: Motor Stirling cinemático (SES, 25 kW_e).
Fuente: (Igo et al., 2007)

3.3.2. Revisión de Sistemas Dish-Stirling.

A finales de la década de los 70 y principios de los 80, empresas y entidades tales como, United Stirling AB, Advanco Corporation, McDonnell Douglas Aerospace Corporation (MDAC), NASA's Jet Propulsion Laboratory y el Departamento de Energía Americano (DOE), apostaron por el estudio y desarrollo de la tecnología CSP basada en motores Stirling y micro-turbinas basadas en ciclo de Rankine (Baharoon et al., 2015). Respecto a la tecnología Dish-Stirling, las primeras unidades fueron puestas en funcionamiento entre los años 1984 y 1988, cuyas características principales de cada una se desarrollan a continuación:

- *Avanco's Vanguard System*, Fig. 3.17, desarrollado por Advanco Corporation, fabricó un solo disco que fue puesto en funcionamiento en Rancho Mairage (California) en el desierto de Mojave durante un periodo de 18 meses (desde Febrero de 1984 a Julio de 1985). El concentrador de cristal plateado compuesto por 336 facetas, tenía 11 metros de diámetro y estaba equipado con un receptor directamente iluminado de 20 centímetros de diámetro de apertura, con un motor-generator de 25 kW_e de United Stirling AB (USAB - 4 cilindros) Model 4-95 Mark II, alcanzando el récord del mundo en eficiencia de generación de energía solar a eléctrica en 29,4% (en aquel momento). El gas de trabajo era hidrógeno a una presión media de 20 MPa y una temperatura de 720°C, según Droher et al. (1986) y Washom (1984). El sistema aunque alcanzó un gran rendimiento, tuvo múltiples fallos técnicos en cuanto a deficiencias en el funcionamiento del circuito de lubricación del motor y en los circuitos de control, además de excesivas vibraciones y ruido (Pheng et al., 2014).



Figura 3.17: ADVANCO, Disco Vanguard.
Fuente: (Washom, 1984)

- *McDonnell Douglas Aerospace Corporation (MDAC)*, Fig. 3.18a, en Huntington Beach (California), desarrolló un disco de 25 kW, con un concentrador de cristal plateado compuesto por 82 facetas de 10,57 metros de diámetro y un conjunto receptor-motor-alternador similar al sistema Vanguard. La empresa traspasó los derechos de fabricación y comercialización en 1986 a Southern California Edison Co. (SCE) de Rosemead (California) (López et al., 1992), evaluando la tecnología en Solar One, Barstow (California). Su eficiencia máxima en transformación de energía solar a eléctrica estuvo entre el 29% y 30%. Se construyeron seis unidades de 25 kW, las cuales operaron con distintas compañías eléctricas. Transferida a Boeing, la licencia de la tecnología la posee el consorcio Stirling Energy Systems (SES) desde 1996, que sigue relanzando su aplicación con la denominación del disco SES. El nuevo prototipo ha acumulado más de 25000 horas de operación, según Mancini et al., (2003).
- *Schlaich, Bergermann und Partner (SBP)*, Stuttgart (Alemania), Fig. 3.18b, desarrolló tres unidades denominadas SBP Systems de 50 kW que operaron durante el periodo de 1984 a 1988. Una de ellas es ensayada en Europa y las otras dos en el Centro de Ciencia y Tecnología de Arabia Saudí, junto a Riyadh. La potencia eléctrica neta de salida obtenida fue de 52,5 kW. (Schiel, 2007). El concentrador era de membrana tensionada de cristal plateado sobre acero inoxidable de 17 metros de diámetro con un motor United Stirling 4-275 de 4 cilindros. El fluido de trabajo era hidrógeno a una presión media de 15 MPa y una temperatura de operación de 620°C. El receptor era directamente iluminado. El sistema logró una eficiencia máxima del 23,10% (Keck et al., 1991).

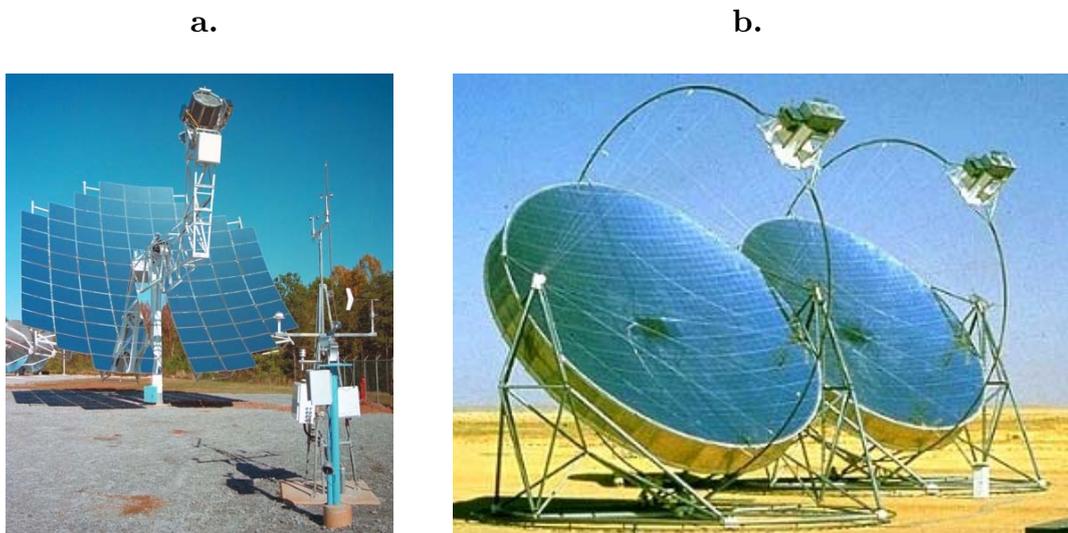


Figura 3.18: a. Sistema McDonnell Douglas; b. Sistema Schlaigh Bergermann und Partner
 Fuente: a. (López et al., 1992); b. (Keck et al., 1991)

En la década de los 90, entre los años 1991 y 1998, a pesar de la estabilización del precio del petróleo se sigue trabajando en la línea de los sistemas Dish Stirling, gracias a la inversión privada de grandes empresas, tales como:

- SBP (Stuttgart), desarrolló 5 unidades de 9 kW en 1991, implantadas 3 de ellas en la Plataforma Solar de Almería (DISTAL I) y dos en Alemania, una en el Campus de la Universidad de Stuttgart y otra en el Centro de Investigación de Energía Solar e Hidrógeno (ZSW). El concentrador era de membrana tensionada de cristal plateado sobre acero inoxidable de 7,5 metros de diámetro con un motor V-160. El fluido de trabajo era hidrógeno a una presión media de 15 MPa y una temperatura de operación de 630°C. El receptor era del tipo directamente iluminado con un diámetro de apertura de 12 centímetros. El sistema logró una eficiencia máxima del 23,3% (Kleih, 1991).
- Cummins Power Generation, Inc. (CPG), de Columbus (Indiana), en 1992 desarrolla un sistema novedoso por ser la primera compañía en utilizar un motor Stirling de pistón libre (free-piston engine) en lugar de uno cinemático, con la idea de minimizar costes y trabajos de mantenimiento (Kubo, 1992). El sistema produjo una potencia eléctrica de 7,5 kW. El concentrador era de membrana tensionada de 7,3 metros de diámetro. El fluido de trabajo era helio a una presión media de 4 MPa y 629°C de temperatura. Fue el primer sistema que no utilizó el receptor directamente iluminado cambiando al de tubería caliente líquido-metal (liquid-metal heat-pipe). La eficiencia global tuvo un máximo del 19% (Dussinger, 1991). Todo ello, fue respaldado por Sandia National Laboratory y National Renewable Laboratory (SolarPaces).
- Aisin Seiki Corporation desarrolló el Sistema NS30A en 1992 bajo el Proyecto de Desarrollo Industrial y Nuevas Energías (NEIDO) del gobierno japonés, ubicados en la isla de Miyako (Japón). El valor de potencia eléctrica en producción fue 8,5 kW. Se desarrollaron 3 unidades con concentradores CPG-460 de membrana tensionada, con motor integrado Aisin Seiki NS30A. El motor es de 4 cilindros con sistema de transmisión swash-plate. El fluido de trabajo era helio a presión media de 14,5 MPa y 683°C de temperatura. El receptor era de tubería directamente iluminada. La gran novedad del sistema, es que incluía un conjunto de baterías de zinc-bromo incorporadas a cada unidad, que aportaban hasta 30 kWh durante las horas no soleadas o periodos nublados. La eficiencia global del sistema no superó el 16% (Stine et al., 1994).
- Stirling Thermal Motors y Detroit Diesel Corporation of Detroit, diseñaron y ensayaron en 1993, en Michigan, el motor Stirling STM4-120. De ahí se llevó al Laboratorio Nacional Sandia, donde fue ensayado con distintos concentradores. El motor Stirling STM4-120 incluía un sistema de desplazamiento variable para controlar la potencia de salida, con un receptor directamente iluminado. El gas de trabajo era helio, a una presión media de 14,5 MPa y 683°C de temperatura. La eficiencia global del sistema dependía del tipo de concentrador utilizado (Beninga, 1997).

- SES desarrolló en 1996 una unidad en Phoenix junto a Tessera Solar North, a la que llamó SunCatcher. La potencia eléctrica del sistema era de 25 kW. El concentrador era facetado de 11,28 metros de diámetro con un motor United Stirling Kinematic, de doble acción. El fluido de trabajo era hidrógeno o helio a presión media de trabajo de 20 MPa and 720°C de temperatura. La eficiencia global del sistema llegó a ser del 30% (Tessera Solar).
- SBP y otros socios europeos desarrollaron EuroDish en 1998. La potencia eléctrica desarrollada era de 10kW (SBP). El concentrador estaba fabricado en una capa de fibra de vidrio reforzada con plástico de 8,5 metros de diámetro, e integrado con un motor SOLO Stirling V161. El gas de trabajo era helio a una presión media de entre 20 - 50 bar y 650°C de temperatura. La eficiencia global del sistema EuroDish estaba entre 22 – 24,5% (Keck et al., 2003).

Durante los años 2000, se consolida la tecnología, el proceso de la curva de aprendizaje se acelera, y la comercialización comienza a ser viable, cabe destacar como sistema autónomo de generación de energía eléctrico mediante motores Stirling el Sistema Infinia:

- Infinia Corporation, desarrolló motores Stirling de pistón libre en 1967, en Ogden (Utah, Estados Unidos). En 2006 y junto a SBP, diseñaron el Sistema PowerDish Infinia, Fig. 3.19a y 3.19b, con potencia de 3,2 kW_e y un concentrador fabricado en paneles de cristal de 4,7 metros de diámetro. El primer prototipo se puso en funcionamiento en 2007. El fluido de trabajo es helio y la eficiencia global del sistema es del 24% (Lovegrove et al., 2003).

a.

b.



Figura 3.19: a. Sistema Infinia PowerDish 3,2 kW; b. Unidad de Conversión de potencia (PCU).

Fuente: (NREL)

- En la Universidad Nacional Australiana, se desarrolla con fines experimentales el Sistema ANU SG4 (Solar Generator 4) en colaboración con Canberra-based Company Wizard Power y con la ayuda económica de AusIndustry Renewable Energy Development Initiative (REDI), Fig. 3.20a. Su construcción fue terminada en 2009 y su puesta en marcha en julio de 2010. El concentrador fabricado en paneles de espejos, supone el concentrador en forma de paraboloide más grande a nivel mundial, con 25 metros de diámetro y un área de apertura de 489 m², con un factor pico de concentración de 14000. La potencia del sistema

es de 50 kW_e. El fluido de trabajo es aire, a una presión media de 5 Mbar y 550°C de temperatura. Simultáneamente, Wizard Power está construyendo 4 unidades piloto en Whyalla (sur de Australia), con el objetivo que pueda ser un sistema comercializable en un futuro próximo (Lovegrove et al., 2011).

- HelioFocus, empresa fundada en 2007, junto con SBP, diseñaron un sistema de bajo coste puesto en marcha en Ness Ziona (Israel). El primer prototipo fue puesto en funcionamiento a mediados de 2011, integrado con una micro turbina de vapor, Fig. 3.20b. El concentrador facetado utiliza 219 espejos curvados en forma de esfera, con una superficie total de 500 m². Por primera vez, el principio de disposición de la tecnología Frenel es aplicada a un concentrador, obteniendo hasta 400 kW_t en el receptor, alcanzado el aire temperaturas hasta 1000°C, con eficiencias pico del 24% (Brehm, 2009).

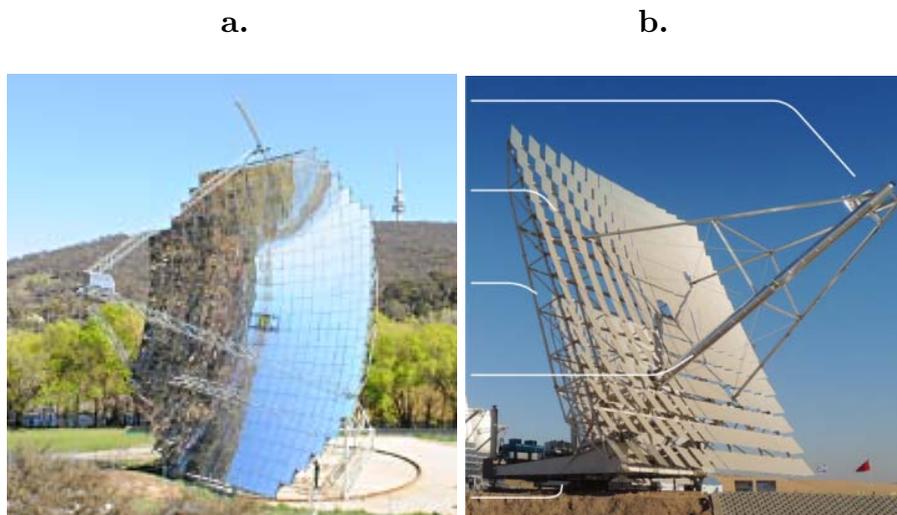


Figura 3.20: a. Sistema ANU SG4 50 kW; b. Sistema HelioFocus 400 kW.

Fuente: a. (www.stg.anu.au); b. (Heliofocus)

En el año 2013 en Tooele (Utah - Estados Unidos), el proyecto *Tooele Army Depot*, con una potencia total instalada de 1,5 MW_e, compuesto por 430 discos Stirling (tecnología PowerDish - Infinia Corp.) de 3,5 kW cada uno (NREL). El proyecto es avalado por el Departamento de Energía de los Estados Unidos (DOE) y tiene como objetivo alcanzar la cifra de coste de 0,06 \$/kWh para el año 2020, combinando el suministro de los discos Stirling con un sistema de almacenamiento térmico. También se puso en marcha un proyecto en el año 2010 promovido por Tessera Solar, denominado *Maricopa Solar Project*, en Peoria (Arizona - Estados Unidos), con una potencia total instalada de 1,5 MW_e, mediante 60 discos Stirling (tecnología Stirling Energy Systems SES de SunCatcher) de 25 kW cada uno. La planta fue desmantelada en septiembre de 2011, habiendo obtenido una eficiencia global del 26% (NREL).

En la actualidad, existen un número reducido de empresas que comercializan la tecnología CSP de disco parabólico: Infinia (adquirida por Qnergy en 2013) ([Qnergy](#)), Cleanergy AB ([Cleanergy](#)), Innova ([Innova](#)), HelioFocus ([Heliofocus](#)). Además, existen las instalaciones en marcha derivadas del proyecto europeo NER300 ([CSP-World](#)):

- HeliosPower: planta a gran escala en Larnaca (Chipre), donde se prevé instalar 16920 unidades Dish Stirling, con una capacidad total de 50,76 MWe.
- Maximus: planta a gran escala en Florina (Grecia), con una previsión de 25160 unidades y una capacidad instalada de 75,3 MWe.

3.4. BIBLIOGRAFÍA

- Adolfson, D. A., Simon, T. W., Ibrahim, M. B., & Gedeon, D. (2003, August). Unsteady Fluid Dynamics Simulation of a Stirling Engine Heater Head. In *Proceedings of the 1st International Energy Conversion Engineering Conference*.
- Andraka, C. E., Moreno, J. B., Diver, R. B., & Moss, T. A. (1992). *Sodium reflux pool-boiler solar receiver on-sun test results* (No. SAND-89-2773). Sandia National Labs, Albuquerque, NM (United States).
- Andraka, C. E., Wolf, D. A., & Diver, R. B. (1992). *Design, fabrication, and testing of a 30 kWt screen-wick heat-pipe solar receiver* (No. 929176). SAE Technical Paper.
- Andraka, C. E., Diver, R., Adkins, D., Rawlinson, S., Cordeiro, P., Dudley, V., & Moss, T. (1993). Testing of Stirling engine solar reflux heat-pipe receivers. *SAE, WARRENDALE, PA (USA)*, 2, 525-533.
- Andraka, C. E., & Powell, M. A. (2008). *Dish stirling development for utility-scale commercialization* (No. SAND2008-0840C). Sandia National Laboratories.
- Azetsu, A., Nakajima, N., & Hirata, M. (1982). Computer simulation model for Stirling engine. *Stirling Engines-Progress Towards Reality*, 57-63.
- Baharoon, D. A., Rahman, H. A., Omar, W. Z. W., & Fadhl, S. O. (2015). Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 41, 996-1027.
- Beninga, K. J. (1997). Solar Power Technologies. *Science Applications International Corporation*. <http://iranscope.ghandchi.com/Anthology/AlternativeEnergy/Beninga.pdf> [Acceso julio 2011].
- Berchowitz, D.M., & Rallis, C.J. (1978). A computer and experimental simulation of Stirling cycle machines. In *13th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference* (Vol. 1, pp. 1730-1738).
- Brehm, P. (2009). Concentrating Solar Power Systems Dish Innovation. *VP, Business Development & Government Relations*.
- Chen, N. C. J., & Griffin, F. P. (1983). *Review of Stirling-engine mathematical models* (No. ORNL/CON-135). Oak Ridge National Lab., TN (USA).
- Chen, W. L., Yang, Y. C., & Salazar, J. L. (2015). A CFD parametric study on the performance of a low-temperature-differential γ -type Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 106, 635-643.

- Chiu, W.S., & Carlson, W.B. (1979, August). Performance of a free-piston Stirling engine for a heat pump application. In *Stirling Engine Session, 14th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*.
- Cleanergy. Disponible en: (<http://cleanergy.com/technology/#why-stirling->). [Acceso: 05.09.2015].
- Clearman, W. M., Cha, J. S., Ghiaasiaan, S. M., & Kirkconnell, C. S. (2008). Anisotropic steady-flow hydrodynamic parameters of microporous media applied to pulse tube and Stirling cryocooler regenerators. *Cryogenics*, 48(3), 112-121.
- Costa, S. C., Barreno, I., Tutar, M., Esnaola, J. A., & Barrutia, H. (2015). The thermal non-equilibrium porous media modelling for CFD study of woven wire matrix of a Stirling regenerator. *Energy Conversion and Management*, 89, 473-483.
- CSP-World. Disponible en: (<http://www.csp-world.com/news/20121219/00675/four-csp-projects-awarded-eu-2033-m-under-ner300-programme>). [Acceso: 10.09.2015]
- Departamento de Energía de los Estados Unidos (DOE). Disponible en: (http://energy.gov/sites/prod/files/2014/02/f7/sunshot_csp_poster_0.pdf). [Acceso: 02.09.2015].
- Diver, R. B., Andraka, C. E., Moreno, J. B., Adkins, D. R., & Moss, T. A. (1990). *Trends in dish-Stirling solar receiver designs* (No. SAND-90-1236C; CONF-900801--10). Sandia National Labs., Albuquerque, NM (USA).
- Diver, R., Andraka, C., Rawlinson, K., Thomas, G., & Goldberg, V. (2001). The advanced dish development system project. *Solar Engineering*, 89-96.
- Diver, R. B., & Andraka, C. E. (2003, January). Integration of the advanced dish development system. In *ASME 2003 International Solar Energy Conference* (pp. 647-656). American Society of Mechanical Engineers.
- Droher, J. J., & Squier, S. E. (1986). *Performance of the Vanguard Solar Dish-Stirling Engine Module. Final report* (No. EPRI-AP-4608). Rockwell International Corp., Canoga Park, CA (USA). Energy Technology Engineering Center.
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (1980). *Solar engineering of thermal processes* (Vol. 3). New York etc.: Wiley.
- Dussinger, P. M. (1991). Design, Fabrication and Test of a Heat Pipe Receiver for the Cummins Power Generation 5 kW Dish Stirling System. *Proceedings of 26th IECEC, Boston, MA*, 5, 171.

- Feurer, B. (1973). Degrees of freedom in the layout of Stirling engines. *Stirling Engines 28 p (SEE N 79-27502 18-37)*.
- Finegold, J. G., & Vanderbrug, T. G. (1977). Stirling Engines for Undersea Vehicles.” *JPL Report*, 5030-63.
- Finkelstein, T. (1960). *Generalized thermodynamic analysis of Stirling engines* (No. 600222). SAE Technical Paper.
- García, D., González, M.A., Prieto, J.I., Herrero, S., López, S., Mesonero, I., & Villasante, C. (2014). Characterization of the power and efficiency of Stirling engine subsystems. *Applied Energy*, 121, 51-63.
- Gedeon, D.R. (1978). The optimization of Stirling cycle machines. In *13th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference* (Vol. 1, pp. 1784-1790).
- Goebel, O., & Laing, D. (1993). Second generation sodium heat pipe receiver for a USAB V-160 Stirling engine: development and on-sun test results. *SAE, WARRENDALE, PA(USA)*., 2, 539-545.
- Granados, F. J. G., Pérez, M. A. S., & Ruiz-Hernández, V. (2008). Thermal model of the EuroDish solar Stirling engine. *Journal of Solar Energy Engineering*, 130(1), 011014.
- Heames, T. J., Uherka, D. J., Zabel, J. C., & Daley, J. G. (1982). *Stirling-engine thermodynamic analysis: an users guide to SEAM1* (No. ANL-82-59). Argonne National Lab., IL (USA).
- Heliofocus. Disponible en: (<http://www.csp-world.com/news/20120515/00223/heliofocus-inaugurates-its-heliobooster-system-be-installed-israel>). [Acceso: 04.09.2015]
- Igo, J., & Andraka, C. E. (2007, January). Solar dish field system model for spacing optimization. In *ASME 2007 Energy Sustainability Conference* (pp. 981-987). American Society of Mechanical Engineers.
- Innova. Disponible en: (<http://www.innova.co.it/eng/catalog/products/trinum.html>). [Acceso: 05.09.2015]
- Kaneff, S. (1991). Solar thermal process heat and electricity generation performance and costs for the ANU Big Dish technology-a comparison with LUZ system costs. In *Report EP-RR-57*. Energy Research Centre, Australian National University.
- Keck, T., Schiel, W., & Benz, R. (1991). Schlaich Bergermann und Partner Stuttgart, FRG. In *Proceedings of the... Intersociety Energy Conversion Engineering Conference* (Vol. 1, p. 317). American Nuclear Society.

- Keck, T., & Schiel, W. (2003, June). EnviroDish and EuroDish System and Status. In *Proceedings of ISES Solar World Congress*.
- Kleih, J. (1991). Dish-Stirling test facility. *Solar energy materials*, 24(1), 231-237.
- Kongtragool, B., & Wongwisets, S. (2003). A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renewable and Sustainable energy reviews*, 7(2), 131-154.
- Kubo, I., & Diver, R. B. (1992). *Development of CPG dish-Stirling systems for remote power applications* (No. SAND-92-2123C; CONF-920938--3). Sandia National Labs, Albuquerque, NM (United States).
- Laing, D., & Goebel, O. (1991). Sodium heat pipe solar receiver for a SPS V-160 Stirling engine-Development, laboratory and on-sun test results. In *IECEC'91; Proceedings of the 26th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Volume 5* (Vol. 5, pp. 363-369).
- Larson, V. H. (1981, August). Characteristic dynamic energy equations for Stirling cycle analysis. In *Proc., Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf. ; (United States)* (Vol. 2, No. CONF-810812-). Cleveland State Univ., Ohio, USA.
- Larson, V. H. (1982, August). Computation techniques and computer programs to analyze Stirling cycle engines using characteristic dynamic energy equations. In *Proc., Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf.; (United States)* (Vol. 4, No. CONF-820814-). Cleveland State University, Cleveland, OH.
- Lee, K., Krepchin, I. P., & Toscano, W. M. (1981, August). Thermodynamic description of an adiabatic second order analysis for Stirling engines. In *Proc., Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf.;(United States)* (Vol. 2, No. CONF-810812-). Foster-Miller Assoc Inc, Waltham, Mass, USA.
- Livingston, F. R. (1985). *Activity and accomplishments in dish/Stirling electric power system development* (No. DOE/JPL/1060-82; JPL-PUB-85-8). Jet Propulsion Lab., Pasadena, CA (USA).
- Lopez, C. W., & Stone, K. W. (1992, April). Design and performance of the Southern California Edison Stirling dish. In *Solar Engineering, Proc. of ASME Int. Solar Energy Conf* (pp. 945-952).
- Lovegrove, K., Taumoefolau, T., Paitoonsurikarn, S., Siangsukone, P., Burgess, G., Luzzi, A., ... & Major, G. (2003, June). Paraboloidal dish solar concentrators for multi-megawatt power generation. In *ISES Solar World Conference, Goteborg, Sweden*.

- Lovegrove, K., Burgess, G., & Pye, J. (2011). A new 500m² paraboloidal dish solar concentrator. *Solar Energy*, 85(4), 620-626.
- Makhkamov, K.K., & Ingham, D.B. (1999). Analysis of the working process and mechanical losses in a Stirling engine for a solar power unit. *Journal of solar energy engineering*, 121(2), 121-127.
- Mahkamov, K. (2004). Stirling Engine Based Micro-Energy Systems. *Micro-Energy Systems*. John Wiley & Sons, 101-144.
- Mancini, T., Heller, P., Butler, B., Osborn, B., Schiel, W., Goldberg, V., & Moreno, J. (2003). Dish-Stirling systems: An overview of development and status. *Journal of Solar Energy Engineering*, 125(2), 135-151.
- Martaj, N., Grosu, L., & Rochelle, P. (2007). Thermodynamic study of a low temperature difference Stirling engine at steady state operation. *International Journal of Thermodynamics*, 10(4), 165.
- Martini, W. R. (1978). *Stirling engine design manual* (No. DOE/NASA/3152-78/1; NASA-CR-135382). Washington Univ., Richland (USA). Joint Center for Graduate Study.
- Martini, W. R. (1980). *Stirling Engine Design Manual*. Martini Engineering.
- McVeigh, J. (1977). *Sun Power: By JC McVeigh*.
- Momose, Y. (1992). *U.S. Patent No. 5,088,284*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- Moreno, J. B., Andraka, C. E., & Moss, T. A. (1992). *Boiling behavior of sodium-potassium alloy in a bench-scale solar receiver* (No. 929178). SAE Technical Paper.
- Moreno, J. B., Andraka, C. E., Moss, T. A., Cordeiro, P. G., Dudley, V. E., & Rawlinson, K. S. (1993). *First on-sun test of NaK-78 pool-boiler solar receiver* (No. SAND-93-1207C; CONF-930804--5). Sandia National Labs, Albuquerque, NM (United States).
- Moreno, J.B., Andraka, C.E., & Moss, T.A. (1992). Boiling behavior of sodium-potassium solar receiver. In *Proceedings of 27th IECEC* (Vol. 5, pp. 201-208).
- NREL, National Renewable Energy Laboratory. Disponible en: (http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project_detail.cfm/projectID=265). [Acceso 02.09.2015]
- Organ, A.J. (1981). Gas dynamics of the temperature-determined Stirling cycle. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 23 (4), 207-216.

- Organ, A.J. (1982, March). Gas Dynamics of Stirling Cycle Machines. In *Mech. E Conference Publications* (Vol. 2).
- Organ, A.J. (1997). *The regenerator and the Stirling engine*. Wiley.
- Organ, A.J. (2013). *Stirling Cycle Engines: Inner Workings and Design*. John Wiley & Sons.
- Pheng, L. G., Affandi, R., Ab Ghani, M. R., Gan, C. K., Jano, Z., & Sutikno, T. (2014). A Review of Parabolic Dish-Stirling Engine System Based on Concentrating Solar Power. *TELKOMNIKA (Telecommunication Computing Electronics and Control)*, 12(4), 1142-1152.
- Prieto, J. I., Fano, J., González, C., González, M. A., & Diaz, R. (1997). Preliminary design of the kinematic Stirling engine using dynamic similarity and quasi-static simulation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 211(3), 229-238.
- Prieto, J.I., González, M.A., González, C., & Fano, J. (2000). A new equation representing the performance of kinematic Stirling engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 214(3), 449-464.
- Prieto, J. I., & Stefanovskiy, A. B. (2003). Dimensional analysis of leakage and mechanical power losses of kinematic Stirling engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 217(8), 917-934.
- PSA, Plataforma Solar de Almería. Disponible en: (<https://www.psa.es/webesp/instalaciones/discos.php>). [Acceso: 25.08.2015]
- Pytilinski, J.T. (1978). Solar energy installations for pumping irrigation water. *Solar Energy*, 21(4), 255-262.
- Qnergy. Disponible en: (<http://www.qnergy.com/>). [Acceso: 10.09.2015]
- Reader, G.T., & Hooper, C. (1983). *Stirling Engines*, E. & FN Spon.
- Reinalter, W., Ulmer, S., Heller, P., Rauch, T., Gineste, J. M., Ferriere, A., & Nepveu, F. (2008). Detailed Performance Analysis of a 10kW Dish/Stirling System. *Journal of Solar Energy Engineering*, 130(1), 011013.
- Rios, P. A. (1969). An Analytical and experimental investigation of the Stirling cycle. *3c.: Thesis, Massachusetts Institute of Technology*.
- Sala, F., Invernizzi, C., Garcia, D., Gonzalez, M.A., & Prieto, J.I. (2015). Preliminary design criteria of Stirling engines taking into account real gas effects. *Applied Thermal Engineering*, 89, 978-989.

- Schiel, W. (2007). "Dish Stirling Activities at Schlaich Bergermann und Partner". SBP. In *Workshop at NREL March* (Vol. 7, p. 2007).
- Schmidt, G. (1871). Classical analysis of operation of Stirling engine. *A report published in German Engineering Union (Original German)*, 15, 1-12.
- Schock, A. (1978). Stirling engine nodal analysis program. *Journal of Energy*, 2(6), 354-362.
- Senft, J.R. (1982). A simple derivation of the generalized Beale number. In *IECEC'82; Proceedings of the Seventeenth Intersociety Energy Conversion Engineering Conference* (Vol. 1, pp. 1652-1655).
- Senft, J.R. (1993). *Ringbom stirling engines*. Oxford University Press, USA.
- Senft, J.R. (1998). Theoretical limits on the performance of Stirling engines. *International journal of energy research*, 22(11), 991-1000.
- Shoureshi, R. (1982). Simple models for analysis and design of practical Stirling engines. *IECEC'82*, 1647-1651.
- Schulz, S., & Schwendig, F. (1996). A general simulation model for Stirling cycles. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 118(1), 1-7.
- Spencer, L.C. (1989). A comprehensive review of small solar-powered heat engines: Part I. A history of solar-powered devices up to 1950. *Solar Energy*, 43(4), 191-196.
- Srinivas, T., Reddy, B. V., Natarajan, R., & Sriram, S. (2013, April). Thermodynamic and heat transfer studies on solar Stirling engine. In *Energy Efficient Technologies for Sustainability (ICEETS), 2013 International Conference on* (pp. 7-13). IEEE.
- Stine, W. B., & Diver, R. B. (1994). *A compendium of solar dish/Stirling technology* (No. SAND93-7026). Sandia national labs albuquerque nm.
- Tew, R. C., Zhang, Z., Gedeon, D., & Simon, T. W. (2001). *CFD modeling of free-piston Stirling engines*. National Aeronautics and Space Administration, Glenn Research Center.
- Urieli, I., Rallis, C. J., & Berchowitz, D. M. (1977). Computer simulation of Stirling cycle machines. In *12th intersociety energy conversion engineering conference* (Vol. 1, pp. 1512-1521).
- Urieli, I., & Berchowitz, D. M. (1984). *Stirling cycle engine analysis*. Taylor & Francis.
- Walker, G. (1979). Elementary design guidelines for Stirling engines. In *Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 14 th, Boston, Mass* (pp. 1066-1068).
- Walker, G. (1980). *Stirling engines*.

Washom, B. (1984, August). Parabolic dish Stirling module development and test results. In *Proc., Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf.; (United States)* (Vol.3, No.CONF-840804-). Advanco Corporation, Rancho Mirage, California.

West, C. D. (1981, August). Theoretical basis for the Beale number. In *Proc., Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf.;(United States)* (Vol. 2, No. CONF-810812-). Westware Co, Oliver Springs, Tenn, USA.

Zarinchang, J. (1975, January). SOME CONSIDERATIONS ON DESIGN OF STIRLING ENGINE. In *IEEE TRANSACTIONS ON AEROSPACE AND ELECTRONIC SYSTEMS* (Vol. 11, No. 5, pp. 955-955). 345 E 47TH ST, NEW YORK, NY 10017-2394: IEEE-INST ELECTRICAL ELECTRONICS ENGINEERS INC.

Zhang, Z., & Ibrahim, M. (2004, August). Development of CFD model for Stirling engine and its components. In *2nd International Energy Conversion Engineering Conference* (Vol. 2, pp. 1285-1295).

CAPÍTULO 4:

CARACTERIZACIÓN NUMÉRICA DE ABSORBEDORES INTERNOS.

En este capítulo se analizan los procesos de transferencia de calor que ocurren en el foco caliente de un motor Stirling tipo Beta, dispuesto con un receptor compuesto por una ventana de cuarzo transparente, con absorbedor interno, para su aplicación en sistemas Dish Stirling. Se estudian comparativamente dos tipologías de absorbedores internos, y se caracteriza, de forma minuciosa, la más eficiente de ellas. Finalmente, se exponen los resultados alcanzados y se contrastan con otros tipos de receptores ya implementados.

Índice Capítulo 4

4.1. INTRODUCCIÓN	89
4.2. DISEÑO DEL MOTOR STIRLING SOLAR	93
4.2.1. Elementos Constructivos del Motor	94
4.2.2. Parámetros de Funcionamiento del Motor	97
4.2.3. Parámetros Adimensionales del Motor	100
4.3. ENERGÍA SOLAR APORTADA	101
4.3.1. Radiación Térmica: Distribución Espectral	101
4.3.2. Modelo de Estimación Solar de Hottel	103
4.3.3. Software de Cálculo: Radiación y Geometría Solar	105
4.4. ANÁLISIS TÉRMICO DE ABSORBEDORES INTERNOS	107
4.4.1. Absorbedor Interno por Superficies Interiores	108
4.4.1.1. Balance Energético: Flujo de Calor Aportado al Motor	108
4.4.1.2. Análisis Numérico de Primer Orden: Método de Schmidt	117
4.4.1.3. Balance Energético: Ventana de Cuarzo	124
4.4.1.4. Resultados y Discusión	127
4.4.2. Absorbedor Interno por Pantalla Porosa	132
4.4.2.1. Balance Energético: Flujo de Calor Aportado al Motor	133
4.4.2.2. Resultados y Discusión	138
4.4.3. Análisis Comparativo de Absorbedores Internos	140
4.4.4. Conclusiones	145

4.5. CARACTERIZACIÓN DEL ABSORBEDOR INTERNO POR PANTALLA POROSA	146
4.5.1. Parámetros Geométricos	146
4.5.2. Parámetros Termofísicos	148
4.5.3. Parámetros de Operación	150
4.5.4. Parámetros Adimensionales	160
4.5.5. Balance Energético en la Pantalla Porosa	162
4.5.5.1. Ecuaciones de Gobierno	163
4.5.5.2. Tipología de Matrices	166
4.5.5.3. Modelo de Transferencia de Calor	166
4.5.5.4. Modelo de Caída de Presión	168
4.5.6. Resultados y Discusión	170
4.5.6.1. Proceso de Transferencia de Calor	172
4.5.6.2. Proceso de Caída de Presión	177
4.5.6.3. Criterio de Eficiencia sobre las Geometrías Analizadas	181
4.5.6.4. Análisis de la Geometría Óptima	182
4.5.7. Análisis Numérico (CFD) en Pantalla Porosa	188
4.5.8. Conclusiones	193
4.6. BIBLIOGRAFÍA	194

4.1. INTRODUCCIÓN

La revisión realizada sobre la tecnología CSP basada en los sistemas Dish Stirling pone de manifiesto que se han construido al menos 8 sistemas en los últimos 30 años, en el rango de 2 a 50 kW, por empresas de Estados Unidos, Alemania, Japón y Rusia (Baharoon et al, 2015), los cuales han sido ensayados en diferentes puntos geográficos y examinados de forma minuciosa. Mancini et al. (2003), desarrollan un extenso resumen de los 5 más representativos, atendiendo a sus componentes constructivos y parámetros de funcionamiento. Los sistemas estudiados son: *Schlaich Bergermann und Partner* (SBP) (Heller et al., 2000), *Science Applications International Corp.* (SAIC/STM) (Beninga et al., 1997; Mancini, 2001), *Stirling Energy System* (SES) (Stone et al., 2001a y 2001b), “WGAssociates” Advanced Dish Development System (WGA-1 y WGA-2) (Diver et al., 1999a y 1999b; Diver et al., 2001).

Mancini et al. (2003) argumentan que el componente clave de la cadena energética es el *recibidor*, encargado de convertir la energía solar concentrada en calor y transferirla a su vez, al fluido de trabajo del motor. La Fig. 4.1 muestra que de la energía que alcanza el recibidor, respecto a la proporcionada por el motor Stirling, se pierde aproximadamente 2/3 de la misma, en el caso específico del sistema SBP. En el resto de sistemas analizados en Mancini et al. (2003), los flujos energéticos siguen tendencias similares.

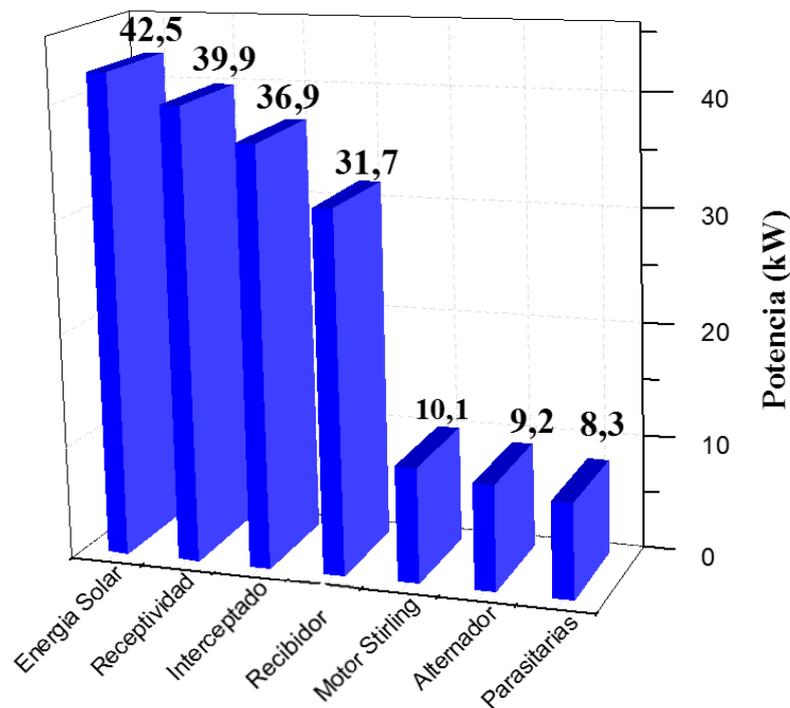


Figura 4.1: Cadena Energética en el Sistema SBP.

Fuente: (Mancini et al., 2003)

La Fig. 4.1 representa un diagrama de barras de la eficiencia de cada componente del sistema SBP, mostrando cómo la potencia fluye a través del mismo. La tecnología SBP ha sido experimentada en la Plataforma Solar de Almería (España) durante casi 1000 horas, alcanzado los valores mostrados para un nivel de irradiancia de 800 W/m^2 (Heller et al., 2000). La primera barra vertical muestra la cantidad total de energía solar sobre el disco, es decir, la energía que incide sobre el concentrador (42,5 kW), mientras que el resto de barras van mostrando, de forma sucesiva, las pérdidas asociadas según la secuencia de transformación de energía solar a potencia eléctrica: la reflectividad del material de acabado del concentrador, radiación solar directa reflejada que es interceptada, absorción de radiación solar por el receptor, conversión de calor a energía mecánica por el motor Stirling, eficiencia del alternador y por lo último, las pérdidas parasitarias por requerimientos de potencia, para los sistemas auxiliares de gobierno el funcionamiento del sistema (refrigeración, seguimiento, etc.).

Como se ha detallado en el Cap. 3, los receptores más ampliamente utilizados son los denominados *directamente iluminados*, y en menor medida los de *reflujo*, según se ha resumido en la Tabla 3.1 (Stine et al., 1994). Ambas tipologías basan su funcionamiento en utilizar un medio externo al motor para transmitir la energía térmica incidente (radiación solar), a la zona interior del mismo. En ambos casos, el componente que absorbe el calor procedente del concentrador permanece en la parte externa del motor.

Finkelstein y Organ (2001), mencionan la existencia de un motor Stirling alimentado por energía solar basado en un receptor con absorbedor interno, denominado en la década de los 60: "*the internally focusing Stirling engine*" (Finkelstein y Eibling, 1961), donde la luz solar concentrada atraviesa una ventana de cuarzo y calienta un absorbedor poroso. De esta forma, se elimina el intercambiador de calor de la zona de expansión, reduciendo el volumen muerto del motor ($V_{dx} = 0$).

Trayser y Eibling (1967) desarrollaron un modelo de motor Stirling solar de 50 W, dotado de un receptor compuesto por una ventana de cuarzo y un absorbedor interno sobre la cabeza del pistón desplazador, como se muestra en la Fig. 4.2, donde concluyeron que la configuración del motor era factible para la aplicación prevista. El estudio incluyó la determinación analítica de sus características termodinámicas, rendimiento, posibilidad de configuraciones alternativas y la predicción de las características del diseño propuesto. Sin embargo, las dificultades técnicas relativas a lubricación de rodamientos, sellado de juntas y arranque no llegaron a resolverse completamente.

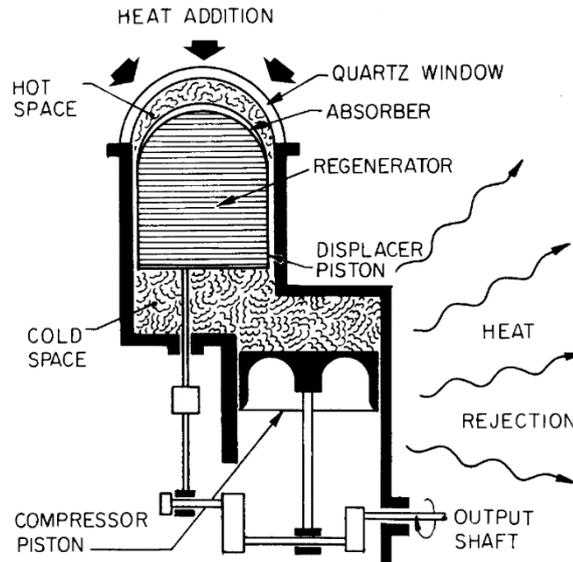


Figura 4.2: Modelo de motor Stirling solar con absorbedor interno.

Fuente: (Trayser et al., 1967)

De forma similar, Isshiki (1989), propuso integrar el recibidor como parte constructiva del propio motor, presentando dos tipologías de cerramiento del motor por su cámara de expansión. La primera utiliza las propias superficies internas de la cámara de expansión del motor, como elementos radiantes que ayuden a elevar la temperatura del fluido de trabajo, según muestra la Fig. 4.3a. La segunda configuración, mostrada en la Fig. 4.3b, adhiere al cerramiento superior una pantalla de material con alta capacidad térmica volumétrica, elevada superficie de contacto y porosidad, con el objetivo de maximizar la transferencia de calor hacia el fluido de trabajo a su paso por la misma, con la mínima pérdida de presión.

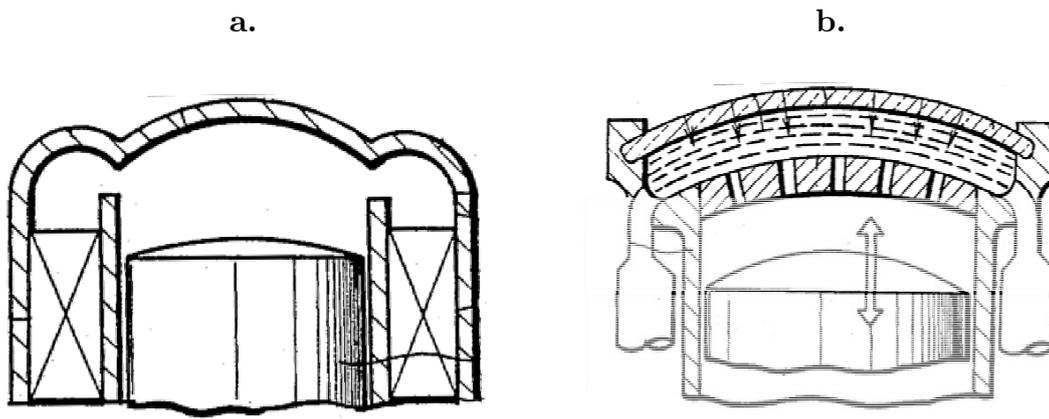


Figura 4.3: a. Absorbedor por superficies interiores; b. Absorbedor por pantalla porosa.

Fuente: (Isshiki, 1989)

La Fig. 4.3a representa la cámara de expansión del motor Stirling tipo Beta patentado por Isshiki (1989). En su parte superior se encuentra una ventana transparente de cuarzo (16), que permite el aporte directo de energía solar (4) para el calentamiento del fluido de trabajo, sin necesidad de un quemador externo o un intercambiador de expansión. De esta forma, el gas se calienta mediante el contacto con las superficies interiores del motor, las cuales absorben la energía que atraviesa la citada ventana de cuarzo. Así mismo, existe un espacio anular (16b), donde se encuentra el regenerador (14), el cual es atravesado por el fluido de trabajo. El pistón desplazador (10) se ubica en la parte alta del cilindro, definiendo su movimiento alternativo el volumen disponible en la cámara de expansión (6).

La Fig. 4.3b muestra una variante del motor Stirling tipo Beta de Isshiki (1989), introduciendo en la zona del receptor una pantalla porosa (21) junto al cerramiento superior del cilindro. El fluido de trabajo, al atravesar unas aperturas (17) dispuestas en la parte superior de la cámara de expansión (6), atraviesa la citada pantalla en su trayectoria hacia el espacio anular (20) donde encuentra al regenerador (14). La invención radica en el modo en el que el fluido de trabajo absorbe el calor de la fuente externa, donde la radiación solar "inyectada" (4) a través de la ventana transparente, calienta al material absorbedor alojado en el interior del propio motor.

En este capítulo se realiza la caracterización numérica de los procesos de transferencia de calor que tienen lugar al integrar el receptor como parte constructiva del motor. Para ello, se coloca en la parte superior del cilindro un cerramiento transparente a la radiación solar de corta longitud de onda (ventana de cuarzo), de forma que ésta incida directamente sobre la cámara de expansión del motor. Como elemento de transmisión directa de calor al fluido de trabajo, se utiliza un absorbedor interno.

Para llevar a cabo el estudio de los procesos de transferencia de calor y poder estimar la potencia neta aportada por el motor Stirling, es necesario conocer sus características constructivas, en cuanto a distancias, superficies, volúmenes, materiales, fluido de trabajo, etc. Para ello, se diseña un motor de la misma tipología constructiva (tipo Beta) que el patentado por Isshiki (1989), tal y como se desarrolla en el Apdo. 4.2.

4.2. DISEÑO DEL MOTOR STIRLING SOLAR

Con el objetivo de poder aplicar los análisis numéricos llevados a cabo en este estudio, se diseñó un motor Stirling para su implementación en aplicaciones solares, basado en parámetros geométricos y constructivos del motor desarrollado en los años 60 por la compañía americana General Motors, denominado *Ground Power Unit 3*, comúnmente conocido por GPU-3 (Martini, 1983). La justificación para proponer dicho motor como base del diseño es la cuantiosa información publicada relativa a sus parámetros, tanto geométricos como de funcionamiento. Por ejemplo, en Tlili (2012) y en Timoumi et al. (2008) se realizan estudios sobre sus parámetros con el objetivo de optimizar su eficiencia. El motor original, mostrado en la Fig. 4.4, fue experimentado por la NASA en su Centro de Investigación en Lewis Field, Ohio (Estados Unidos). El objetivo era investigar un medio eficiente para la generación de energía eléctrica, buscando un proceso silencioso y no contaminante.

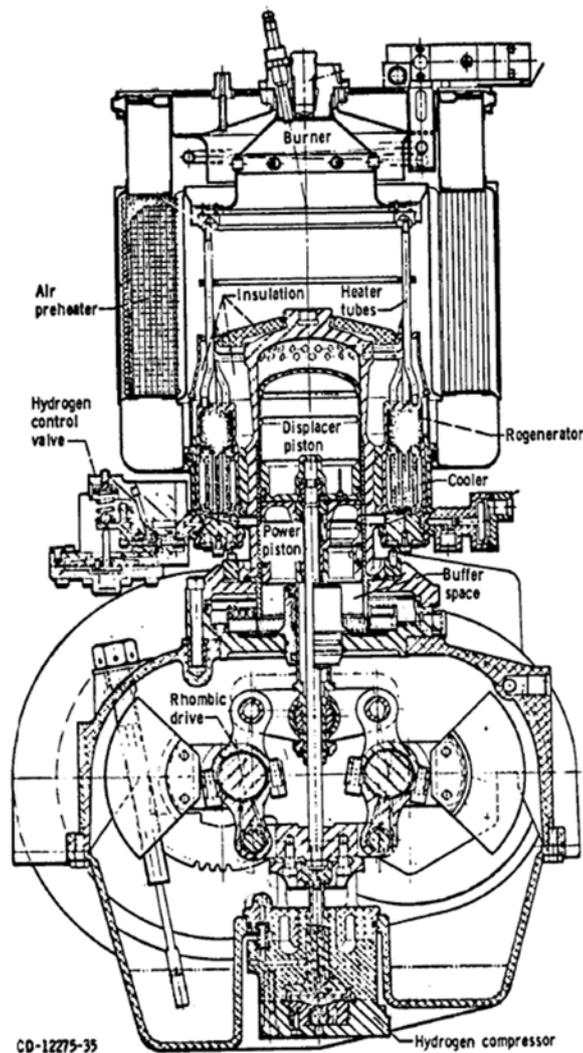


Figura 4.4: Motor Stirling GPU-3.

Fuente: (Martini, 1983)

4.2.1. Elementos Constructivos del Motor

En el diseño del motor se realizan modificaciones al modelo original (GPU-3) para su adaptación a la tecnología solar Dish Stirling. Se elimina la parte correspondiente al intercambiador de expansión, lo que supone una ventaja importante al reducir el volumen muerto global del motor en $80,8 \text{ cm}^3$. Además, se modifica el mecanismo de transmisión, eliminando el sistema rómbico por un sistema biela manivela convencional, de esta forma se garantiza el movimiento sinusoidal de los pistones. Y por último, se modifica la parte superior del cilindro para la colocación del receptor solar, formado por una ventana de cuarzo transparente y una pantalla porosa junto a su cara interior.

La Fig. 4.5a muestra una sección frontal del motor en la que se aprecian sus componentes principales: cerramiento superior del cilindro mediante una ventana de cuarzo, pantalla porosa ubicada en el volumen muerto de la cámara de expansión, regenerador anular e intercambiador de compresión, ambos ubicados en una cámara externa que rodea al cilindro principal.

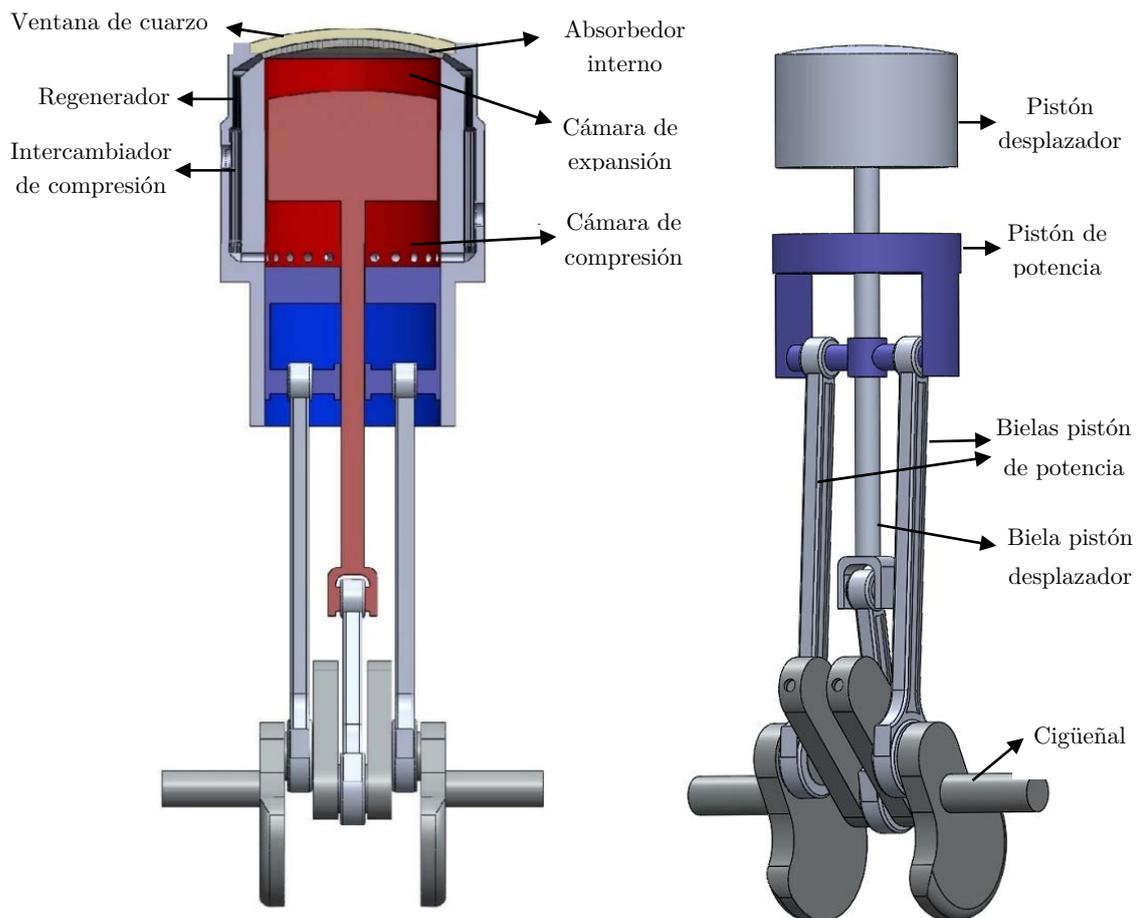


Figura 4.5: Motor Stirling solar: a. Vista general seccionada. b. Perspectiva de la cadena cinemática.

En la Fig. 4.5b, se muestra una perspectiva de la cadena cinemática, donde se aprecia el conjunto formado por los pistones, desplazador y de potencia, las bielas que los unen al cigüeñal y el propio cigüeñal. Por consideraciones de diseño, los pistones van desfasados en su un ángulo de 120°, el cual se aprecia en la posición relativa de las muñequillas donde se conectan sus bielas correspondientes.

La Fig. 4.6 representa el movimiento alternativo que siguen los pistones en el interior del cilindro, en función del ángulo de manivela y para el ángulo de desfase diseñado. Se observa que ambos alcanzan su punto muerto superior (PMS) con una diferencia de 120° de giro de manivela. Asimismo, se muestra la variación del volumen disponible en el motor, incluyendo los espacios muertos por los que discurre el gas. La curva representada en color rojo reproduce la variación de volumen generada por el movimiento del pistón de expansión (V_{swe}). La curva azul es la equivalente para el pistón de potencia (V_{swc}), mientras que la curva en color negro representa el volumen total disponible en el motor (V_{disp}), incluidos los espacios muertos en el regenerador, intercambiador de compresión y volúmenes muertos en las cámaras de expansión y compresión.

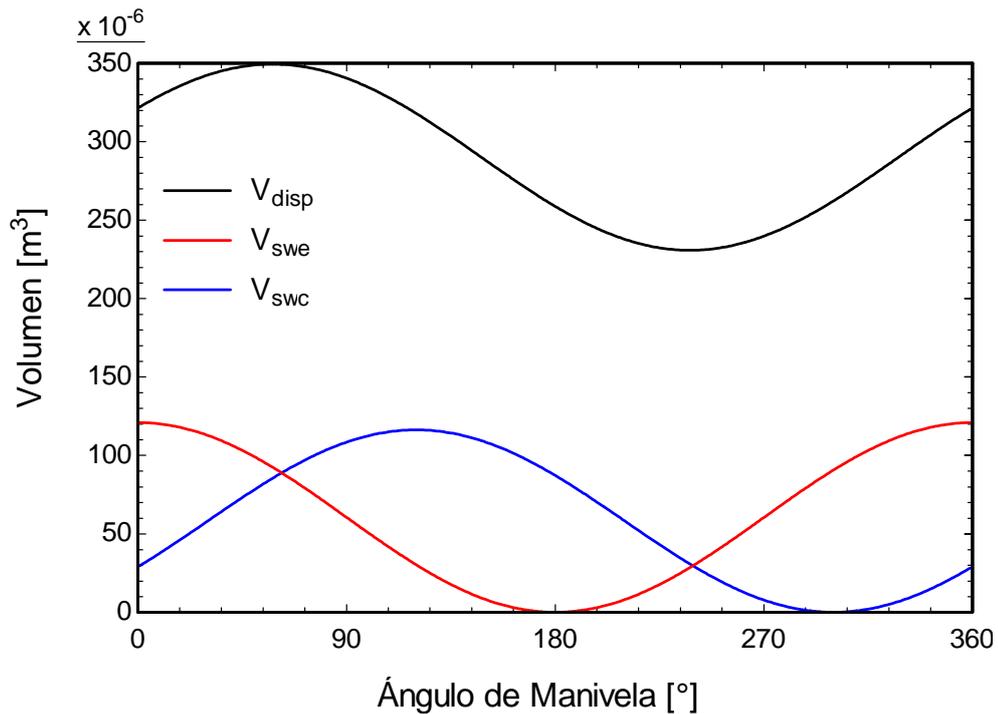


Figura 4.6: Variación de volúmenes en el motor Stirling solar.

A continuación, se resumen los parámetros constructivos del motor diseñado:

Diámetro y Carrera:

Diámetro Pistón Desplazador [mm]: 69,9
 Diámetro Pistón de Potencia [mm]: 69,9
 Carrera Pistón Desplazador [mm]: 31,2
 Carrera Pistón de Potencia [mm]: 31,2

Desfase:

Ángulo de desfase entre manivelas [°]: 120

Volúmenes:

Barrido Expansión V_{swe} [cm³]: 120,88
 Muerto Expansión V_{de} [cm³]: 12,5
 Interc. Expansión V_{dxe} [cm³]: 0
 Barrido Compresión V_{swc} [cm³]: 116,244.
 Muerto Compresión V_{dc} [cm³]: 21,18
 Interc. Compresión V_{dxc} [cm³]: 13,176
 Regenerador V_r [cm³]: 59,395

Regenerador:

Longitud L_r [mm]: 22,6
 Porosidad Vol. p_v [-]: 0,75
 Material Acero Inoxidable
 Área Libre A_{ff} [mm²]: 2406
 Área Mojada A_w [mm²]: $1813 \cdot 10^{-3}$
 Radio Hidráulico r_h [mm]: 0,0305
 Diámetro Hilo d_s [mm]: 0,04
 Núm. Mallas m_s [mm⁻¹]: 7,84 (200 mallas)
 Núm. Capas N [ud]: 308
 Rotación Capas α_N [°]: 5

Intercambiador de Compresión:

Longitud Tubos L_{xc} [mm]: 46,1
 Diámetro Interior d_{xc} [mm]: 1,08
 Núm. Tubos N_{xc} [ud]: 312
 Volumen Muerto V_{dxc} [cm³]: 70,285

4.2.2. Parámetros de Funcionamiento del Motor

Se detallan, a continuación, los parámetros de funcionamiento de referencia, basados en el estudio analítico y experimental llevado a cabo por Martini (1983).

Configuración: Beta con mecanismo biela-manivela.

Parámetros de Referencia:

- Potencia al freno (N_e) [kW]: 8,95
- Fluido de Trabajo: Hidrógeno
- Presión de Referencia (p_{ref}) [bar]: 69
- Frecuencia (ω) [rpm]: 3600
- Temp. Expansión (T_e) [K]: 1019
- Temp. Compresión (T_c) [K]: 311
- Volumen (V_{ref}) [cm³]: 118,63
- Área (A_{ref}) [cm²]: 23,87
- Longitud (L_{ref}) [cm]: 4,885

La Fig. 4.7 representa los diagramas termodinámicos p-V del modelo Stirling solar diseñado y del motor GPU-3 (alimentado mediante un intercambiador de calor externo). Ambos han sido obtenidos a través de la metodología de Schmidt, desarrollada en el Apdo. 4.4.1.2, a partir de parámetros constructivos y de funcionamiento. Se observa que el área encerrada por el diagrama representado en rojo es ligeramente mayor a la encerrada por el diagrama en azul, es decir, el trabajo indicado del motor Stirling solar es mayor al mostrado por el GPU-3.

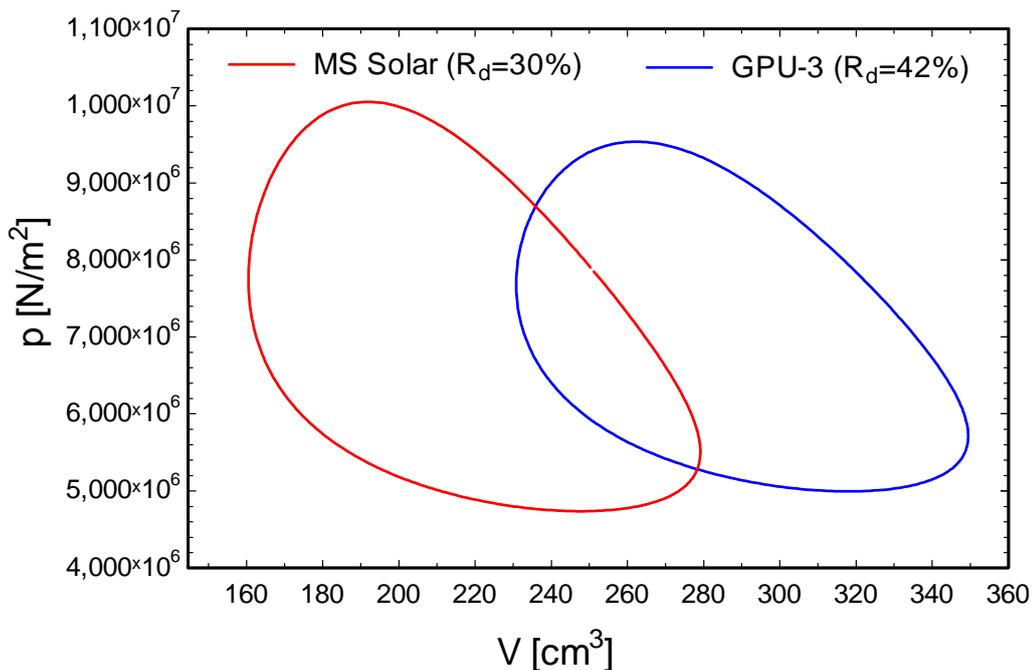


Figura 4.7: Ciclo Termodinámico p-V: Motor Stirling Solar (rojo) Vs GPU-3 (azul).

La justificación a tal diferencia de trabajo, viene dada por la diferencia de volúmenes muertos entre ambos. El volumen muerto es aquel que ocupa el gas en el interior del motor, el cual no participa en el proceso de obtención de trabajo. En motores Stirling se compone, por todo el volumen de gas que ocupa el regenerador, más todos los espacios de transferencia, situados tanto en la cámara de expansión, como la de compresión. Su relación respecto al volumen total es variable según la tipología de motor, aunque siempre oscila en torno al 50% (Martini, 1979).

Theodor Finkelstein (1960), en sus trabajos relativos a la optimización del ángulo de fase y ratio de volumen muerto en motores Stirling, afirmó de forma contundente: “... and ν which denotes harmful dead space to be minimized by the designer”, (donde ν es la relación de volumen muerto adimensional, Ec. 4.51). Dicha afirmación queda probada décadas después, por los estudios sobre los efectos de los espacios muertos e irreversibilidades en el comportamiento del ciclo de un motor Stirling, llevados a cabo por Kongtragool y Wongwises (2006). Ellos demuestran que el trabajo neto realizado por el motor disminuye considerablemente para motores con mayor relación de volumen muerto. En la Fig. 4.8 se observa como con el incremento de la relación de volumen muerto en el motor, los trabajos de expansión (W_{12}), compresión (W_{34}) y neto (W_{net}) se ven disminuidos.

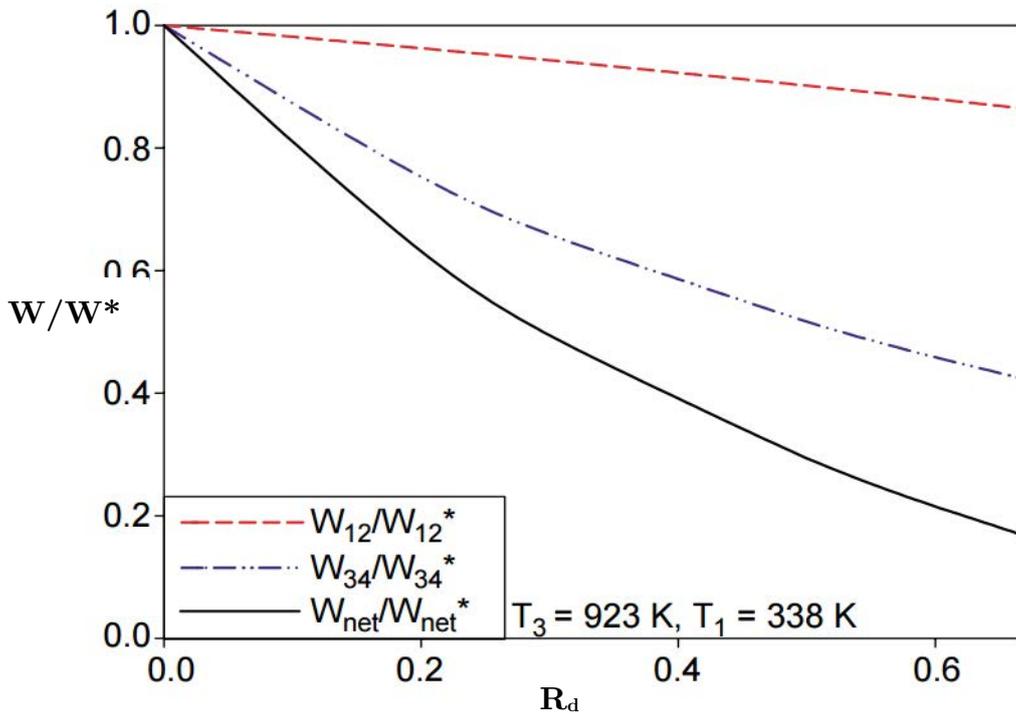


Figura 4.8: Trabajo de expansión, compresión y neto Vs Relación de volumen muerto (R_d).
Fuente: (Kongtragool y Wongwises, 2006)

Posteriormente, Allan J. Organ (2013) puntualiza la afirmación realizada por Finkelstein (1960), así como los trabajos realizados por Kongtragool et al. (2006), comprobando que en la práctica no es correcto afirmar, de forma contundente, que el volumen muerto debe minimizarse en el diseño del motor. Organ ejemplifica, con dos casos reales de motores Stirling, a los cuales hubo que re-diseñarles sus cámaras de compresión y expansión aumentando el volumen muerto, para superar determinados problemas de funcionamiento.

Dichos problemas de operación venían asociados a la temperatura que alcanzaba el gas a su paso por los intercambiadores. En la Fig. 4.9, se observa que la reducción de capacidad térmica de los intercambiadores “llama” a incrementar el volumen muerto y consecuentemente reducir la relación de compresión del motor. El aumento de volumen muerto compensa el incremento de la temperatura del gas en el interior del motor, con la consecuente sobrecarga de los intercambiadores. Cuando la eficiencia térmica de los intercambiadores tiende al 100%, disminuyendo ν se consigue un incremento de trabajo específico. (Organ, 2013)

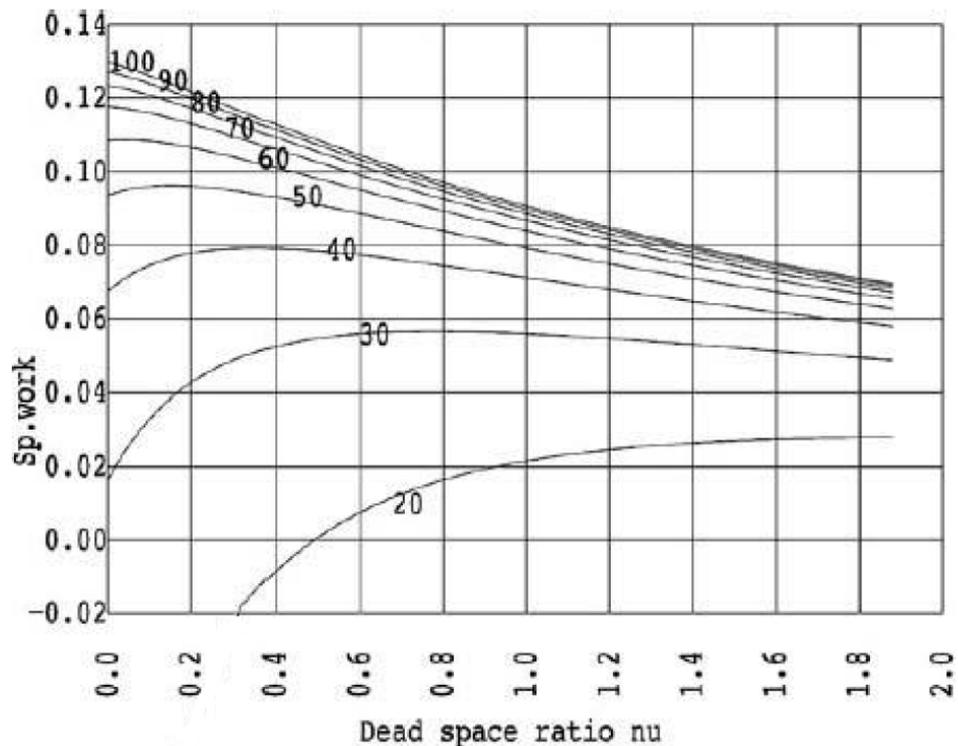


Figura 4.9: Trabajo específico Vs Ratio de volumen muerto. Función de las eficiencias en los intercambiadores.
Fuente: (Organ, 2013)

En nuestro caso, al asumir la hipótesis de eficiencia 100% en el intercambiador, cualquier disminución de volumen muerto, se convierte en un aumento de trabajo neto. Ello explica que el motor Stirling solar, con una relación de volumen muerto menor ($R_d = 30\%$) al GPU-3 ($R_d=42\%$), proporcione mayor trabajo neto indicado. Dicho decremento de relación de volumen viene como consecuencia de la eliminación del intercambiador de expansión.

4.2.3. Parámetros Adimensionales del Motor

Para un estudio global del motor, se obtienen sus parámetros en forma adimensional para su utilización en los análisis que se llevan a cabo en apartados posteriores. Se ejemplifica la notación utilizada como subíndices mostrando como ejemplo el espacio de expansión: *swe*, barrido de expansión; *de*, muerto de expansión; *xe*, intercambiador de expansión. Análogamente, para el espacio de compresión y regenerador se utiliza la letra *c* y *r*, respectivamente.

- **Volúmenes:** cada volumen del motor definido se expresa de forma adimensional dividiéndolo entre el volumen de referencia, de manera que, $\delta_{swe} = V_{swe}/V_{ref}$.

$$\begin{aligned} \delta_{swe} &= 1,019. & \delta_{de} &= 0,1016. & \delta_{xe} &= 0. \\ \delta_{swc} &= 0,595. & \delta_{dc} &= 0,1795. & \delta_{xc} &= 0,1117. \\ \delta_r &= 0,461. \end{aligned}$$

- **Áreas:** cada zona del motor tiene una sección de paso libre en la dirección del flujo, cuya expresión adimensional se formula mediante su división entre el área de referencia del motor, de manera que, $\alpha_{swe} = A_{ff-swe}/A_{ref}$.

$$\begin{aligned} \alpha_{de} &= 1,595. & \alpha_{xe} &= 0. \\ \alpha_{dc} &= 1,566. & \alpha_{xc} &= 0,1189. \\ \alpha_r &= 1,0016. \end{aligned}$$

- **Longitudes:** cada zona del motor se caracteriza por una longitud de paso, que se asemeja a la trayectoria que las moléculas del gas recorren asumiendo un flujo unidimensional, cuya forma adimensional se expresa mediante su división entre la longitud de referencia del motor, tal que, $\lambda_{de} = L_{de}/L_{ref}$.

$$\begin{aligned} \lambda_{de} &= 0,066. & \lambda_{xe} &= 0. \\ \lambda_{dc} &= 0,115. & \lambda_{xc} &= 5,02. \\ \lambda_r &= 0,46. \end{aligned}$$

4.3. ENERGÍA SOLAR APORTADA

El Sol, como fuente de energía primaria, situado en el centro del Sistema Planetario, constituye la mayor fuente de radiación electromagnética. Tanto la Tierra, como el resto de planetas del sistema solar reciben energía de él. Compuesto en su interior por materia gaseosa a muy alta temperatura, su comportamiento es similar a la de un reactor nuclear, dado que en su núcleo se produce la fusión del hidrógeno, formando helio a muy altas temperaturas, de manera que su temperatura efectiva media de cuerpo negro¹ es de 5777 K, siendo su temperatura, en sus capas más internas, muy variable y estimada en el orden de $8 \cdot 10^6$ a $40 \cdot 10^6$ K, con una densidad estimada de unas 100 veces la del agua (Duffie y Beckman, 1980).

La masa del Sol representa el 98,86% de la masa total del Sistema Solar, unas 333.000 veces la masa de la Tierra. La distancia media Sol-Tierra es de $1,495 \cdot 10^{11}$ metros, con una variación de $\pm 1,7\%$ provocada por la excentricidad de la órbita de la Tierra. Se demuestra que la energía media por unidad de área que llega a las capas más externas de la atmósfera terrestre es de 1367 W/m^2 , definida como ²Constante Solar G_{sc} (Duffie and Beckman, 1980).

4.3.1. Radiación Térmica: Distribución Espectral.

Dentro del espectro de radiación electromagnética, Fig. 4.10, la parte relacionada con transferencia de calor se denomina *radiación térmica*, y está comprendida en el intervalo de longitud de onda entre 0.1 y 100 μm , donde se incluye parte de radiación ultravioleta (UV) y toda la parte visible e infrarroja (IR). Concretamente, la radiación solar abarca aproximadamente: un 8-9% de ondas UV, un 46-47% de luz visible y un 45% de ondas IR (Incropera et al., 2007).

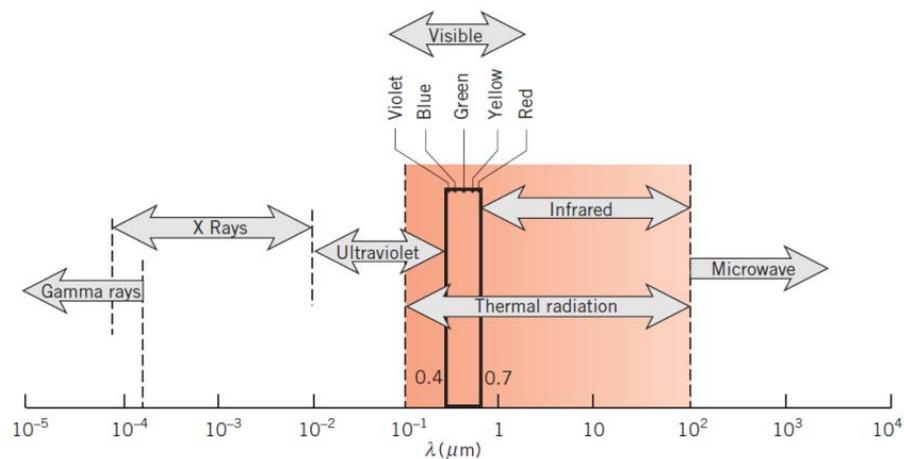


Figura 4.10: Radiación térmica. Espectro electromagnético.
Fuente: (Incropera et al., 2007)

¹ La temperatura efectiva de cuerpo negro de 5777 K para una misma cantidad de energía emitida por radiación.

² Valor adoptado por el World Radiation Center (WRC) con una incertidumbre del 1%. Medidas por Duncan et al. (1982). Para más información acerca de la Constante Solar, ver (Iqbal, 1983).

El espectro que caracteriza la irradiación solar extraterrestre muestra la distribución de energía en función de su longitud de onda. De manera que, a menores longitudes de onda el valor energético de la radiación solar se incrementa (el valor pico se encuentra alrededor de los $0.451 \mu\text{m}$), y se reduce drásticamente al incrementarse el valor de longitud de onda, tal y como muestra la Fig. 4.11a (Zhang et al., 2014).

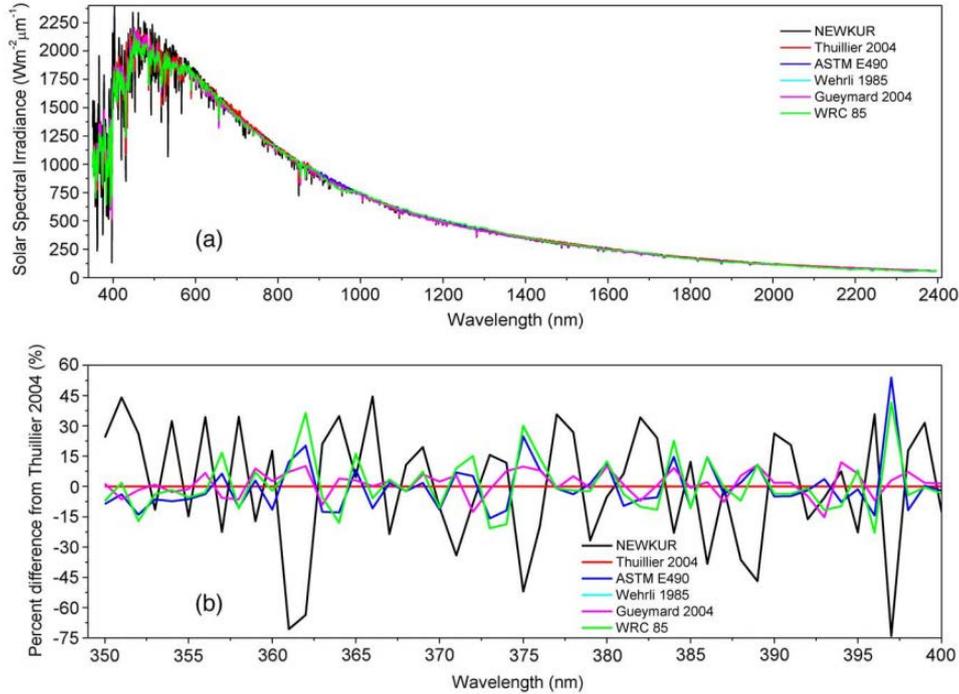


Figura 4.11: (a) Espectros de irradiancia solar (350 a 2397 nm).

(b) Diferencia porcentual respecto a Thuillier (2004).

Fuente: (Zhang et al., 2014).

Se justifica el factor de posición espectral, para analizar el valor de energía que se transmite en función de la longitud de onda, debido a que la magnitud del calor transmitido por radiación para una longitud de onda determinada varía con las características de la superficie emisora (tipo de material y temperatura principalmente). Por tanto, en el análisis del calor aportado por la energía solar, se distingue entre corta y larga longitud de onda, de forma que ambos intervalos quedan definidos en el siguiente rango: desde 0,1 a 3 μm se trata como corta³ longitud de onda y desde 3 hasta 100 μm será el intervalo de larga longitud de onda.

En este estudio, se justifica el valor de la fracción de radiación de corta y larga longitud de onda, al admitir que las superficies emisoras de calor permanecen a una temperatura media de 1000 K a lo largo de la mayoría del tiempo de operación del sistema, de manera que la fracción de corta longitud de onda para tal temperatura se establece en 0,273.

³ Según WRC Spectrum, en el rango de corta longitud de onda expresado se acumula el 98,1% de la energía transmitida por el Sol, siendo el resto de la energía la denominada de larga longitud de onda.

4.3.2. Modelo de Estimación Solar de Hottel

Los efectos de la atmósfera en cuanto a dispersión y absorción de radiación solar son variables en el tiempo, según las condiciones atmosféricas y el cambio de masa de aire. Resulta útil para la estimación de la radiación diaria y horaria sobre una superficie horizontal definir un cielo “limpio”, el cual sirva de condiciones estándar para el cálculo de dichos valores (Hottel, 1976).

Hottel (1976) propuso un modelo de cálculo, para estimar el valor que adquiere la radiación directa transmitida a través de una atmósfera estándar, a una latitud y longitud dadas y corregido por factores dependientes de altitud y climatología. El método se basa en el cálculo de la transmitancia atmosférica, como medio para conocer la radiación directa incidente en la superficie de la Tierra, partiendo del valor de radiación extraterrestre o Constante Solar y los valores geométricos terrestres de declinación, día del año y ángulo horario.

La transmitancia directa (τ_b) viene dada por el cociente entre la irradiación extraterrestre normal (G_{on}) y la irradiación directa normal sobre la superficie de la Tierra (G_{bn}), de manera que Hottel propuso la siguiente ecuación para su cálculo:

$$\tau_b = a_o + a_1 \cdot e^{\left(\frac{-k}{\cos \theta_z}\right)} \quad \text{Ec. 4.1}$$

Donde las constantes a_0 , a_1 y k se estiman para atmósfera estándar de hasta 23 kilómetros de visibilidad. Para su uso en altitudes (A) menores de 2,5 kilómetros se deben corregir mediante los coeficientes climatológicos.

$$a_o = r_o \cdot [0,4237 - 0,00821 \cdot (6 - A)^2] \quad \text{Ec. 4.2a}$$

$$a_1 = r_1 \cdot [0,5055 - 0,00595 \cdot (6,5 - A)^2] \quad \text{Ec. 4.2b}$$

$$k = r_k \cdot [0,2711 - 0,01858 \cdot (2,5 - A)^2] \quad \text{Ec. 4.2c}$$

Donde los valores r_0 , r_1 y r_k son factores de corrección según la tipología de clima, mostrados en la [Tabla 4.1](#):

Tipo de Clima	r_0	r_1	r_k
Tropical	0,95	0,98	1,02
Verano: latitud media	0,97	0,99	1,02
Invierno: latitud media	1,03	1,01	1,00
Verano subártico	0,99	0,99	1,01

Tabla 4.1: Factores de corrección climatológicos.
Fuente: (Hottel, 1976)

Para estimar la radiación total, es necesario obtener la fracción difusa. Se utiliza la correlación empírica propuesta por Liu y Jordan (1960), donde relaciona mediante coeficientes experimentales, la transmitancia directa respecto a la difusa para días claros, según Ec. 4.3.

$$\tau_d = 0,271 - 0,294 \tau_b \tag{Ec. 4.3}$$

De esta forma, la radiación normal directa y difusa que alcanza la superficie de la Tierra se estima, según las Ecs. 4.4 y 4.5 respectivamente:

$$G_{bn} = G_{on} \cdot \tau_b \tag{Ec. 4.4}$$

$$G_{dn} = G_{on} \cdot \tau_d \tag{Ec. 4.5}$$

Para obtenerla en plano horizontal, se multiplica por el coseno del ángulo cenital (θ_z):

$$G_b = G_{on} \cdot \tau_b \cdot \cos \theta_z \tag{Ec. 4.6}$$

$$G_d = G_{on} \cdot \tau_d \cdot \cos \theta_z \tag{Ec. 4.7}$$

El ángulo cenital (θ_z) se obtiene mediante los valores geométricos de: declinación (δ), día natural del año (n) y latitud (ϕ), así como los valores horarios, ángulo horario (ω) y tiempo solar (t) (Duffie and Beckman, 1980), Ecs. 4.6, 4.7 y 4.8:

$$\cos \theta_z = \cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) + \sin(\phi) \cdot \sin(\delta) \tag{Ec. 4.8}$$

$$\delta = 23,45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284 + n}{365}\right) \tag{Ec. 4.9}$$

$$\omega = 15 \cdot (t - 12) \tag{Ec. 4.10}$$

4.3.3. Software de Cálculo: Radiación y Geometría Solar

Los modelos de radiación solar son útiles para el estudio de sistemas donde no se dispone de datos reales de radiación. Del mismo modo, conocer la inclinación de máxima incidencia para una determinada latitud, día y hora es de trascendental importancia para dimensionar y estimar los sistemas solares a instalar (tanto termosolares, como fotovoltaicos).

Por todo ello, y con el objetivo de poder obtener datos estimados en cualquier situación de funcionamiento de una forma rápida y de fácil manejo, se implementa en entorno MATLAB un software para el cálculo de los parámetros de entrada para el sistema termosolar, Fig. 4.12:

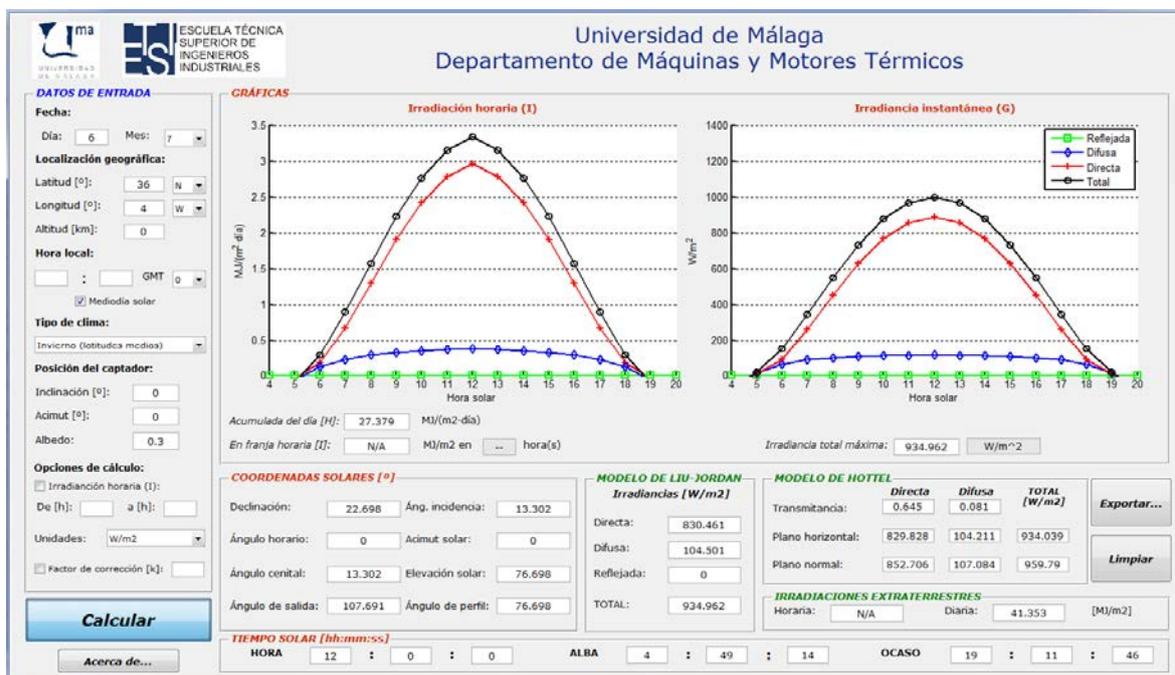


Figura 4.12: Interfaz para introducción de datos y resultados.

En la interfaz, se diferencian distintos cuadros de datos, donde se engloban tanto los parámetros y criterios de entrada para el cálculo, como los resultados en forma numérica y gráfica. Se detalla, a continuación, un resumen de los mismos:

- *Parámetros de entrada:* se designan los parámetros geométricos y criterios de cálculo, tales como: fecha (día y mes del año), localización geográfica (latitud y longitud), hora local según meridiano de referencia (GMT), tipología de clima, posición del sistema y determinadas opciones de cálculo (relación horaria, unidades y factor de inclinación).
- *Coordenadas solares:* según los parámetros geométricos establecidos, se obtiene la posición exacta del sol respecto al lugar estudiado, proporcionando los siguientes ángulos: declinación, horario, cenital, incidencia, perfil, acimut y elevación solar. Además proporciona para el día en cuestión, el ángulo de salida del Sol.

- *Hora Solar*: muestra las horas salida y puesta de sol para el día concreto (alba y ocaso), así como la hora solar del momento exacto en estudio.
- *Irradiación Extraterrestre*: proporciona el valor energético de la irradiación solar acumulada para la hora seleccionada de toda la energía proporcionada por el Sol, antes de atravesar la atmósfera terrestre.
- *Resultados Hottel*: muestra los valores calculados, según modelo de Hottel (1976), basados en el valor de las transmitancias, directa y difusa, de la irradiancia, tanto en plano horizontal, como en plano normal a la superficie en cuestión.
- *Resultados Liu-Jordan*: muestra los valores calculados según modelo de Liu y Jordan (Duffie and Beckman, 1980), de la irradiancia directa, difusa y reflejada en la superficie del captador de referencia, para los valores de inclinación, acimut y albedo especificados.
- *Gráficos*: el software muestra dos figuras que representan para el día especificado los valores de irradiación horaria en $[\text{MJ}/\text{m}^2]$ y de irradiancia instantánea en $[\text{W}/\text{m}^2]$. Se detalla para ambos casos la fracción directa, difusa y reflejada. Asimismo, aporta para el día en cuestión, el valor de irradiación diaria y el valor máximo de irradiancia instantánea.

4.4. ANÁLISIS TÉRMICO DE ABSORBEDORES INTERNOS

En este apartado se estudian los procesos energéticos que confluyen en el receptor del motor Stirling solar. El receptor se compone de una ventana de cuarzo actuando de absorbedor interno, en un primer estudio, las propias superficies interiores de la cámara de expansión del motor (Apdo. 4.4.1), y en un segundo caso, por una pantalla porosa (Apdo. 4.4.2).

La estrategia llevada a cabo, tiene como objetivo obtener la temperatura que alcanza la zona de expansión del motor (T_e) para un valor de irradiancia solar dado. Para ello, primeramente se realiza un análisis de los procesos de transferencia de calor en el receptor, función de la energía solar incidente, para alcanzar el flujo de calor aportado al motor (\dot{Q}_{MS}). Posteriormente, mediante el desarrollo del modelo matemático de primer orden de Schmidt, se obtiene la potencia teórica desarrollada (N_{MS}) por el motor. Y por último, se realiza un balance térmico en la ventana de cuarzo, para obtener una nueva relación matemática, entre la temperatura de la ventana (T_v) y la temperatura de expansión.

La metodología conlleva la resolución de un sistema de ecuaciones, en el cual aparecen como incógnitas ambas temperaturas (T_v y T_e). En la Fig. 4.13 se representa la secuencia de cálculo mediante un diagrama de bloques.

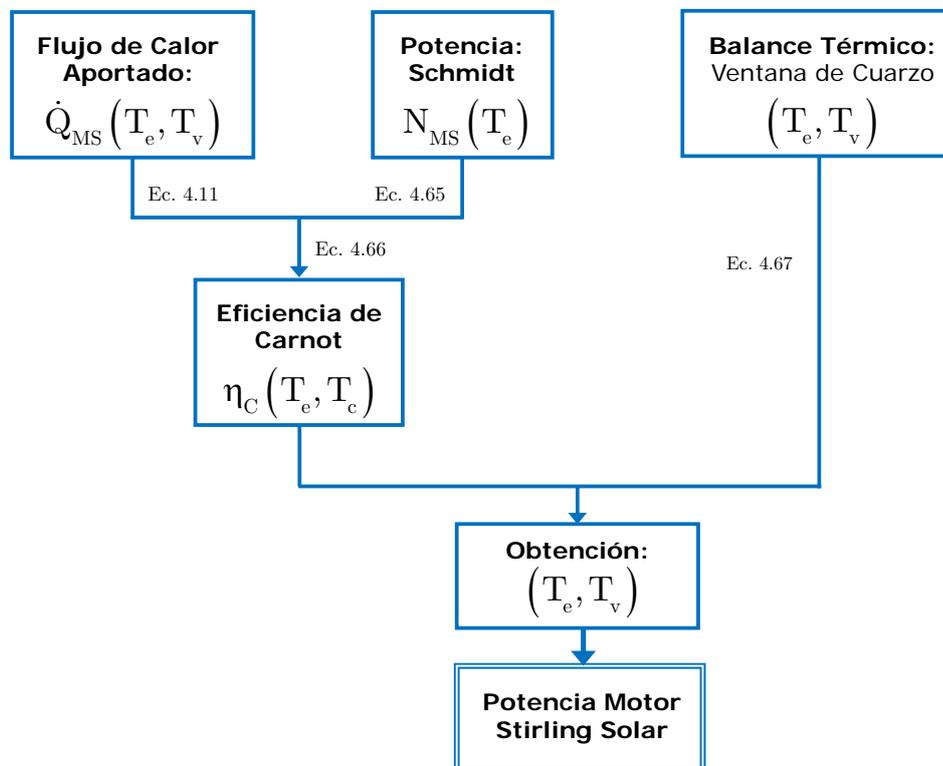


Figura 4.13: Diagrama de cálculo de la potencia del motor Stirling solar con absorbedor interno por superficies.

4.4.1. Absorbedor Interno por Superficies Interiores

El primer caso estudia el receptor compuesto por la ventana de cuarzo, sin ningún elemento específico que realice la función de absorbedor interno. Son las propias superficies interiores de la cámara de expansión del motor, las que al estar expuestas a la radiación solar que "alimenta" energéticamente al mismo, se encargan de incrementar la temperatura del gas de trabajo. En la Fig. 4.14, se muestra un detalle del mismo.

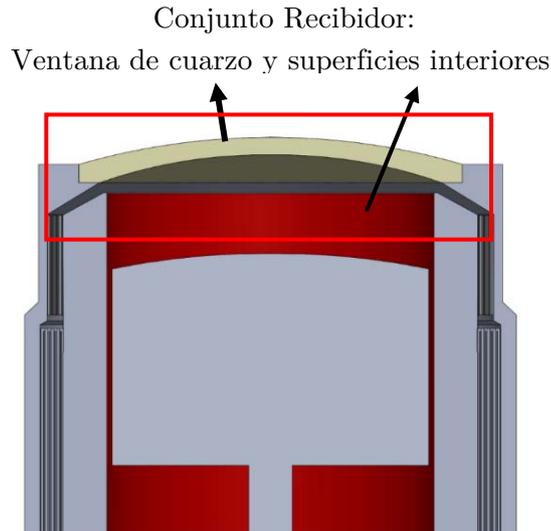


Figura 4.14: Cámara de expansión. Receptor con absorbedor interno mediante superficies interiores.

4.4.1.1. Balance Energético: Flujo de Calor Aportado al Motor.

Se establece un método de cálculo numérico para evaluar el calor aportado al motor, así como las temperaturas que alcanzan tanto el receptor (T_v), como la cámara de expansión (T_e), función de la radiación solar incidente. Se asume que los rayos del sol inciden paralelamente al eje del concentrador, por lo que el ángulo de incidencia es nulo ($\theta_i = 0$).

Para dicho análisis se asumen dos premisas de partida:

- Por las características intrínsecas al cuarzo, su comportamiento frente a los rayos solares lo hacen prácticamente opaco a la radiación de larga longitud de onda y semitransparente a la longitud de corta, por tanto será asumible el error cometido al suponer que la fracción de larga longitud de onda no atraviesa la ventana de cuarzo.
- Debido al bajo espesor de la ventana de cuarzo, se admite que la temperatura sea igual, tanto en su cara externa como en la interna, obviando el proceso de conducción de calor que en ella se produce.

Térmicamente, el flujo de calor neto aportado al motor Stirling (\dot{Q}_{MS}), según la energía solar que intercepta el receptor (\dot{Q}_{in}), Fig. 4.15, vendrá dado por la Ec. 4.11:

$$\dot{Q}_{MS} = \dot{Q}_r^c - \dot{Q}_r^l - \dot{Q}_{cv}^{ex} \quad \text{Ec. 4.11}$$

Donde, \dot{Q}_r^c es el flujo de calor neto radiante de corta longitud de onda, \dot{Q}_r^l el flujo de calor neto radiante de larga longitud de onda, el cual no atraviesa la ventana de cuarzo retornando al ambiente y \dot{Q}_{cv}^{ex} el flujo de calor por convección natural transmitido desde la ventana de cuarzo hacia el ambiente, todos ellos en [W]. A continuación, se analizan de forma independiente cada uno de ellos.

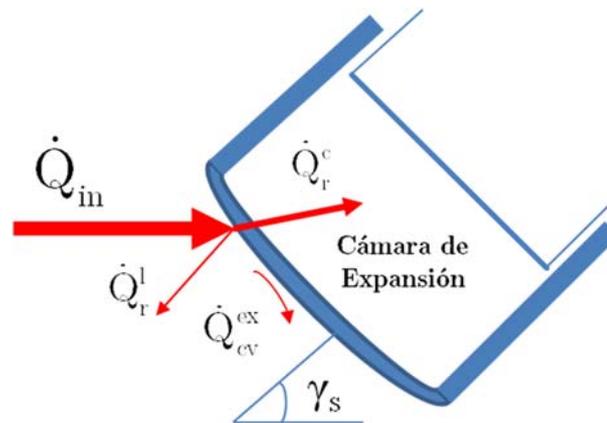


Figura 4.15: Flujo de calores en el receptor.

a. Flujo de calor radiante de corta longitud de onda (\dot{Q}_r^c)

El flujo de calor neto de corta longitud de onda que alcanza la ventana depende del nivel de irradiancia solar, según muestra la Ec. 4.12:

$$\dot{Q}_r^c = A_v \cdot [G_{ex}^c - J_{v-ex}^c] \quad \text{Ec. 4.12}$$

Donde A_v es la superficie externa de la ventana expuesta a radiación, medida en [m²], G_{ex}^c la irradiancia solar concentrada, interceptada desde el concentrador, de corta longitud de onda y J_{v-ex}^c la radiosidad de la cara externa de la ventana, ambas en [W/m²].

El valor de G_{ex}^c , mostrado en la Ec. 4.12, se obtiene mediante la suma de la fracción directa (G_b^c), más la fracción difusa (G_d^c), según la Ec. 4.13. La fracción difusa, se desglosa en función

de su procedencia: irradiación desde el concentrador, desde el cielo y desde el suelo. Los valores para cada una de ellas, directa y difusa, se desarrollan en las [Ecs. 4.14 y 4.15](#).

$$G_{\text{ex}}^c = G_b^c + G_d^c \quad \text{Ec. 4.13}$$

$$G_b^c = f_{\text{in}} \cdot \eta_{\text{so}} \cdot \rho_{\text{co}} \cdot I_{\text{bn}} \cdot C \quad \text{Ec. 4.14}$$

$$G_d^c = J_{\text{co}}^c \cdot F_{\text{v-co}} + J_{\text{sk}}^c \cdot F_{\text{v-sk}} + J_{\text{gr}}^c \cdot F_{\text{v-gr}} \quad \text{Ec. 4.15}$$

El valor de la irradiancia directa, [Ec. 4.14](#), depende de los siguientes factores: *factor de interceptación* (f_{in}), el cual mide la fracción de radiación solar reflejada que alcanza al receptor, debido a la desviación del propio concentrador respecto a la de un paraboloide perfecto; *reflectividad del concentrador* (ρ_{co}), mide la fracción de radiación incidente reflejada por el concentrador, su valor depende del tipo de superficie y acabado, a una temperatura dada; *irradiancia solar normal* al concentrador (I_{bn}), medida en $[\text{W}/\text{m}^2]$ y con ángulo de incidencia nulo ($\theta = 0^\circ$); *factor de concentración* (C) obtenido según la relación de superficies entre el concentrador y el receptor, y por último el *rendimiento de sombras* (η_{so}), el cual predice la pérdida de energía por la superficie no soleada del concentrador, debido a las sombras creadas por los propios componentes del sistema, su valor depende del radio del concentrador (R_{co}) y de la superficie sombreada (S_{co}), según la Teoría de Osborn ([1980](#)):

$$\eta_{\text{so}} = \frac{\pi R_{\text{co}}^2 - S_{\text{co}}}{\pi R_{\text{co}}^2} \quad \text{Ec. 4.16}$$

El valor de la irradiancia difusa (G_d^c), [Ec. 4.15](#), depende de las radiosidades que emiten el concentrador (J_{co}^c), el cielo (J_{sk}^c) y el suelo (J_{gr}^c), en $[\text{W}/\text{m}^2]$. Dichas radiosidades vienen afectadas por los factores de forma correspondientes, $F_{\text{v-co}}$, $F_{\text{v-sk}}$ y $F_{\text{v-gr}}$, respectivamente. Su cálculo se obtiene mediante las [Ecs. 4.17, 4.18 y 4.19](#).

$$J_{\text{co}}^c = \rho_{\text{co}} [J_{\text{v-ex}}^c \cdot F_{\text{co-v}} + J_{\text{sk}}^c \cdot F_{\text{co-sk}} + J_{\text{gr}}^c \cdot F_{\text{co-gr}}] \quad \text{Ec. 4.17}$$

$$J_{\text{sk}}^c = I_d \quad \text{Ec. 4.18}$$

$$J_{\text{gr}}^c = (I_b + I_d) \rho_{\text{gr}} \quad \text{Ec. 4.19}$$

El valor de la radiosidad exterior que emite la ventana de cuarzo (J_{v-ex}^c), se obtiene a través del sumatorio de: lo que emite en función de su emisividad (ϵ_v^c), más todo lo que refleja de la radiación solar que recibe desde el exterior, función de su reflectividad (ρ_v), más la radiosidad emitida por las superficies interiores de la cámara de expansión del motor (J_{in}^c), que alcanza y traspasa la ventana hacia el exterior, función de su transmitancia (τ_v^c). Todo ello viene reflejado en la [Ec. 4.20](#).

$$J_{v-ex}^c = \epsilon_v^c \sigma T_v^4 f_v^c + \rho_v G_{ex}^c + \tau_v^c J_{in}^c \quad \text{Ec. 4.20}$$

El valor de J_{in}^c se obtiene mediante el sumatorio de los calores que irradian las caras interiores del volumen de expansión del motor, suma de lo que emiten por radiación, más lo que reflejan, todo ello afectado por los factores de forma correspondientes, según la [Ec. 4.21](#). Se calcula bajo la hipótesis de que todo el volumen de expansión del motor permanece a la misma temperatura (T_e) (modelo isoterma), de forma que el error cometido no será excesivamente apreciable, dado que el gas cuando pasa por el regenerador y llega a la cámara de expansión alcanza tal temperatura.

$$J_{in}^c = \epsilon_{in}^c \sigma T_e^4 f_{in}^c + \rho_{in} \left[J_{v-in}^c F_{in-v} + J_{in}^c F_{in-in} \right] \quad \text{Ec. 4.21}$$

Donde el valor de la radiosidad de la cara interna de la ventana (J_{v-in}^c) es:

$$J_{v-in}^c = \epsilon_v^c \sigma T_v^4 f_v^c + \rho_v J_{in}^c F_{in-v} + \tau_v^c G_{ex}^c \quad \text{Ec. 4.22}$$

Los factores f_v^c y f_{in}^c , representan las fracciones de radiación de corta longitud de onda que emite la ventana y la superficie interior del motor, cuyo valor se ha establecido en el Apdo. 4.3.1 en 0,273, estimando en 1000 K la temperatura media del conjunto receptor (ventana más superficies interiores).

b. Flujo de calor radiante de larga longitud de onda (\dot{Q}_r^l)

Según la hipótesis de cálculo descrita al comienzo de este apartado, se admite que el comportamiento óptico del cuarzo es totalmente opaco a la irradiancia de larga longitud de onda, por tanto, no aportará calor a la zona de expansión del motor y se estudia como una pérdida en el proceso.

$$\dot{Q}_r^l = A_v \cdot \epsilon_v^l \cdot \left[\left(\sigma T_v^4 \cdot f_v^l \right) - \left(J_{co}^l \cdot F_{v-co} + J_{sk}^l \cdot F_{v-sk} + J_{gr}^l \cdot F_{v-gr} \right) \right] \quad \text{Ec. 4.23}$$

Donde f_v^1 es la fracción de larga longitud de onda de la cara exterior de la ventana. Los términos agrupados en el segundo paréntesis de la ecuación comprenden toda la fracción difusa de larga longitud de onda que alcanza el receptor del motor: desde el concentrador (J_{co}^1), el cielo (J_{sk}^1) y el suelo (J_{gr}^1), cada uno de ellos afectado por su factor de forma correspondiente. Los valores de las radiosidades de larga longitud de onda se obtienen mediante las Ecs. 4.24, 4.25 y 4.26, donde se adopta el criterio de que tanto la temperatura del concentrador (T_{co}), como la del suelo (T_{gr}), son idénticas, e igual a la temperatura ambiente (T_0).

$$J_{co}^1 = \sigma T_{co}^4 \quad \text{Ec. 4.24}$$

$$J_{sk}^1 = \sigma T_{sk}^4 \quad \text{Ec. 4.25}$$

$$J_{gr}^1 = \sigma T_{gr}^4 \quad \text{Ec. 4.26}$$

Para la estimación de la temperatura de cielo se aplica la Ec. 4.27 (Petrescu et al., 1989):

$$T_{sk} = 0,055 \cdot T_0^{1.5} \quad \text{Ec. 4.27}$$

▪ **Factores de Forma:**

Para calcular el intercambio de calor radiativo entre superficies y obtener el porcentaje de energía que se transmiten, se obtienen los factores de visión en función de la situación relativa de una (superficie emisora) respecto a la otra (superficie receptora) (Howell et al., 2010).

- *Factor de forma receptor-concentrador (F_{v-co}):* factor de visión con el que el receptor (en particular la ventana de cuarzo) ve al concentrador.

$$F_{v-co} = \frac{1 - \cos \gamma}{2} \quad \text{Ec. 4.28}$$

Donde γ es el ángulo de borde (rim angle), Fig. 4.16. Se calcula para una relación d_f/D_{co} igual a 0,6 (Stine et al., 1994), estipulada como referencia en sistemas Dish Stirling. Su valor depende del radio del concentrador (R_{co}) y de la distancia focal (d_f), Ec. 4.29:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{R_{co}}{d_f}\right) \quad \text{Ec. 4.29}$$

Por reciprocidad, y conocidas las superficies del concentrador (A_{co}) y de la ventana de cuarzo (A_v), se obtiene el factor de forma con el que el concentrador ve a la ventana de cuarzo. Donde C , es el factor de concentración, definido como la relación entre ambas superficies:

$$A_v \cdot F_{v-co} = A_{co} \cdot F_{co-v} \Rightarrow F_{co-v} = \frac{1}{C} \cdot F_{v-co} \quad \text{Ec. 4.30}$$

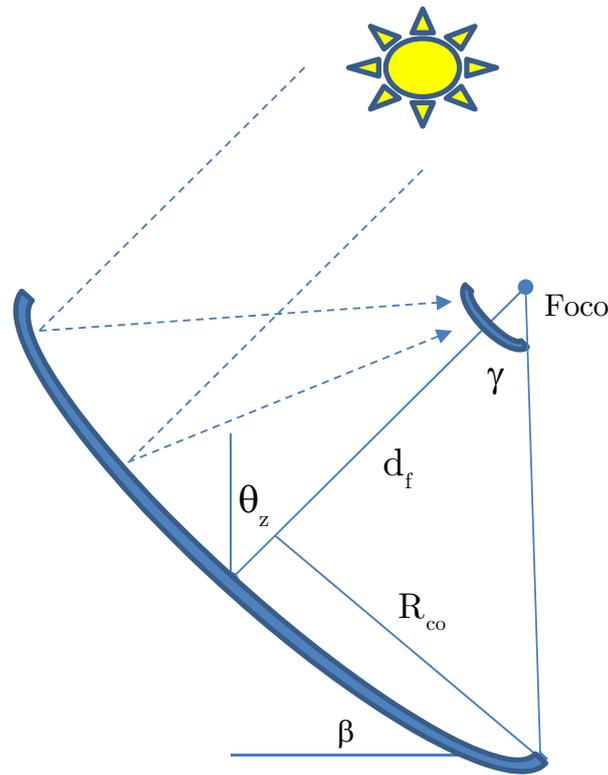


Figura 4.16: Geometría concentrador-recibidor.

- *Factor de forma receptor-suelo (F_{v-gr}) y receptor-cielo (F_{v-sk}):* dependen del ángulo que forma la ventana de cuarzo respecto al suelo ($180-\beta$), siendo β el ángulo formado por la superficie del concentrador con el suelo. Los sistemas con seguimiento solar a dos ejes, el ángulo (β) coincide con el ángulo cenital (θ_z), como muestra la Fig. 4.16.

$$F_{v-gr} = (1 - F_{v-co}) \cdot \frac{1 - \cos(180 - \beta)}{2} \quad \text{Ec. 4.31}$$

$$F_{v-sk} = (1 - F_{v-co}) \cdot \frac{1 + \cos(180 - \beta)}{2} \quad \text{Ec. 4.32}$$

- *Factor de forma concentrador-suelo (F_{co-gr}) y concentrador-cielo (F_{co-sk}):* se obtienen en función del ángulo que forma la abertura del concentrador con el suelo (β).

$$F_{co-gr} = (1 - F_{v-co}) \cdot \frac{1 - \cos \beta}{2} \quad \text{Ec. 4.33}$$

$$F_{v-sk} = (1 - F_{v-co}) \cdot \frac{1 + \cos \beta}{2} \quad \text{Ec. 4.34}$$

- *Factor de forma de la zona interior de la cámara de expansión respecto a la ventana (F_{in-v}) y de la cámara de expansión respecto a sí misma (F_{in-in}):* bajo la premisa de que la cara interior de la ventana respecto al interior del motor su factor es 1, se obtiene su recíproco mediante la relación de superficies, según la [Ec. 4.35](#).

$$F_{in-v} A_{in} = F_{v-in} A_v \Rightarrow F_{in-v} = \frac{A_v}{A_{in}} \quad \text{Ec. 4.35}$$

$$F_{in-in} = 1 - F_{in-v} \quad \text{Ec. 4.36}$$

El concentrador utilizado para el estudio es diseñado por Schlaich Bergermann und Parner (SBP), cuyos parámetros ópticos y geométricos se muestran en la [Tabla 4.2](#):

Parámetros del Concentrador	
Reflectividad	94%
Rendimiento de Sombras	98%
Factor de Interceptación	93%
Factor de Concentración	5000
Diámetro	8,5 m

Tabla 4.2: Parámetros geométricos y ópticos del concentrador. ([Mancini et al., 2003](#)).

c. Flujo de calor por convección cedido al ambiente (\dot{Q}_{cv}^{ex})

Su valor es difícil de estimar, dada la continua variabilidad de los factores de los que depende: temperatura ambiente, geometría del receptor (en este caso un sector esférico de cuarzo), orientación e inclinación (diferentes para cada momento del día y hora), así como velocidad del viento. En este estudio, el receptor no tiene cavidad o cubierta externa, sino que la superficie en contacto con el exterior es un casquete esférico, cuya posición es inclinada mirando hacia el suelo, con ángulo dependiente del día y hora en cuestión. Por tanto, por su similitud a una placa plana, se opta por una metodología de cálculo como si de ella se tratase, cuya ubicación se muestra en la Fig. 4.16. La ecuación para el cálculo es la expresión general de transmisión de calor por convección:

$$\dot{Q}_{cv}^{ex} = h_{v-ex} \cdot A_v \cdot (T_v - T_0) \tag{Ec. 4.37}$$

Donde h_{v-ex} es el coeficiente de pérdidas por convección, A_v la superficie de contacto de la ventana con el exterior, y T_v y T_0 las temperaturas de la ventana y ambiente, respectivamente. Mediante la Ec. 4.38 se obtiene el coeficiente de transferencia de calor convectivo.

$$h_{v-ex} = \frac{Nu_L \cdot k_g}{L} \tag{Ec. 4.38}$$

Donde Nu_L representa el valor del número de Nusselt para la longitud de referencia L , obtenida mediante el cociente del área de la ventana entre su perímetro, Ec. 4.39. El factor k_g representa la conductividad térmica del gas, en este caso aire, obtenida a la temperatura media de operación, según la Ec. 4.40.

$$L = \frac{A_v}{P_v} \tag{Ec. 4.39}$$

$$T_m = \frac{T_0 + T_v}{2} \tag{Ec. 4.40}$$

Se opta por la correlación propuesta por Churchill et al. (1975) para placa vertical inclinada, la cual especifica el valor del número de Nusselt en función del número de Rayleigh para la longitud de referencia dada (Ra_L):

- Para $Ra_L \leq 10^9$:

$$Nu_L = \left[0,68 + \frac{0,670 \cdot Ra_L^{1/4}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{4/9}} \right]^2 \quad \text{Ec. 4.41a}$$

- Para $Ra_L \geq 10^9$:

$$Nu_L = \left[0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad \text{Ec. 4.41b}$$

Donde el valor de Rayleigh para la longitud de referencia, viene dado por la [Ec. 4.42](#):

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = \frac{g \cos \theta_z \cdot \beta \cdot (T_0 - T_v) \cdot L^3}{\nu \alpha} \quad \text{Ec. 4.42}$$

Donde Pr representa el número de Prandtl, g la aceleración de la gravedad, θ_z el ángulo de inclinación del receptor para el día y hora de cálculo (ángulo cenital), β el coeficiente de expansión térmica, ν la viscosidad cinemática y α la difusividad térmica. Estos tres últimos términos evaluados a la temperatura media del gas (T_m).

Una vez desarrollados todos los términos de la [Ec. 4.11](#), donde se evalúa el flujo de calor neto aportado al motor Stirling en función de las temperaturas del receptor y de la zona de expansión del motor, se iguala a la ecuación del balance térmico global, asumiendo un rendimiento de Carnot, con el fin de obtener la potencia teórica suministrada por el motor para las condiciones estudiadas. Para ello, mediante el modelo matemático de primer orden de Schmidt, se obtiene el trabajo desarrollado por el ciclo termodinámico Stirling.

Mediante la igualación de la [Ec. 4.11](#) y el balance térmico introducido por el modelo matemático de Schmidt, se obtiene la [Ec. 4.43](#):

$$\eta_{CA} = \frac{N_{MS}}{\dot{Q}_{MS}} \Rightarrow \dot{Q}_{MS}(T_v, T_e) = \frac{N_{MS}(T_e)}{\eta_{CA}(T_e)} \quad \text{Ec. 4.43}$$

4.4.1.2. Análisis Numérico de Primer Orden: Método de Schmidt.

Transcurridos 55 años desde la invención del motor Stirling, en el año 1871, Gustav Schmidt (Instituto Politécnico Alemán de Praga) realizó un estudio del ciclo del motor denominado “Análisis Clásico”, aplicable a los tres tipos de configuraciones constructivas: Alfa, Beta y Gamma. De manera que, describió un procedimiento para resolver analíticamente el sistema de ecuaciones del modelo isoterma, para el caso en el que las variaciones de volumen, en las cámaras de compresión y expansión del motor, fueran sinusoidales con respecto al ángulo de giro de la manivela (θ), con un ángulo de desfase (α) entre ambos pistones (Schmidt, 1871), según muestra la Fig. 4.17. De esta forma, se puede expresar la presión (p) en función del ángulo de manivela (θ) y así llegar a una solución cerrada para el cálculo del trabajo realizado por el motor a lo largo de un ciclo (W_{ci}), y por tanto, para unas revoluciones dadas, estimar la potencia teórica desarrollada por el motor en cuestión.

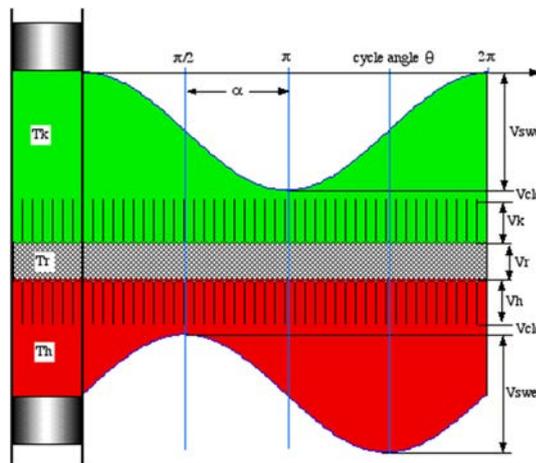


Figura 4.17: Variaciones de volumen sinusoidal en las cámaras de expansión y ángulo de desfase (α).

Fuente: (Urieli y Berchowitz, 1984)

A continuación se detallan las premisas que Schmidt asumió en su análisis del ciclo Stirling:

- Todos los procesos son reversibles.
- El proceso de regeneración es perfecto.
- El fluido de trabajo obedece la Ley de los Gases Perfectos:

$$pV = nRT \tag{Ec. 4.44}$$

Donde p es la presión instantánea, V el volumen de gas, n el número de moles de gas, R la constante universal de los gases ideales y T la temperatura absoluta.

- La masa del fluido de trabajo es constante, no hay fugas en el sistema.
- La variación de volumen en el espacio de trabajo es sinusoidal.
- No hay gradiente de temperatura en el intercambiador de calor.
- Las temperaturas de la pared del cilindro y del pistón son constantes.
- La velocidad de giro del motor es constante.
- Se establecen condiciones de estado estacionario.
- No hay pérdidas de flujo y, por tanto, no hay pérdidas de presión.
- La temperatura en el espacio de calentamiento o expansión es isoterma, T_e .
- La temperatura en el espacio de enfriamiento o compresión es isoterma, T_c .
- La temperatura en el regenerador es T_r .

Por tanto, los parámetros de entrada para el cálculo son:

- V_e – Volumen barrido por el pistón desplazador.
- V_{de} – Volumen muerto de la zona de expansión.
- V_{dxe} – Volumen del intercambiador de la zona de expansión.
- V_r – Volumen del regenerador.
- V_{dxc} – Volumen del intercambiador de la zona de compresión.
- V_{dc} – Volumen muerto del espacio de compresión.
- V_c – Volumen barrido por el pistón de potencia.
- ω – Revoluciones.
- p_{ref} – Presión de referencia.
- T_e – Temperatura del foco caliente.
- T_c – Temperatura del foco frío.

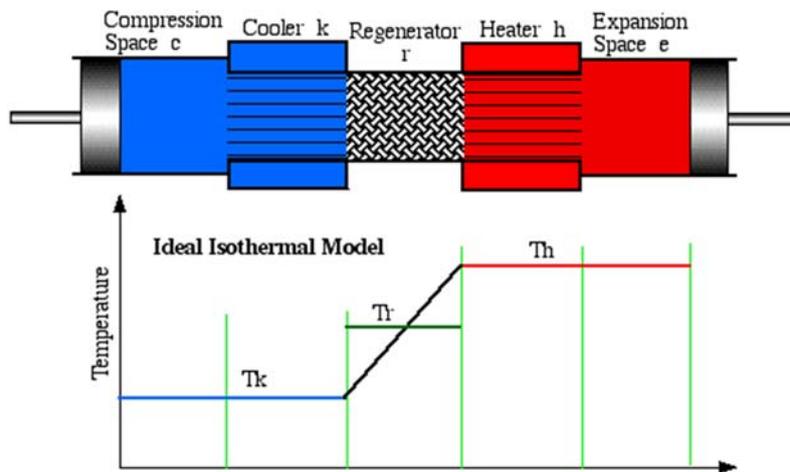


Figura 4.18: Modelo Isoterma: Distribución de volúmenes en el motor.

Fuente: (Urieli y Berchowitz, 1984)

Asumiendo la variaciones de volumen que muestra la Fig. 4.17, su variabilidad viene dada por las Ecs. 4.45 y 4.46:

$$V_c(\theta) = \frac{1}{2} V_e (1 + \cos(\theta - \alpha)) \quad \text{Ec. 4.45}$$

$$V_e(\theta) = \frac{1}{2} V_e (1 + \cos \theta) \quad \text{Ec. 4.46}$$

Se definen los coeficientes adimensionales de volumen y temperatura:

$$\kappa = \frac{V_c}{V_e} \quad \text{Ec. 4.47}$$

$$N_T = \frac{T_e}{T_c} \quad \text{Ec. 4.48}$$

Considerando la Ley de Conservación de Masa y la hipótesis de gas ideal, en cualquier instante de funcionamiento del motor a una presión determinada (p), la masa total de fluido de trabajo (M) en el motor se expresa como:

$$M = \frac{p}{R} \left[\frac{\frac{1}{2} V_e (1 + \cos \theta) + V_{de} + V_{dxe}}{T_e} + \frac{V_r \ln(N_T)}{T_c (N_T - 1)} + \frac{\frac{1}{2} \kappa V_e (1 + \cos(\theta - \alpha)) + V_{dc} + V_{dxc}}{T_c} \right]$$

Ec. 4.49

En la Ec. 4.49, la relación Volumen/Temperatura se descompone en tres sumandos, para las tres regiones de temperatura del motor, según la Fig. 4.18: expansión, regenerador y compresión (En la figura: $T_k = T_c$ y $T_h = T_e$). Para la temperatura del regenerador, se considera una variación lineal entre T_e , en su extremo más cercano al intercambiador en la zona de expansión, y T_c en la zona próxima al intercambiador de compresión. En un motor real, la temperatura del regenerador va oscilando entre T_e y T_c , conforme va siendo atravesado por gas caliente y frío. En este modelo, al no existir pérdidas y ser todos los procesos reversibles, el gas contenido en los intercambiadores de calor y en el regenerador se encuentra a la misma temperatura que la pared de dichas zonas del motor, por tanto, los intercambiadores de calor se encuentran a la misma temperatura que los focos caliente y frío.

Se opera en la [Ec. 4.49](#): se saca factor común V_e y T_c ; se invierte para que quede la presión en el numerador; y se muestran los volúmenes muertos de forma adimensional, tal que $V_{de}/V_{swe} = \mu_{de}$. Las [Ecs. 4.50 y 4.51](#) muestran la nueva configuración:

$$\frac{pV_e}{2MRT_c} = \left[\frac{1}{\frac{(1 + \cos \theta)}{N_T} + \kappa(1 + \cos(\theta - \alpha)) + 2vN_T} \right] \quad \text{Ec. 4.50}$$

$$v = \frac{(\mu_{de} + \mu_{dxe})}{N_T} + \frac{\mu_r \text{Ln } N_T}{(N_T - 1)} + (\mu_{dc} + \mu_{dxc}) \quad \text{Ec. 4.51}$$

En la [Ec. 4.50](#) se opera con los argumentos de los cosenos, obteniendo la expresión de la presión adimensional, denotada por Ψ :

$$\Psi = \frac{pV_e}{2MRT_c} = \left[\frac{N_T}{(1 + (\kappa N_T) + 2vN_T) \cdot (1 + \xi \cos(\theta - \alpha))} \right] \quad \text{Ec. 4.52}$$

Donde:

$$\xi = \frac{\sqrt{(1 + (\kappa N_T)^2 + 2\kappa N_T \cos \alpha)}}{1 + (\kappa N_T) + 2vN_T} \quad \text{Ec. 4.53}$$

Según la posición de la manivela (θ), se aprecia que cuando su ángulo coincide con el ángulo de desfase (α), la presión en el motor es mínima. Mientras que cuando el ángulo de manivela es $180 + \beta$, la presión es máxima. Los valores de la presión adimensional (Ψ), máximo y mínimo, se obtienen mediante las [Ecs. 4.54a y 4.54b](#) y su variación a lo largo de un ciclo se representa en la [Fig. 4.19](#).

$$\Psi_{\min} = \frac{N_T}{(1 + (\kappa N_T) + 2vN_T) \cdot (1 - \xi)} \quad \text{Ec. 4.54a}$$

$$\Psi_{\max} = \frac{N_T}{(1 + (\kappa N_T) + 2vN_T) \cdot (1 + \xi)} \quad \text{Ec. 4.54b}$$

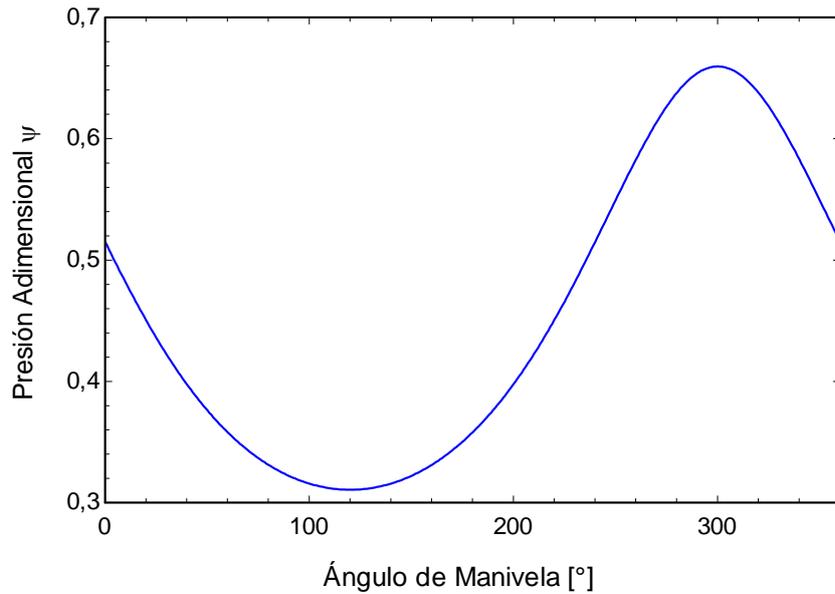


Figura 4.19: Variación de la presión adimensional (ψ) a lo largo de un ciclo en el motor Stirling solar.

Con el objetivo de simplificar los puntos de máxima y mínima presión en función del ángulo de giro del motor (θ), se deduce el ángulo de desfase de presión (β), de manera que su valor informa de dónde se encuentra el punto de mínima presión, tomando como referencia el ángulo de manivela cuando el V_e es máximo. Y por consecuente, 180° después, la presión será máxima. Su valor se obtiene mediante la [Ec. 4.55](#). Se representa en coordenadas polares en la [Fig. 4.20](#).

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{(\kappa N_T) \operatorname{sen} \alpha}{1 + (\kappa N_T) \operatorname{cos} \alpha} \tag{Ec. 4.55}$$

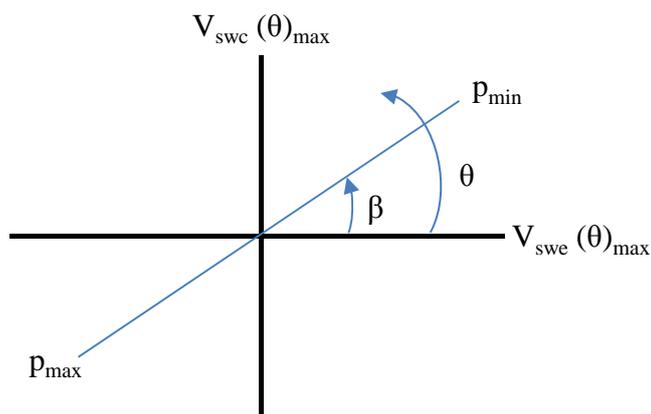


Figura 4.20: Representación en coordenadas polares del ángulo de desfase de presión (β).

Fuente: (Organ, 1997)

Una vez obtenida la presión en función del ángulo de rotación del motor, el trabajo por ciclo, se obtiene integrando entre 0 y 2π el producto de la función de presión ($p(\theta)$) por el volumen disponible para cada ángulo (dV), según muestra la [Ec. 4.56](#):

$$W_{ci} = \int_0^{2\pi} p(\theta) dV \quad \text{Ec. 4.56}$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{dV_e}{d\theta} + \frac{dV_c}{d\theta} = \frac{1}{2} V_e \left[-\text{sen } \theta - \text{sen}(\theta - \alpha) \right] \quad \text{Ec. 4.57}$$

Se expresa de forma adimensional, mediante la expresión ζ_{Schmidt} :

$$\zeta_{\text{Schmidt}} = \frac{W_{ci}}{MRT_c} = \left[\frac{2\pi(\kappa N_T)(N_T - 1) \text{sen } \alpha}{(1 + (\kappa N_T) + 2\nu N_T)^2} \right] f_m(\xi) \quad \text{Ec. 4.58}$$

$$f_m(\xi) = \frac{1}{(1 + \sqrt{1 - \xi^2}) \cdot \sqrt{1 - \xi^2}} \quad \text{Ec. 4.59}$$

Como se ha descrito anteriormente, el análisis de Schmidt asume la misma eficiencia que la máquina de Carnot, así como la hipótesis isoterma en las cámaras de expansión y compresión. Por tanto, Q_e será el calor aportado al ciclo a temperatura T_e , y Q_c el calor cedido por el ciclo a temperatura T_c :

$$\eta_{\text{Schmidt}} = \frac{(T_e - T_c)}{T_e} \quad \text{Ec. 4.60}$$

$$Q_e = \frac{N_T W_{ci}}{N_T - 1} \quad ; \quad Q_c = \frac{-W_{ci}}{N_T - 1} \quad \text{Ec. 4.61a y b}$$

Por conveniencia de uso, se obtienen los valores de referencia por ciclo, tanto de la presión como del trabajo, expresados en función de: N_T , κ , ν y α .

$$\Psi_{\text{ref}} = \frac{N_T}{(1 + (\kappa N_T) + 2\nu N_T) \cdot (1 - \xi^2)} \quad \text{Ec. 4.62}$$

$$\zeta_{\text{ref}} = \frac{W_{\text{ci}}}{p_{\text{ref}} V_{\text{sw}}} = \left[\frac{\pi (\kappa N_T) \cdot \left(1 - \frac{1}{N_T}\right) \text{sen } \alpha}{\left(1 + (\kappa N_T) + 2\nu N_T\right) \cdot \sqrt{1 + \kappa^2 + 2\kappa \cos \alpha}} \right] f_{\text{ref}}(\xi) \quad \text{Ec. 4.63}$$

$$f_{\text{ref}}(\xi) = \frac{1}{\left(1 + \sqrt{1 - \xi^2}\right)} \quad \text{Ec. 4.64}$$

Si se calcula el valor de la presión para cada ángulo de manivela, se llega al ciclo de trabajo termodinámico p-V, Fig. 4.21. En este estudio, al tratarse de un motor Stirling solar, se elimina el volumen asociado al intercambiador de calor de expansión ($V_{\text{dxe}} = 0$).

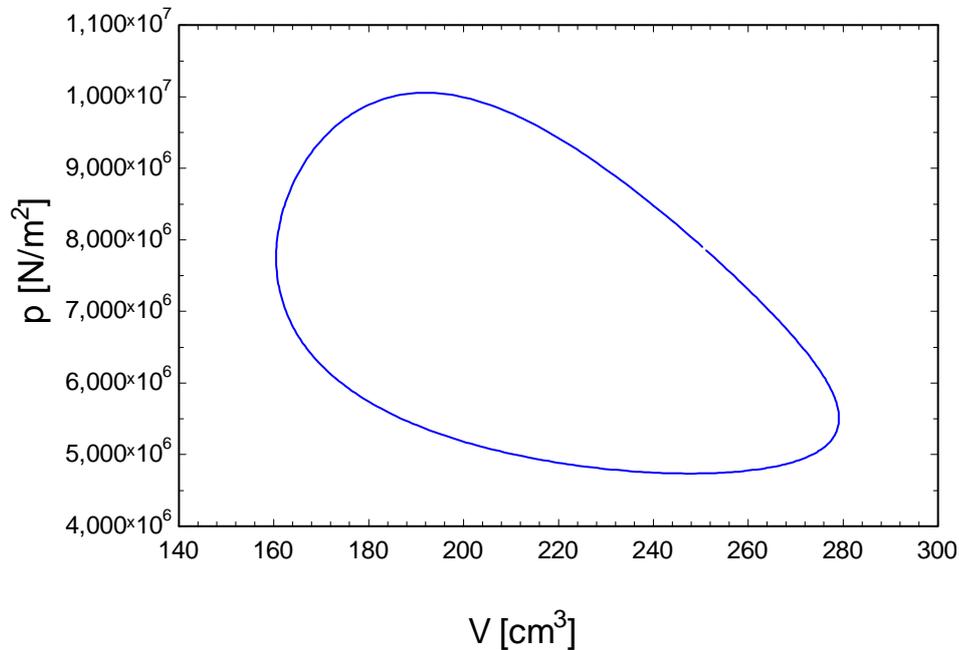


Figura 4.21: Diagrama p-V del motor Stirling solar.

Finalmente, se calcula la potencia desarrollada por el motor Stirling, para un determinado régimen de giro (ω), expresada en función de la presión de referencia (p_{ref}) y el volumen barrido por el mismo (V_{sw}):

$$N_{\text{MS}} = \frac{\zeta_{\text{ref}}}{\Psi_{\text{ref}}} \cdot (p_{\text{ref}} V_{\text{sw}}) \cdot \omega \quad \text{Ec. 4.65}$$

Por tanto, la Ec. 4.43 se transforma en la Ec. 4.66, función de las temperaturas T_e y T_v .

$$\dot{Q}_{MS}(T_v, T_e) = \frac{N_{MS}(T_e)}{\eta_{CA}(T_e)} \Rightarrow \dot{Q}_r^c - \dot{Q}_r^l - \dot{Q}_{cv}^{ex} = \frac{\frac{\zeta_{ref}}{\Psi_{ref}} \cdot (p_{ref} V_{sw}) \cdot \omega}{1 - \frac{1}{N_T}} \quad \text{Ec. 4.66}$$

A continuación, se realiza un balance térmico en la ventana de cuarzo del recibidor, con el objetivo de tener una segunda relación matemática que permita el cálculo de ambas temperaturas.

4.4.1.3. Balance Energético: Ventana de Cuarzo.

Se realiza un segundo balance energético, considerando únicamente los procesos que ocurren en la ventana de cuarzo, tanto los fenómenos internos procedentes de la zona de expansión, como los externos con origen en la radiación solar que incide sobre ella. Igualmente, se tendrán en cuenta las hipótesis enunciadas al comienzo del Apdo. 4.4.1.

Por tanto, una vez alcanzado el estado estacionario, energéticamente el cuarzo debe ceder todo el flujo de calor que absorbe. La parte que absorbe viene dada por las fracciones de corta longitud de onda que inciden sobre el mismo, tanto del interior como del exterior, representado por $\dot{Q}_{r,v}^c$. La parte que cede viene dada por la convección interior \dot{Q}_{cv}^{in} , y exterior \dot{Q}_{cv}^{ex} , más toda la fracción de larga longitud de onda que incide sobre el cuarzo por ambas caras, representada por \dot{Q}_r^l y $\dot{Q}_{r,in}^l$, según muestra la Fig. 4.22.

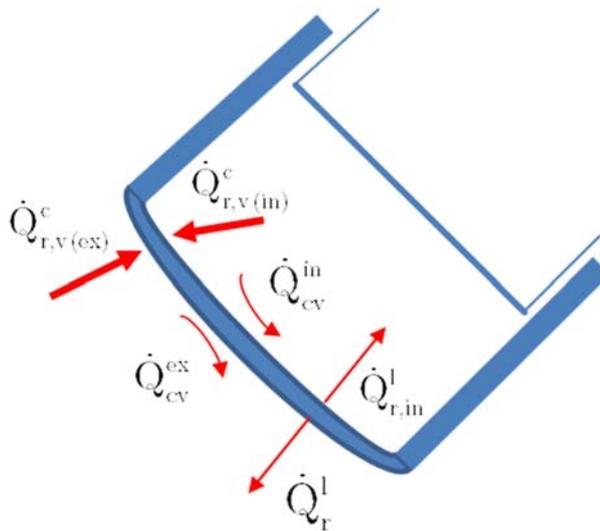


Figura 4.22: Balance térmico en la ventana de cuarzo.

Matemáticamente, la [Ec. 4.67](#) muestra la relación entre los flujos de calor existentes en la ventana de cuarzo. Entre paréntesis se expresan las temperaturas de las que dependen cada uno de ellos.

$$\dot{Q}_{r,v}^c(T_e, T_v) = \dot{Q}_r^l(T_v) + \dot{Q}_{cv}^{ex}(T_v) + \dot{Q}_{cv}^{in}(T_e, T_v) + \dot{Q}_{r,in}^l(T_e, T_v) \quad \text{Ec. 4.67}$$

De los miembros de la [Ec. 4.67](#), el flujo de calor por radiación de larga longitud de onda (\dot{Q}_r^l) y el flujo de calor por convección exterior (\dot{Q}_{cv}^{ex}), han sido estudiados en los Apdos. 4.4.1.2 y 4.4.1.3, respectivamente. A continuación, se desarrollan el resto de sumandos.

a. Flujo de calor neto radiante de larga longitud de onda interior ($\dot{Q}_{r,in}^l$)

El balance neto de larga longitud de onda entre la cara interior de la ventana de cuarzo y las superficies interiores emisoras del motor viene dado por la [Ec. 4.68](#):

$$\dot{Q}_{r,in}^l = A_v \cdot \left[\epsilon_v^l \cdot \sigma T_v^4 \cdot f_v^l - \epsilon_v^l \cdot J_{in}^l \right] \quad \text{Ec. 4.68}$$

Donde J_{in}^l es la radiosidad que emiten las superficies interiores de la cámara de expansión del motor de larga longitud de onda, cuyo valor viene expresado por la [Ec. 4.69](#):

$$J_{in}^l = \epsilon_{in}^l \cdot \sigma T_e^4 \cdot f_{in}^l + \rho_{in}^l \left[J_{in}^l \cdot F_{in-in} + J_{v-in}^l \cdot F_{in-v} \right] \quad \text{Ec. 4.69}$$

Donde J_{v-in}^l es la radiosidad de la cara interior de la ventana de cuarzo de larga longitud de onda, calculada mediante la [Ec 4.70](#):

$$J_{v-in}^l = \epsilon_v^l \cdot \sigma T_v^4 \cdot f_v^l + \rho_v^l \cdot J_{in}^l \quad \text{Ec. 4.70}$$

b. Flujo de calor convectivo de la cara interior de la ventana de cuarzo (\dot{Q}_{cv}^{in})

El flujo de calor convectivo en la cara interior de la ventana de cuarzo hacia el fluido de trabajo del motor se obtiene mediante la [Ec. 4.71](#):

$$\dot{Q}_{cv}^{in} = h_{v,in} \cdot A_v \cdot (T_v - T_e) \quad \text{Ec. 4.71}$$

Donde $h_{v,in}$ es el coeficiente de transmisión de calor por convección, definido por la correlación empírica proporcionada por Eichelberg ([Finol et al., 2006](#)), utilizada para el cálculo

de los procesos de transferencia de calor por convección en el cilindro de un motor de combustión interna alternativo. Se obtiene el coeficiente de convección a través del valor de la velocidad lineal media del pistón desplazador (v_{pd}) dada en [m/s], la presión de referencia (p_{ref}) medida en [atm] y la temperatura de la cámara de expansión (T_e) en [K], Ec. 4.72.

$$h_{v,in} = 2,43 \cdot (v_{pd})^{1/3} \cdot (p_{ref} T_e)^{1/2} \quad \text{Ec. 4.72}$$

En realidad, aunque se asuma la hipótesis isoterma en la cámara de expansión, tanto la temperatura y especialmente la presión, tendrán valores diferentes para cada posición de la manivela del motor, por ello se adoptan los valores de presión de referencia y temperatura de expansión como valores de referencia para el cálculo. El comportamiento de dichas variables de funcionamiento en el interior del motor se estudia en el Apdo. 4.5.1.3.

c. Flujo de calor radiante de corta longitud de onda en la ventana ($\dot{Q}_{r,v}^c$):

Por las características intrínsecas del cuarzo, éste absorbe parte de la radiación de corta longitud de onda, tanto por su cara externa, como por su cara interna. Además, emite un calor radiativo función de su temperatura también por ambas caras. De esta forma, el balance energético de corta longitud de onda resulta:

$$\dot{Q}_{r,v}^c = A_v \cdot \left[\alpha_v^c (G_{ex}^c + G_{in}^c) - 2 \varepsilon_v^c \cdot \sigma T_v^4 \cdot f_v^c \right] \quad \text{Ec. 4.73}$$

El estudio se realiza bajo la hipótesis de estado estacionario, con el sistema en equilibrio térmico respecto al espacio que lo rodea, alcanzada su temperatura nominal para las condiciones de radiación solar estimadas. De esta forma, se demuestra que sus valores radiativos de absorptividad y emisividad deben ser idénticos para un mismo rango de longitudes de onda a tratar, según la Ley de Kirchhoff (Incropera et al., 2007).

4.4.1.4. Resultados y Discusión

El análisis de los procesos energéticos que ocurren en el foco caliente del motor Stirling con la tipología de receptor estudiado, se sintetizan en las Ecs. 4.66 y 4.67, las cuales están desarrolladas en función de la temperatura de la zona de expansión y de la ventana de cuarzo. En las ecuaciones desarrolladas, donde aparecen términos de radiosidad, existen recursividades como consecuencia de las infinitas reflexiones existentes entre las superficies radiativas, que participan en el proceso de transferencia de calor. Por ello, se resuelve el sistema mediante el método de iteración, implementado en el software Engineering Equation Solver (EES).

Los resultados demuestran que el aumento de la irradiancia solar directa (DNI), conlleva un aumento progresivo de la temperatura en la zona de expansión del motor. Ello se traduce en un incremento de la potencia proporcionada por el mismo, Fig. 4.23. En el intervalo de DNI representado, las condiciones nominales de operación del motor se alcanzan para una irradiancia de 775 W/m², señaladas en línea discontinua sobre la Fig. 4.23. Dicho nivel requiere una irradiación normal media diaria de 6,24 kWh/m², lo que supone una energía acumulada anual de 2275 kWh/m² (estimando 8 horas de sol cada día del año).

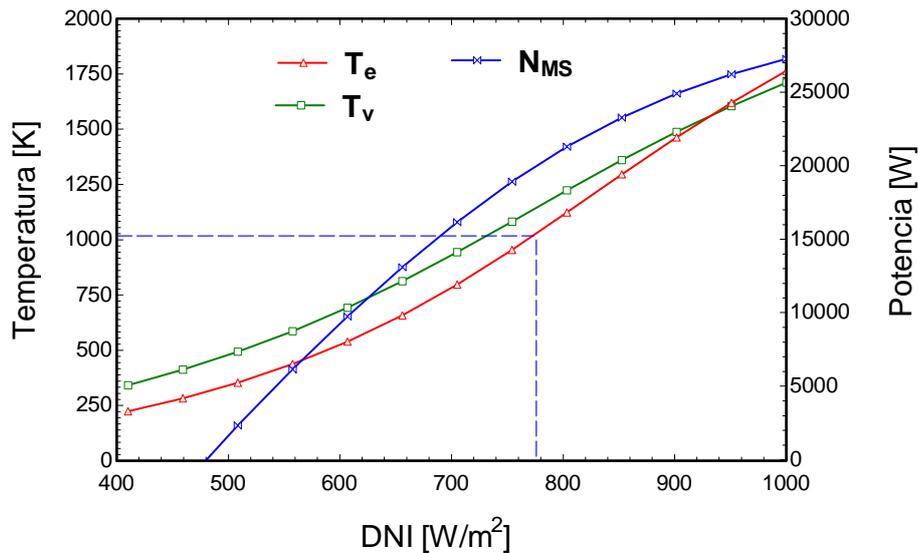


Figura 4.23: Variación de temperaturas (cámara de expansión y ventana de cuarzo) y potencia del motor Stirling solar Vs irradiancia normal directa (DNI).

Igualmente, en la Fig. 4.23, se observa que el límite técnico inferior de funcionamiento del motor con este tipo de receptor se obtiene para niveles de 450 W/m². Esto es así, porque según los criterios de cálculo, las temperaturas del foco caliente y frío se igualan. En cuanto al límite técnico superior, por limitaciones térmicas y mecánicas, los motores Stirling para aplicaciones solares llevan unos circuitos de control que gobiernan un sistema de refrigeración, el cual impide que la temperatura del receptor supere los 1100 K, establecidos como condiciones límite de operación de los materiales empleados en la fabricación del motor Stirling.

En cuanto a la eficiencia del motor se asume el rendimiento de Carnot, según criterio de cálculo de la metodología de Schmidt (1871). Se cumple que a mayor diferencia de temperatura entre focos el rendimiento irá incrementándose. Por tanto, el rendimiento del motor depende de la temperatura que alcance la cámara de expansión, para un nivel de DNI determinado. En el Fig. 4.24, se aprecia la evolución de los parámetros de potencia teórica desarrollada por el motor (N_{MS}), flujo de calor neto aportado al mismo mediante radiación solar (\dot{Q}_{MS}) y rendimiento obtenido (η_c), según se calcula en la Ec. 4.66. Para las condiciones nominales se alcanza un rendimiento del 69,65%.

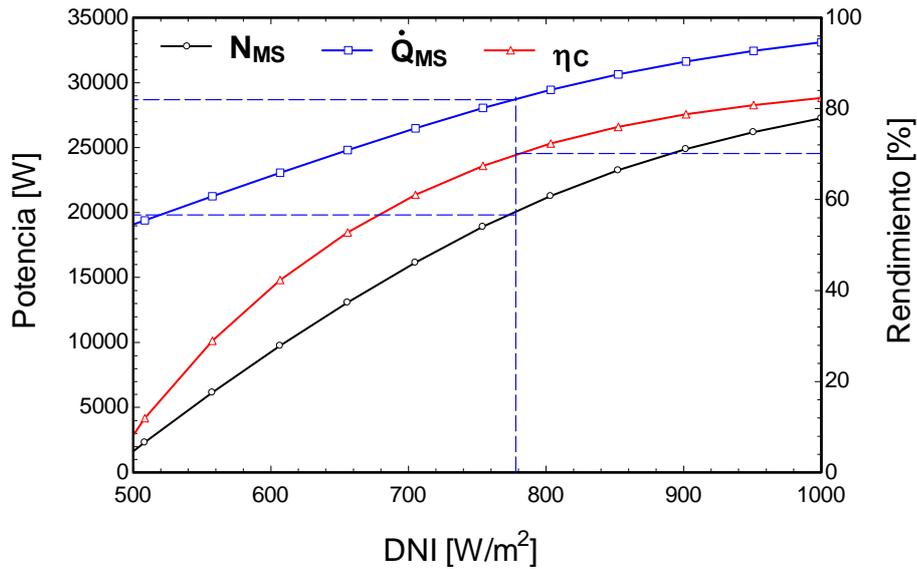


Figura 4.24: Evolución del flujo de calor neto aportado, potencia teórica y rendimiento alcanzado Vs irradiancia normal directa (DNI).

Según desarrolla la Ec. 4.11, en el balance neto de flujo de calor aportado al motor (\dot{Q}_{MS}), se discrimina entre la fracción solar de corta (\dot{Q}_r^c) y larga longitud de onda (\dot{Q}_r^l). En la Fig. 4.25 se aprecia el poder energético de la fracción de corta longitud de onda respecto a la de larga, suponiendo esta última apenas un 2,3% para las condiciones de aporte solar en las que se alcanzan los parámetros nominales de operación del motor (775 W/m²). Para valores de DNI inferiores, dicho porcentaje baja aún más, y para valores superiores se incrementa hasta un máximo del 10% a 1000 W/m².

Igualmente, la fracción de flujo de calor por convección natural (\dot{Q}_{cv}^{ex}) tiene poca relevancia en el resultado final, siendo prácticamente despreciable a lo largo de todo el intervalo de DNI estudiado, debido a que supone menos del 1% del total de radiación de corta, para niveles de 1000 W/m². El calor convectivo que se muestra en el Fig. 4.25, ha sido evaluado para una temperatura ambiente de 298 K, a mediodía solar el día 15 de julio, con valor máximo de 279,4 W, alcanzando un coeficiente de convección de 17,43 W/m² · K.

En este estudio, se asume que el receptor únicamente se ve sometido a convección natural. Sin embargo, análisis experimentales llevados a cabo en receptores con cavidad con distintas geometrías, se han resuelto con correlaciones experimentales para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección. En la revisión realizada por Wu et al. (2010) vienen recogidas un conjunto de correlaciones empíricas clasificadas por tipología de receptor. Se destaca los ensayos realizados por Hogan (1991), donde se muestra que las pérdidas por convección en un receptor de reflujo pueden alcanzar el 25% en horas centrales del día y el 40% en horas de mañana y tarde. Stine et al. (1989) determinaron que suponen alrededor de un 11% sobre el total de la radiación incidente sobre el receptor en horas centrales del día, incrementándose dicho porcentaje en horas de mañana, tarde.

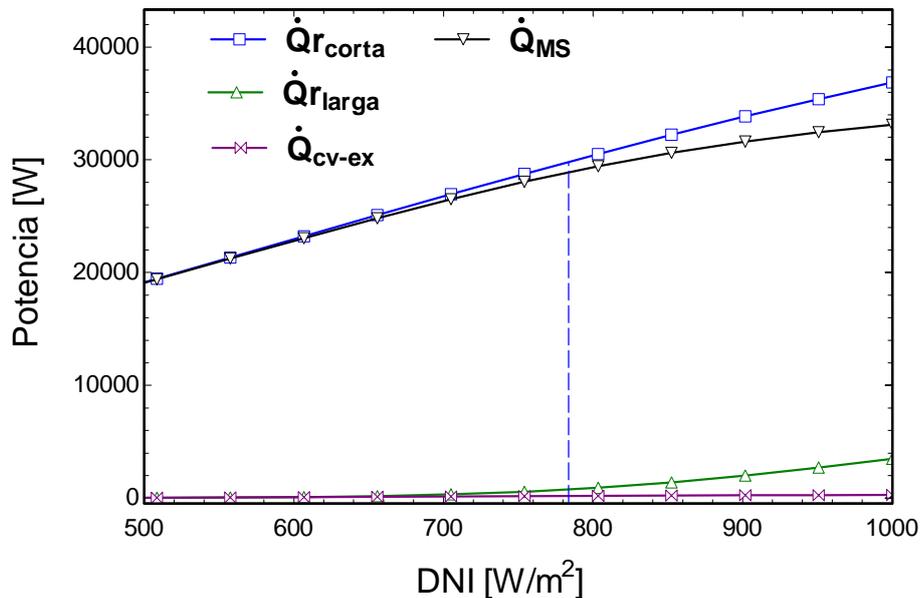


Figura 4.25: Desglose del flujo de calor aportado: convección, corta y larga longitud de onda Vs irradiancia normal directa (DNI).

Para el análisis de la eficiencia global del sistema, se representa en la Fig. 4.26 un diagrama de barras, donde se muestra el flujo de calor y potencia a lo largo de cada componente para las condiciones nominales de operación (775 W/m²). Cada salto en el diagrama indica el flujo de calor (o potencia mecánica y eléctrica en el caso del motor Stirling y alternador), a lo largo de la cadena energética del sistema. La primera barra vertical muestra la cantidad de energía solar que incide sobre el concentrador (43,86 kW), seguidamente el flujo de calor reflejado hacia el foco del concentrador (41,23 kW); posteriormente se muestra la parte interceptada (38,35 kW) y el flujo de calor que alcanza al receptor (37,58 kW). Seguidamente, se detalla la potencia mecánica suministrada por el motor Stirling (19,85 kW) y la eléctrica generada por el alternador (17,87 kW) asumiendo un rendimiento entre ambos del 90%. Finalmente, se estima que un 5% de la potencia generada por el alternador, es la potencia que demandan los sistemas auxiliares de gobierno para el correcto funcionamiento del sistema (equipos de seguimiento solar, control, refrigeración, etc.).

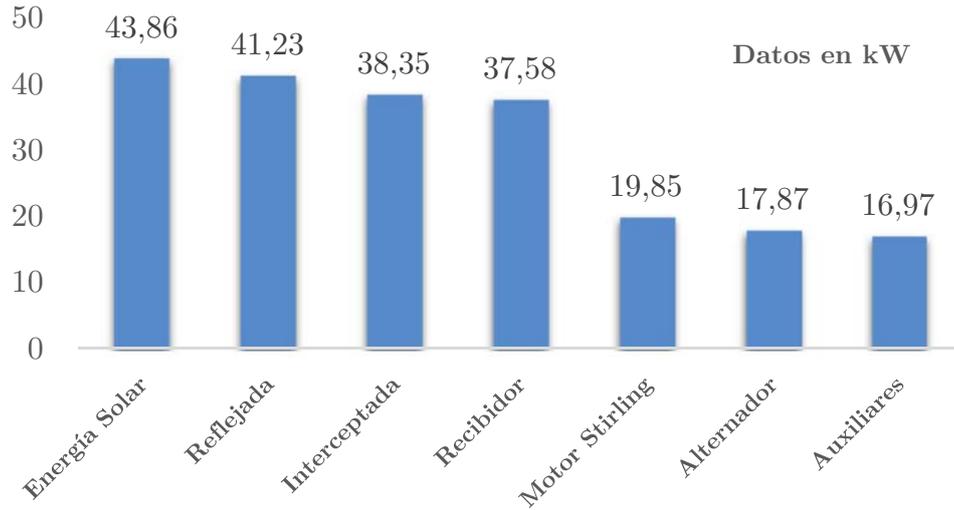


Figura 4.26: Cadena energética (a 725 W/m^2) del sistema Dish Stirling: motor con recibidor formado por ventana de cuarzo y absorbedor por superficies interiores.

En la Fig. 4.26 se aprecia que el mayor salto energético ocurre entre el flujo de calor que alcanza el recibidor y la potencia mecánica suministrada por el motor Stirling. La caída supone un 47,17% sobre la energía térmica del recibidor. Estos valores servirán de referencia en el Apdo. 4.4.3., en la comparación de los recibidores analizados.

Extendiendo el análisis global del sistema a lo largo de todo el intervalo de DNI, se evalúa el rendimiento neto del conjunto Dish Stirling (η_{DS}), matemáticamente obtenido mediante la relación entre la potencia eléctrica de salida (N_{net}), respecto a la energía solar concentrada ($E_{solar-co}$), Ec. 4.74. En este estudio su valor máximo es de 42,45%, a un nivel de irradiancia solar de 900 W/m^2 , mientras que para las condiciones nominales, 775 W/m^2 , desciende hasta el 40%.

En la Fig. 4.27 se comparan, para todo el rango de DNI analizado, los distintos niveles de energía solar aportados al sistema, dependientes de las características ópticas del concentrador. De manera que se discrimina entre energía solar concentrada, reflejada, interceptada y alcanzada por el recibidor. Así mismo, se muestra la evolución de la eficiencia global del sistema a lo largo de todo el intervalo de DNI.

$$\eta_{DS} = \frac{N_{net}}{E_{solar-co}} = \frac{N_{MS} \cdot \eta_{alt} \cdot \eta_{aux}}{I_{bn} \cdot A_{co}} \quad \text{Ec. 4.74}$$

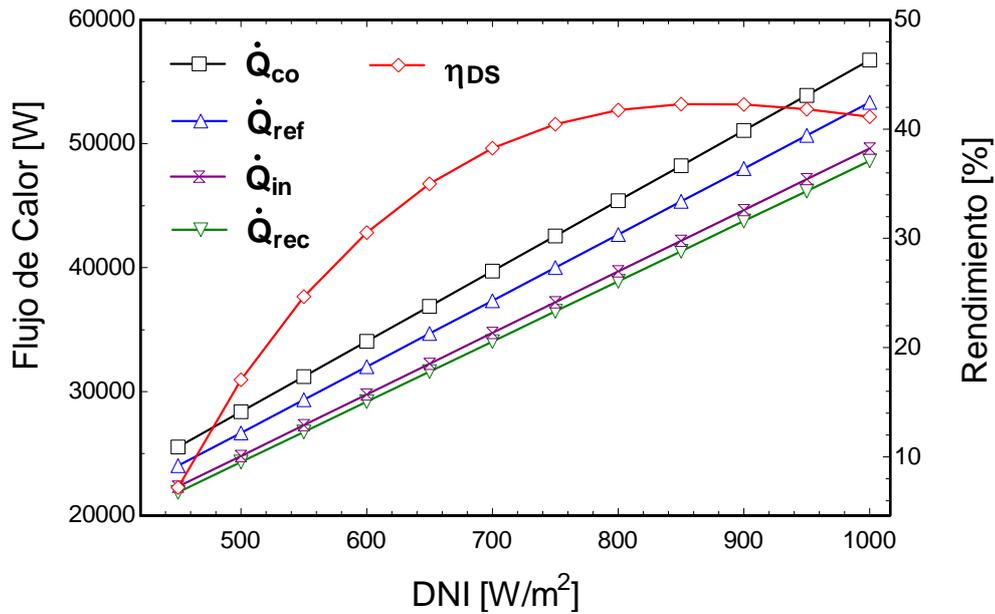


Figura 4.27: Flujos de calor y eficiencia del sistema global Vs irradiancia normal directa (DNI).

Algunos de los sistemas que han sido experimentados han llegado a alcanzar eficiencias máximas del orden del 30% (Mancini et al., 2003; Andraka, 2008), por ejemplo, la tecnología implantada por SES alcanzó un pico de eficiencia del 29,4% (para niveles de DNI de 1000 W/m²), siendo su eficiencia media anual del 24,6%. La tecnología fabricada por SBP obtuvo una eficiencia pico del 19% (medida a 800 W/m²), con una media anual del 15,7%. Por tanto, la eficiencia teórica obtenida debe ser interpretada con prudencia, sabiendo que aunque el valor es realmente bueno, se verá afectado en funcionamiento real. En el Apdo. 4.4.3. se contrastan los valores de eficiencia de los sistemas Dish Stirling experimentados.

Finalmente, en la Tabla 4.3, se resumen los valores de los principales parámetros de funcionamiento del sistema, para todo el intervalo de DNI estudiado:

DNI [W/m ²]	T _e [K]	N _{MS} [W]	η _{MS} [%]	E _{net} [W]	η _{DS} [%]
500	340,3	1644	8,61	5.055	1406
550	423,9	5582	26,63	15,6	4773
600	524,1	9273	40,66	23,76	7928
650	643,2	12709	51,65	30,06	10866
700	782,5	15861	60,26	34,84	13561
800	1111	21130	72,01	40,61	18066
900	1457	24846	78,66	42,45	21243
1000	1764	27263	82,37	41,92	23310

Tabla 4.3: Resumen de parámetros de operación del sistema Dish Stirling con receptor mediante ventana de cuarzo y absorbidor interno por superficies interiores.

4.4.2. Absorbedor Interno por Pantalla Porosa.

En este apartado se analiza la variante de receptor en la que, junto a la ventana de cuarzo, se adhiere una pantalla formada por una matriz porosa, Fig. 4.28. Se pretende definir su idoneidad como absorbedor interno en los sistemas Dish Stirling, como parte constructiva del propio motor. El gas, empujado por el movimiento alternativo del pistón desplazador, pasa a través de la citada pantalla porosa, absorbiendo por convección forzada el calor suministrado por el receptor.

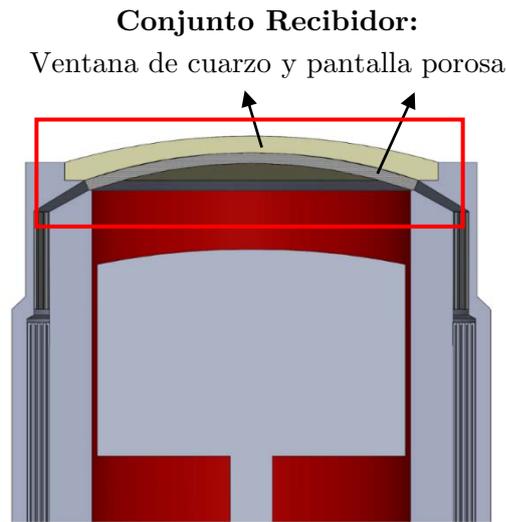


Figura 4.28: Receptor con absorbedor interno por pantalla porosa.

La estrategia de cálculo tiene como objetivo determinar la temperatura alcanzada por el receptor (T_{rec}) en función del nivel de radiación solar incidente. Primeramente, se calcula el flujo de calor aportado al motor (\dot{Q}_{MS}) y mediante la metodología de Schmidt se calcula la potencia teórica suministrada por el mismo (N_{MS}), Ec. 4.66. Como consecuencia de asumir la hipótesis de que toda la cámara de expansión permanece a temperatura constante (modelo isoterma), la temperatura alcanzada por el conjunto receptor, será tomada como referencia para el cálculo de la potencia entregada por el motor. Por tanto, solo se calcula una temperatura (T_{rec}), a diferencia del estudio anterior, en el que se obtenían dos (T_e y T_v). La Fig. 4.29 muestra el proceso de cálculo mediante un diagrama de bloques.

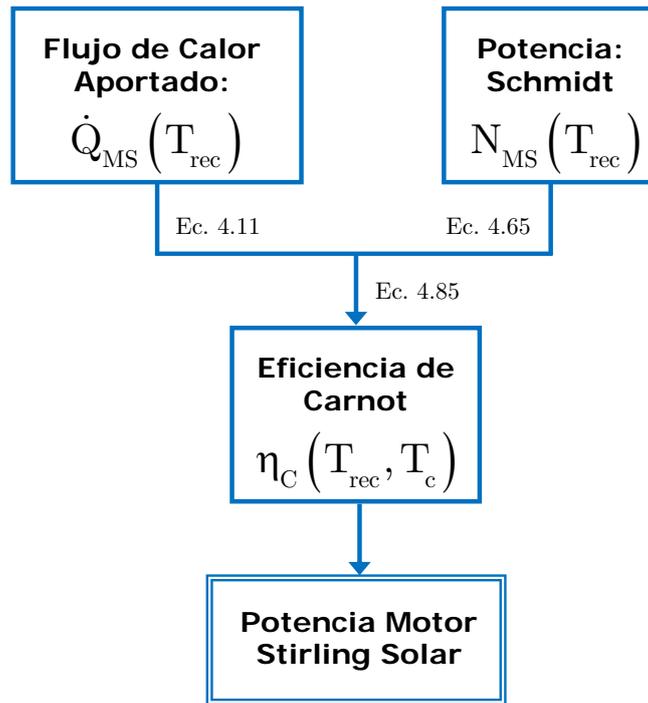


Figura 4.29: Diagrama de cálculo de la potencia del motor Stirling solar con absorbedor por pantalla porosa.

4.4.2.1. Balance Energético: Flujo de Calor Aportado al Motor

El cálculo para llegar al valor del flujo de calor aportado al motor (\dot{Q}_{MS}) sigue la misma metodología que se ha estudiado en el Apdo. 4.4.1.1., mediante la Ec. 4.11. La variación, al introducir este tipo de receptor, afecta al término del flujo de calor radiativo de corta longitud de onda (\dot{Q}_r^c), el resto de miembros de la citada ecuación permanecen invariables.

A las hipótesis de cálculo que se han asumido en el Apdo. 4.4.1.1, se añade la siguiente:

- El valor de la temperatura a lo largo de todo el receptor es constante, despreciando las pérdidas térmicas por conducción que puedan darse entre el propio absorbedor y la ventana.

a. Flujo de calor radiante de corta longitud de onda (\dot{Q}_r^c)

La Ec. 4.12 define el flujo de calor radiativo de corta longitud de onda, donde el término relativo a la radiación externa de la ventana de cuarzo (J_{v-ex}^c), se ve afectado por la colocación de la pantalla porosa. En esta situación, la fracción de radiación interior de corta longitud de onda, que sale hacia el exterior (atravesando el receptor), (J_{in}^c), disminuye considerablemente, al ser absorbida por la propia pantalla.

Por tanto, la [Ec. 4.20](#), que muestra el cálculo de la radiosidad de la cara externa de la ventana, se transforma en la [Ec. 4.75](#), expresada en [W]. En el último sumando de ésta, aparece el término $(1 - \alpha_p^c)$, el cual se interpreta como la fracción de radiación que no absorbe la pantalla porosa y es susceptible de salir al exterior atravesando la ventana de cuarzo. El factor α_p^c representa la absorptividad para corta longitud de onda del material de la pantalla.

$$J_{v-ex}^c = A_v \left(\epsilon_v^c \sigma T_{rec}^4 f_v^c + \rho_v G_{ex}^c \right) + \tau_v^c (1 - \alpha_p^c) J_{in}^c \quad \text{Ec. 4.75}$$

Para evaluar la fracción de radiosidad interior que llega al receptor (J_{in}^c), se distinguen las distintas superficies existentes en la cámara de expansión: pantalla porosa, cilindro y pistón desplazador. Su valor viene dado por la suma de los flujos de calor procedentes de la cabeza del pistón desplazador (\dot{Q}_{pd}^c) y del cilindro (\dot{Q}_{cil}^c), según la [Ec. 4.76](#).

$$J_{in}^c = \dot{Q}_{pd}^c + \dot{Q}_{cil}^c \quad \text{Ec. 4.76}$$

La determinación de los flujos caloríficos procedentes del pistón desplazador y del cilindro se lleva a cabo a partir de la radiosidad que emite cada uno de ellos, de acuerdo con las [Ecs. 4.77 y 4.78](#).

$$\dot{Q}_{pd}^c = A_p J_{pd}^c F_{pd-p} \quad \text{Ec. 4.77}$$

$$\dot{Q}_{cil}^c = A_{cil} J_{cil}^c F_{cil-p} \quad \text{Ec. 4.78}$$

Donde A_p y A_{cil} son las áreas de la parte frontal de la pantalla porosa y del cilindro; J_{pd}^c y J_{cil}^c , las radiosidades de corta longitud de onda que emiten la cara superior del pistón desplazador y del cilindro, respectivamente. Los factores F_{pd-p} y F_{cil-p} , representan el porcentaje de radiación que llega a la pantalla desde cada una de las superficies emisoras.

Los valores de las respectivas radiosidades (J_{pd}^c , J_{cil}^c y J_{p-inf}^c) se obtienen sumando todo el flujo de calor que emiten a consecuencia de su temperatura, más toda la radiación que reflejan (como receptores de las superficies que los rodean), expresados en las [Ecs. 4.79, 4.80 y 4.81](#).

$$J_{pd}^c = \varepsilon_{pd}^c \sigma T_{pd}^4 f_{pd}^c + \left[\rho_{pd}^c \left(J_{p-inf}^c F_{p-pd} + J_{cil}^c F_{cil-pd} \right) \right] \quad \text{Ec. 4.79}$$

$$J_{cil}^c = \varepsilon_{cil}^c \sigma T_{cil}^4 f_{cil}^c + \left[\rho_{cil}^c \left(J_{p-inf}^c F_{p-cil} + J_{pd}^c F_{pd-cil} \right) \right] \quad \text{Ec. 4.80}$$

$$J_{p-inf}^c = \varepsilon_p^c \sigma T_{rec}^4 f_p^c + \left[\rho_p^c \left(J_{pd}^c F_{pd-p} + J_{cil}^c F_{cil-p} \right) \right] \quad \text{Ec. 4.81}$$

Finalmente, el balance global del flujo de calor aportado al motor, según la [Ec. 4.11](#), se corrige al estar multiplicada la radiosidad por la superficie correspondiente. Su unidad en este caso es [W], y no [W/m²], [Ec. 4.82](#). Posteriormente, se muestra la ecuación general de cálculo, [Ec. 4.83](#).

$$\dot{Q}_r^c = (A_v G_{ex}^c) - J_{v-ex}^c \quad \text{Ec. 4.82}$$

$$\dot{Q}_{MS}(T_{rec}) = \frac{N_{MS}(T_{rec})}{\eta_{CA}(T_{rec})} \Rightarrow \dot{Q}_r^c - \dot{Q}_r^l - \dot{Q}_{cv}^{ex} = \frac{\zeta_{ref} \cdot (p_{ref} V_{sw}) \cdot \omega}{1 - \frac{1}{N_T}} \quad \text{Ec. 4.83}$$

▪ **Factores de Forma:**

Con la finalidad de calcular el intercambio de calor radiativo entre las superficies interiores (pistón desplazador, cilindro y absorbedor interno), se estima el porcentaje de energía que se transmiten en función de la situación relativa entre ellas. Para ello, se obtienen los factores de forma entre todas las superficies susceptibles de transmitir y/o recibir calor por radiación.

- *Factor de forma del pistón desplazador-pantalla porosa (F_{pd-p}):* por la posición relativa de ambos se asemeja a dos discos paralelos coaxiales, como muestra la [Fig. 4.30](#). Al ser la distancia entre ambos (L) variable por el movimiento alternativo del pistón desplazador, se opta por considerar un valor medio entre el valor mínimo (pistón en punto muerto inferior) y el valor máximo (pistón en punto muerto superior), ([Çengel et al., 2009](#)).

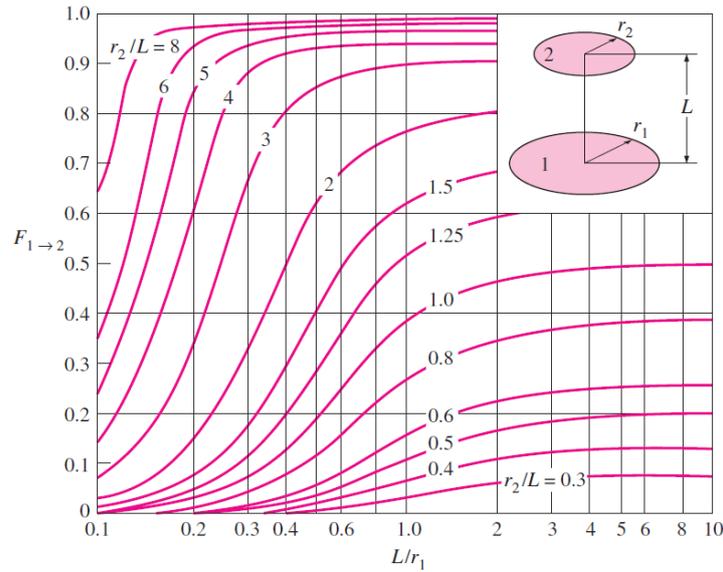


Figura 4.30: Factor de forma para discos paralelos coaxiales.

Fuente: (Çengel et al., 2009)

Por la Ley de Reciprocidad se obtiene el factor de forma opuesto:

$$F_{p-pd} = \frac{F_{pd-p} \cdot A_{pd}}{A_p} \tag{Ec. 4.84}$$

- *Factor de forma del cilindro-pistón desplazador (F_{cil-pd}):* asumiendo que el sumatorio de los factores de forma desde una superficie de un recinto cerrado hacia todas las superficies del recinto, incluido hacia sí misma, es igual a la unidad, la [Ec. 4.86](#) proporciona el factor de forma entre el cilindro y el pistón desplazador.

Por reciprocidad:

$$F_{pd-cil} = 1 - F_{pd-p} \tag{Ec. 4.85}$$

$$F_{cil-pd} = \frac{F_{pd-cil} \cdot A_{pd}}{A_{cil}} \tag{Ec. 4.86}$$

- *Factor de forma del absorbedor interno-cilindro (F_{p-cil}):* análogamente, su valor se obtiene de la siguiente forma.

$$F_{p-cil} = 1 - F_{p-pis} \tag{Ec. 4.87}$$

Por reciprocidad:

$$F_{\text{cil-p}} = \frac{F_{\text{p-cil}} \cdot A_{\text{p}}}{A_{\text{cil}}} \quad \text{Ec. 4.88}$$

El cálculo de las superficies, tanto del cilindro como del pistón, se obtiene a partir de las Ecs. 4.89 y 4.91:

$$A_{\text{cil}} = 2\pi R_{\text{cil}} \cdot S_{\text{pd}} \quad \text{Ec. 4.89}$$

Siendo R_{cil} el radio del cilindro y S_{pd} la carrera del pistón desplazador. El área de la ventana de cuarzo se estima a partir del factor de concentración (C) del concentrador parabólico:

$$A_{\text{v}} = \frac{\pi R_{\text{co}}^2}{C} \quad \text{Ec. 4.90}$$

Para el cálculo del área frontal de la pantalla porosa se estima que es un 5% menor al área frontal de la ventana de cuarzo.

$$A_{\text{fp}} = 0,95 \cdot A_{\text{v}} \quad \text{Ec. 4.91}$$

Por último, la superficie frontal del pistón queda:

$$A_{\text{pd}} = \pi R_{\text{pd}}^2 \quad \text{Ec. 4.92}$$

4.4.2.2. Resultados y Discusión

A continuación, se muestran los resultados obtenidos del estudio realizado sobre los procesos energéticos que ocurren en el receptor del motor Stirling solar diseñado. En este caso, el receptor está compuesto por una ventana de cuarzo y un absorbedor interno formado por una pantalla porosa. El estudio se sintetiza en las Ecs. 4.11 y 4.66, en las que se asume que la temperatura del receptor (T_{rec}) es la misma a lo largo de toda su longitud y grosor, obviando los procesos de conducción interna que en él pudieran darse. La resolución de las ecuaciones se realiza mediante el software Engineering Equation Solver (EES).

En este estudio, al igual que ha ocurrido con el receptor sin pantalla porosa, se demuestra que con el incremento de irradiancia solar aumenta la temperatura del receptor. La Fig. 4.31 muestra la variación de la temperatura del receptor en función del nivel de irradiancia normal directa (DNI). En línea discontinua se destaca el nivel de DNI en el que se alcanza la temperatura nominal de operación, 1019 K a 600 W/m². A diferencia de los resultados mostrados por el receptor sin pantalla porosa, la temperatura nominal de operación se alcanza con niveles inferiores de DNI (600 frente a 775 W/m²). Ello facilitaría la implantación de esta tipología de receptor en latitudes con niveles de irradiación menores, ya que 600 W/m² suponen una irradiación media diaria de 4,8 kWh/m², lo que equivale a 1750 kWh/m² anuales (estimando 8 horas de sol diarias), frente a los 2100 kWh/m² estimados en el estudio anterior.

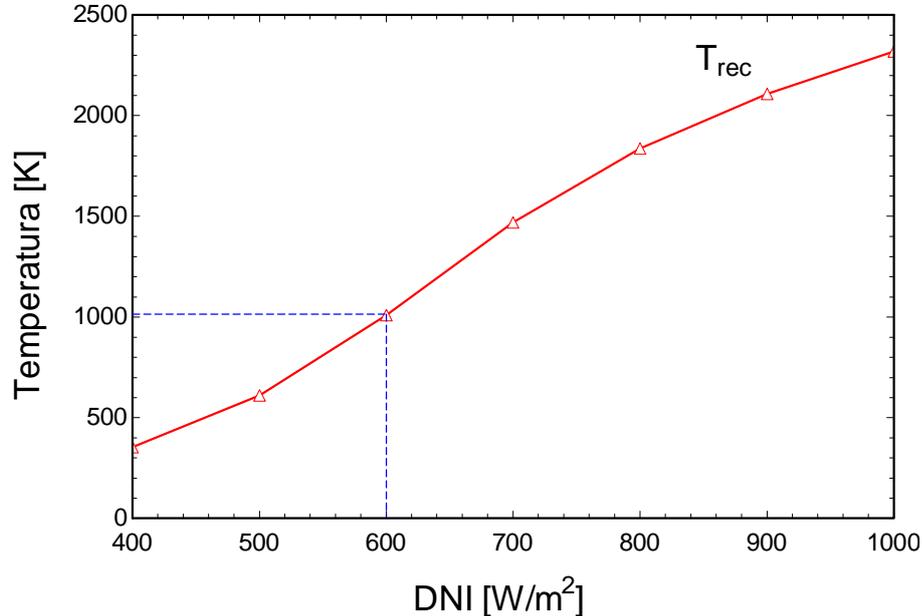


Figura 4.31: Variación de la temperatura del conjunto receptor Vs Irradiancia normal directa

Los parámetros del motor siguen la misma tendencia que la estudiada con el receptor sin pantalla porosa, según se observa en la Fig. 4.32, donde se representan las curvas de potencia desarrollada (N_{MS}), flujo de calor neto aportado (\dot{Q}_{MS}) y rendimiento del motor (η_C), a lo largo del intervalo de DNI analizado. En línea discontinua se muestra el punto de operación nominal del motor (1019 K a 600 W/m²).

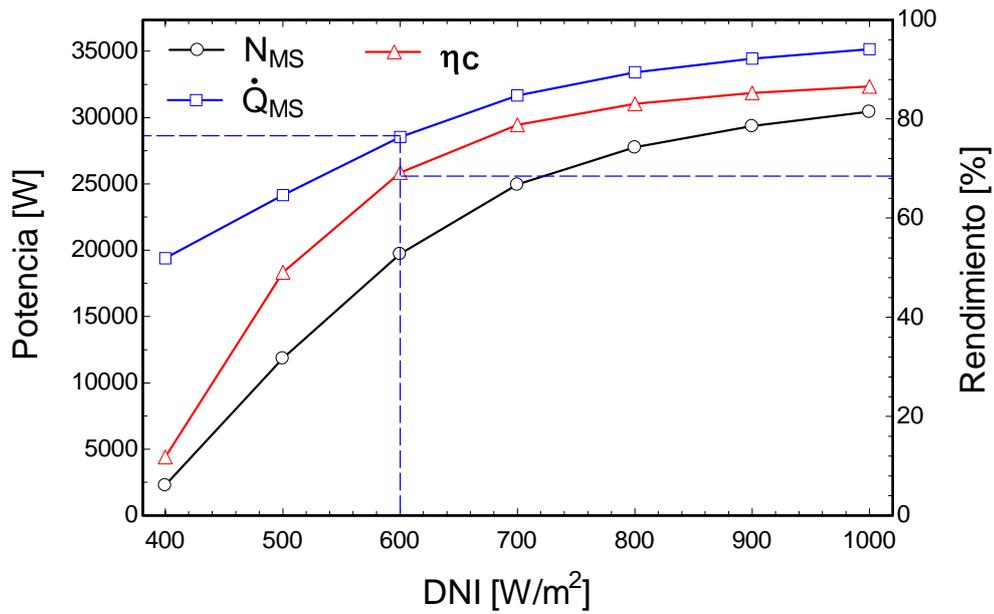


Figura 4.32: Variación de la temperatura del conjunto receptor Vs Irradiancia normal directa

Para analizar la eficiencia global se representa un diagrama de barras para las condiciones nominales de operación (600 W/m^2) correspondiente al receptor con pantalla porosa, Fig. 4.33. Se aprecia, al igual que ocurría en el análisis del receptor sin pantalla porosa (Fig. 4.26), que la mayor pérdida energética se localiza en la transformación que ocurre entre el flujo de calor que absorbe el receptor respecto a la potencia mecánica de salida del motor. Sin embargo, con este tipo de receptor el nivel de pérdidas desciende. Para las condiciones nominales de operación suponen una caída del 32,18%, frente al 47,17% calculado en el estudio anterior.

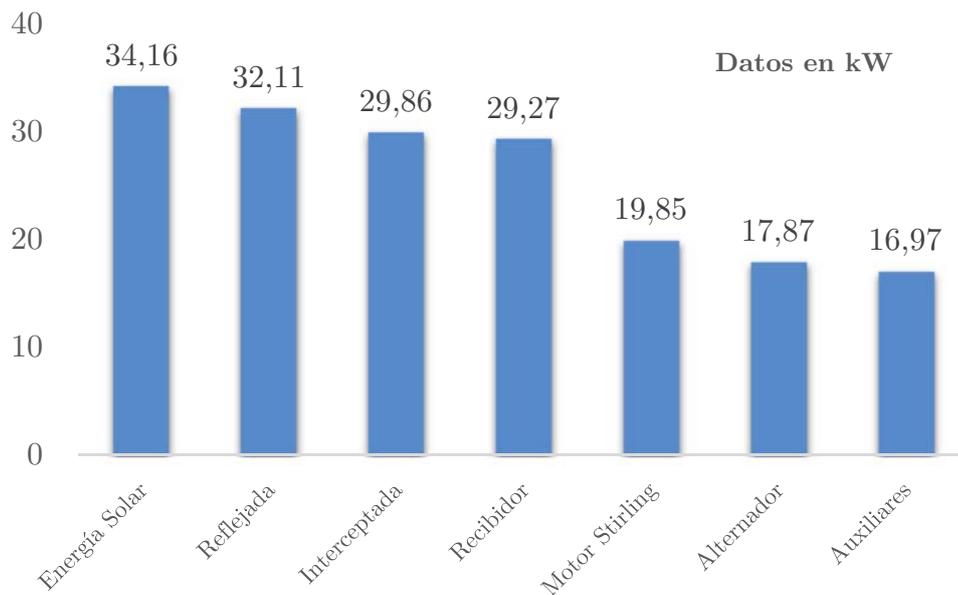


Figura 4.33: Cadena energética (a 600 W/m^2) del sistema Dish Stirling: motor con receptor formado por ventana de cuarzo y absorbidor interno por pantalla porosa.

En la [Tabla 4.4](#) se resumen los resultados de los principales parámetros de funcionamiento del motor Stirling solar con el receptor formado por una ventana de cuarzo y absorbedor interno mediante una pantalla porosa.

DNI [W/m ²]	T _e [K]	N _{MS} [W]	η _{MS} [%]	η _{DS} [%]	E _{net} [W]
400	352,6	2288	8,619	11,8	1956
500	610,3	11840	35,68	49,04	10123
600	1019	19725	49,54	69,16	16865
650	1244	22717	52,66	75	19423
700	1469	24953	53,71	78,83	21335
750	1667	26569	53,38	81,35	22717
800	1837	27755	52,27	83,07	23730
850	1982	28656	50,8	84,31	24501
900	2108	29367	49,16	85,25	25109
950	2219	29946	47,5	85,99	25604
1000	2318	30429	45,85	86,59	26017

Tabla 4.4: Resumen de parámetros de operación del sistema Dish Stirling con receptor formado por ventana de cuarzo y pantalla porosa.

4.4.3. Análisis Comparativo de Absorbedores Internos

Los resultados que se exponen a continuación, muestran el estudio comparativo entre las dos tipologías de receptores analizadas para su aplicación en motores Stirling solares. Ambos receptores tienen en común que la superficie absorbente del flujo de calor proporcionado por la energía solar se encuentra en el interior de la cámara de expansión del motor. De manera que la diferencia entre ambos, es la colocación, o no, de una pantalla porosa junto a la ventana de cuarzo que sirve de cerramiento superior al cilindro del motor Stirling.

Los resultados han demostrado que el aumento de irradiancia solar directa (DNI) conlleva un aumento progresivo de la temperatura en la zona de expansión del motor, que se traduce en un incremento de la potencia del motor Stirling, al existir mayor diferencia de temperatura entre sus cámaras de trabajo. En la [Fig. 4.34](#) se representa la evolución de la temperatura de la cámara de expansión para todo el intervalo de DNI analizado. La curva nombrada por T_{e-p} representa la variación de temperatura de la zona de expansión con el absorbente interno compuesto por una pantalla porosa, mientras que T_{e-s} es la temperatura de la zona de expansión con absorbente interno basado en las propias superficies interiores de la cámara de expansión. Se comprueba que para todo el rango de DNI estudiado, el receptor con pantalla

porosa alcanza mayores valores de temperatura, garantizando mayor potencia en el motor Stirling para un valor de DNI dado. En líneas discontinuas se muestran los valores de DNI necesarios para alcanzar la temperatura de operación nominal (1019 K) en ambos casos. Tal y como se ha discutido en la Apdo. 4.4.2., el receptor con pantalla porosa alcanza dicha temperatura a niveles de DNI inferiores (600 frente a 775 W/m²).

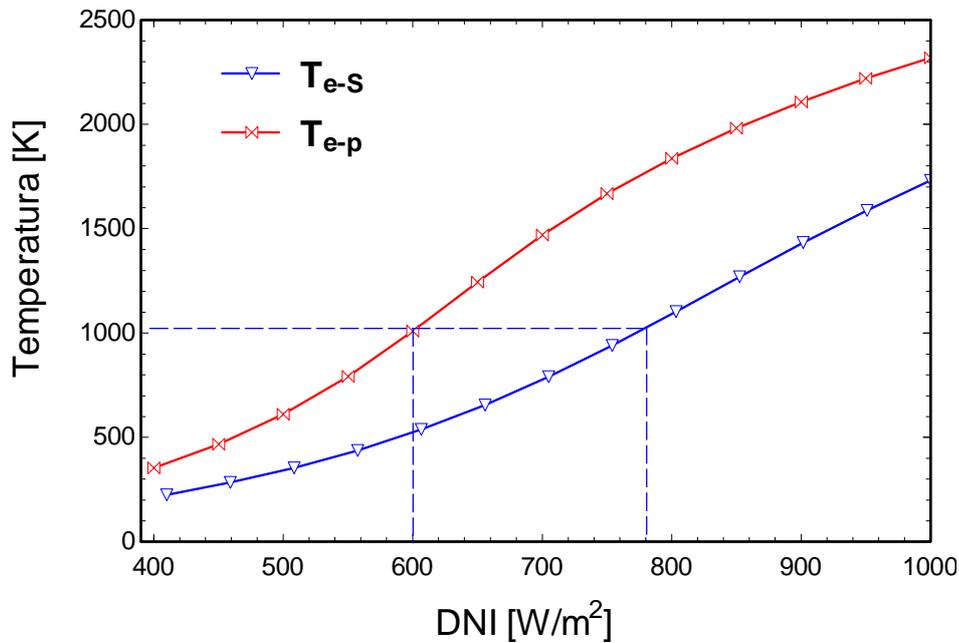


Figura 4.34: Evolución de las temperaturas de expansión Vs irradiancia normal directa (DNI).

La diferencia de DNI necesaria para alcanzar la temperatura de expansión nominal, se justifica analizando las pérdidas de calor que se dan en el receptor. Para un mismo valor de DNI, el flujo de calor neto aportado al motor (\dot{Q}_{MS}) es mayor cuando se adhiere la pantalla porosa a la ventana de cuarzo. La Fig. 4.35 representa el flujo de calor neto aportado al motor a lo largo de todo el intervalo de DNI. Se aprecia que, para el receptor con pantalla porosa, el flujo de calor neto aportado (\dot{Q}_{MS-p}) es siempre superior al flujo de calor neto sin pantalla (\dot{Q}_{MS-s}). En línea discontinua se representan los puntos nominales de funcionamiento del motor Stirling solar. De manera que, para las condiciones en las que se alcanzan los parámetros nominales de operación, se necesita un flujo de calor neto aportado en la cámara de expansión del motor de 28,5 kW. Dicho flujo se alcanza a 600 W/m² con el receptor con pantalla porosa, frente a los 775 W/m² necesarios en el receptor basado superficies interiores.

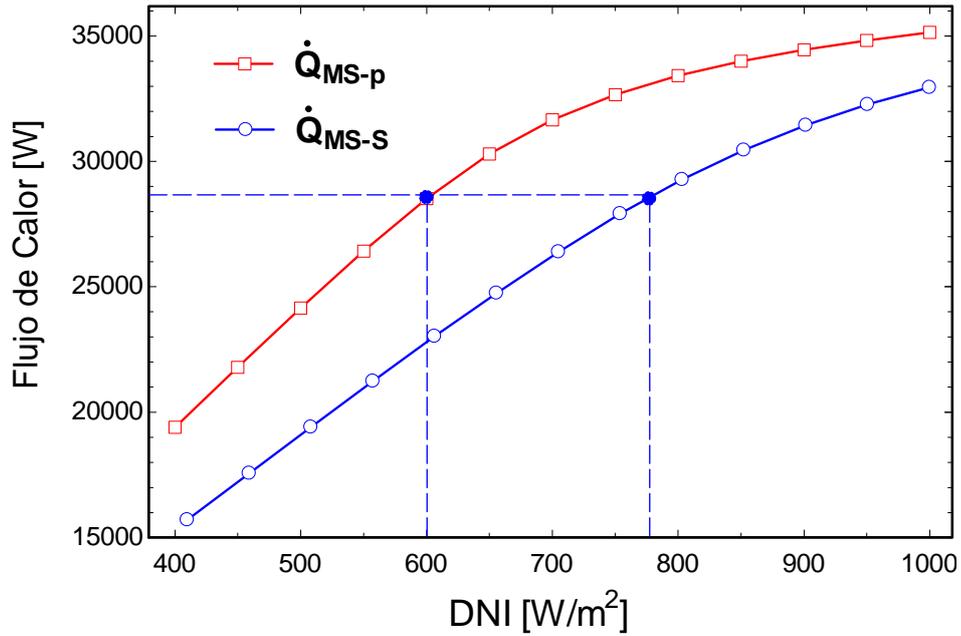


Figura 4.35: Variación del flujo de calor neto aportado Vs irradiancia normal directa (DNI).

La variación que muestra el flujo de calor en ambos recibidores para un mismo nivel de DNI, se justifica por el valor que alcanza la radiosidad de corta longitud de onda de la cara externa de la ventana de cuarzo (J_{v-ex}^c), Ec. 4.76. El tercer sumando de la citada ecuación es el término que mide el nivel de pérdidas, debido a que cuantifica la radiación saliente desde la cámara interior del motor (zona de expansión) hacia el exterior, atravesando la ventana de cuarzo y/o la pantalla porosa. Por tanto, es un factor de pérdidas, al ser un flujo de calor que se “escapa” de la cámara de expansión.

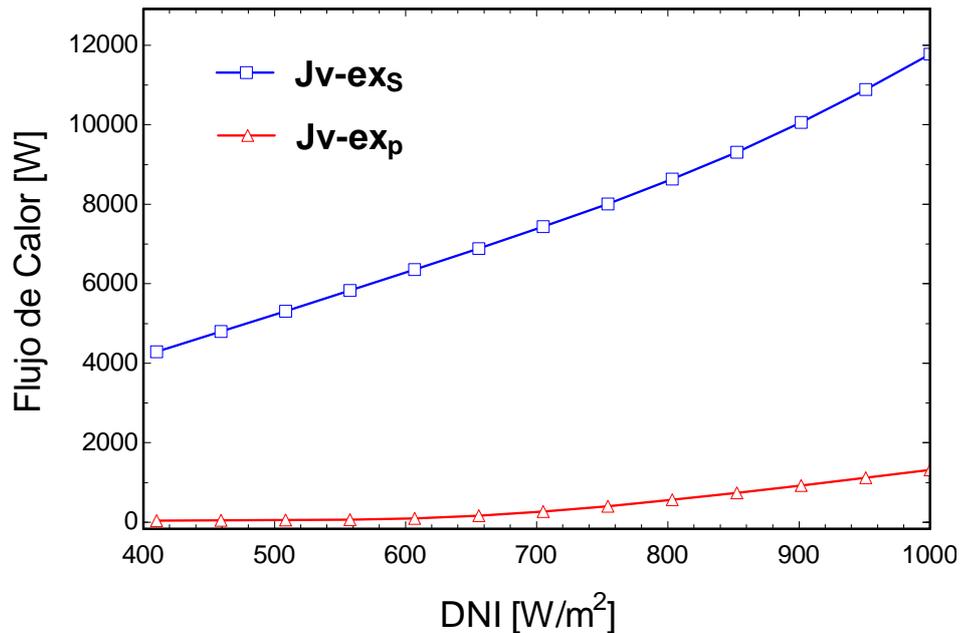


Figura 4.36: Evolución de las radiosidades de la superficie de la cara externa de la ventana de cuarzo Vs irradiancia normal directa (DNI).

La Fig. 4.36 representa los valores de las radiosidades para las dos tipologías de receptores estudiados. La curva nombrada por J_{v-ex-s} , muestra el valor de radiosidad de la cara exterior de la ventana de cuarzo para el receptor sin pantalla porosa, y J_{v-ex-p} , la radiosidad del receptor con pantalla. Se demuestra que la diferencia entre ambas se incrementa conforme aumenta el valor de DNI, de forma que, a valores de radiación solar en los que se alcanzan las condiciones nominales del receptor con pantalla porosa (600 W/m^2), la diferencia entre ambas radiosidades supone 6110 W . Para el caso del receptor con absorbedor interno mediante superficies, la diferencia asciende a 7250 W .

El comportamiento térmico de ambos receptores se comprueba mediante el diagrama de barras representado en la Fig. 4.37. El diagrama muestra el grado de aprovechamiento del flujo de calor y potencia a lo largo de la cadena energética del sistema Dish Stirling. El cuadro insertado en línea discontinua señala, para cada tipología de absorbedor interno, el flujo de calor requerido en el receptor. En esas condiciones, el fluido de trabajo del motor Stirling solar alcanza su temperatura nominal (1019 K). Dichas condiciones suponen 775 W/m^2 para el absorbedor por superficies (Rec-S) y 600 W/m^2 para el absorbedor mediante pantalla porosa (Rec-p). Se demuestra que el receptor con pantalla porosa necesita menor cantidad de flujo de calor para alcanzar las condiciones nominales de operación ($29,27 \text{ kW}$ para Rec-p, frente a los $37,58 \text{ kW}$ para Rec-S). Por tanto, para un mismo valor de potencia desarrollada por el motor Stirling, el receptor con pantalla porosa necesita un flujo de calor un $22,11\%$ menor, respecto al receptor sin ésta.

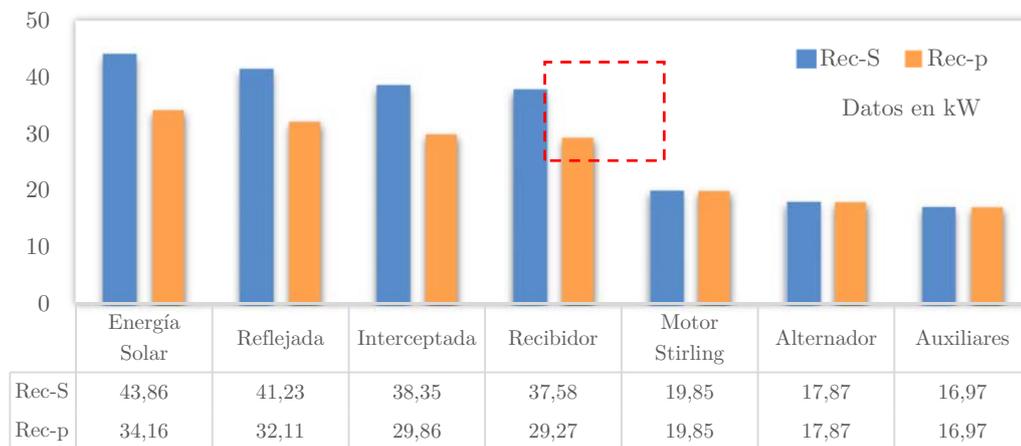


Figura 4.37: Comparación entre absorbedores internos. Flujo de calor a lo largo del sistema a 775 W/m^2 para Rec-S y a 600 W/m^2 para Rec-p.

La Fig. 4.38 representa, para ambos receptores, la variación de la potencia teórica del motor Stirling (N_{MS}) y el rendimiento global del sistema Dish Stirling (η_{DS}). Las líneas discontinuas señalan los estados de operación nominal. Se comprueba que los valores, de potencia y rendimiento, mostrados por el sistema con receptor con pantalla porosa son superiores a lo largo de todo el intervalo de DNI analizado.

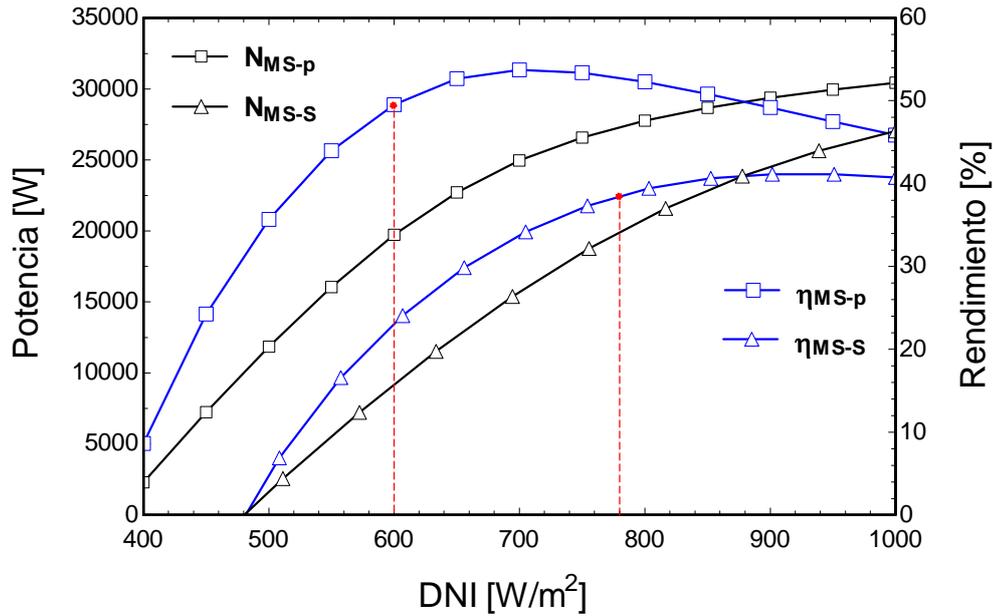


Figura 4.38: Variación de la potencia y rendimiento neto del sistema Dish Stirling Vs Irradiancia solar directa.

Con el objetivo de comparar los resultados obtenidos en este estudio, se utilizan los datos experimentales medidos en el motor SOLO V161 de 9 kW_e (motor de dos pistones –alpha-, con helio, volumen barrido 160 cm³ y receptor DIR), perteneciente al sistema Dish Stirling experimentado en la Plataforma Solar de Almería (DISTAL). Este motor se ha ensayado en un concentrador con los mismos parámetros geométricos y ópticos que el utilizado en nuestro estudio, [Tabla 4.2](#). La [Fig. 4.39](#) muestra las curvas obtenidas tras las mediciones de potencia y eficiencia global, alcanzando una potencia neta máxima de 9 kW_e con una eficiencia del sistema del 20,3% ([Romero y Zarza, 2007](#)).

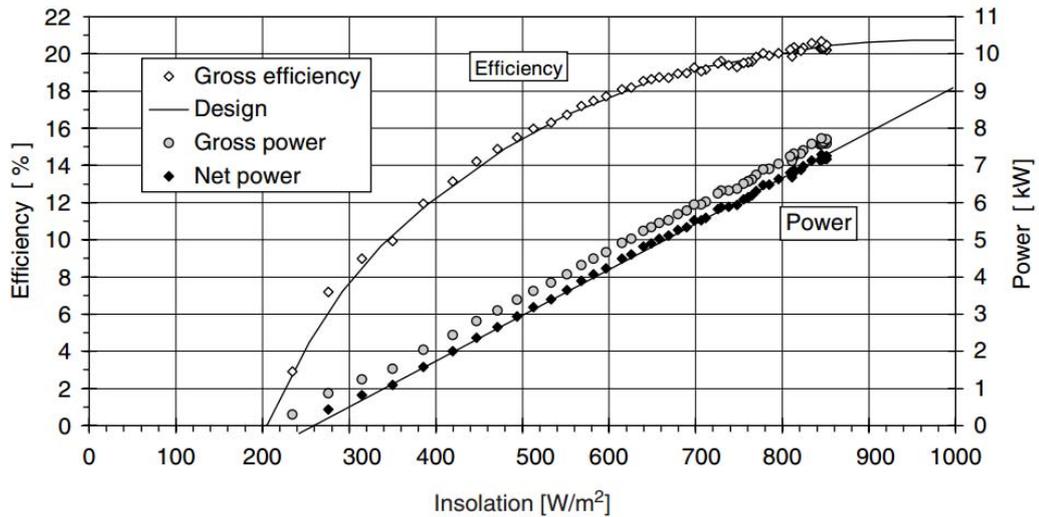


Figura 4.39: Medidas potencia y eficiencia en el motor SOLO V161 – 9 kW_e en Almería (España).

Fuente: (Romero y Zarza, 2007)

Al contrastar las curvas obtenidas en este estudio para el motor Stirling solar diseñado, con las resultantes del modelo experimentado, se comprueba que las tendencias son similares. La potencia se incrementa “linealmente” con el aumento de DNI, con la diferencia de que el motor SOLO V161 necesita niveles de DNI de 1000 W/m^2 para alcanzar su potencia nominal (9 kW_e). En este estudio, se ha demostrado que a partir de 600 W/m^2 , la cámara de expansión alcanza los 1019 K requeridos como temperatura de trabajo nominal. Igualmente, el rendimiento muestra un incremento progresivo con el aumento de DNI. Sin embargo, en el modelo experimental la tendencia observada es siempre de incremento de la potencia con el valor de DNI, aunque a menor intensidad, a medida que el valor de DNI va aumentando. En nuestro estudio, el rendimiento del sistema experimenta una leve caída progresiva a partir del valor de 800 W/m^2 aproximadamente. Esta situación, en un modelo experimental no llegaría a darse, debido a que los sistemas de control mantienen la temperatura del receptor en parámetros constantes. En este estudio, se comprueba (Tabla 4.3) que la temperatura aumenta proporcionalmente con el nivel de DNI hasta valores que serían insoportables térmica y mecánicamente por los materiales usados en la fabricación del motor. Teóricamente, al incrementarse la temperatura, el flujo de calor de pérdidas se acelera y hace que el rendimiento disminuya.

4.4.4. Conclusiones

Se ha realizado un estudio comparativo sobre dos tipologías de receptores, para su adaptación a motores Stirling solares y su potencial aplicación en la tecnología Dish Stirling. Ambos receptores son acoplados a la propia configuración constructiva del motor Stirling solar. Sin embargo, se diferencian en el elemento absorbente del flujo de calor externo; uno lo hace mediante las propias superficies interiores de la cámara de expansión del motor; y el otro, mediante una pantalla porosa de hilo tejido (woven wire screen), ubicada junto a la cara interna de la ventana de cuarzo.

Al comparar ambas configuraciones mediante estudios de transferencia de calor, y estimación de la potencia del motor Stirling por el análisis de Schmidt, los resultados muestran las mismas tendencias. Sin embargo, el receptor compuesto por ventana de cuarzo y pantalla porosa ha demostrado ser más eficiente, al alcanzarse las condiciones nominales del motor Stirling con menor flujo de calor aportado, respecto al diseño sin pantalla. Se necesitan 600 W/m^2 en el mejor de los casos, frente a los 775 W/m^2 para el receptor menos eficiente (sin pantalla porosa). Por tanto, el receptor formado por la ventana de cuarzo y pantalla porosa necesita menor aporte de calor para proporcionar la misma potencia.

4.5. CARACTERIZACIÓN DEL ABSORBEDOR INTERNO POR PANTALLA POROSA

La colocación de un absorbedor interno junto a la ventana de cuarzo, a modo de continuidad del regenerador, pretende aportar las ventajas que este tipo de geometrías ofrecen como medio de transferencia de calor, optimizando los siguientes parámetros (Ackermann, 2013):

- Maximizar el área efectiva de transferencia de calor.
- Minimizar la caída de presión (mediante elevada porosidad).
- Utilización de materiales en la matriz sólida de alta capacidad calorífica.
- Minimizar el volumen muerto en la cámara de expansión del motor, ocupado por la pantalla porosa. Además de eliminar el volumen del calentador por ser alimentado mediante energía solar y no existir ningún tipo de combustión externa ($V_{dxe}=0$).
- Mínima contaminación, mediante una matriz que no genere obstrucciones.

Por tanto, la matriz que conforma el absorbedor interno, debe estar definida por propiedades geométricas y termofísicas, y evaluada para un fluido de trabajo y condiciones de operación del motor, de manera que la relación entre el área de transferencia de calor, respecto a la caída de presión sea máxima (Ackermann, 2013). Se plantea el estudio comparativo para 5 geometrías diferentes (Organ, 1997; Costa et al., 2013), a las que se les aplican las correlaciones propuestas en Thomas et al. (2000). Finalmente, con la pantalla óptima, se llega a la potencia teórica alcanzada por el motor.

4.5.1. Parámetros Geométricos

Físicamente, la parte sólida que compone el absorbedor interno se denomina matriz o lecho (matrix or bed), el cual está compuesto por un conjunto de discretos canales u orificios, por los que se hace pasar al fluido de trabajo del motor. El relleno que se le da a la matriz del absorbedor define el tipo de geometría o tipología de matriz empleada. Knowles (1997) analiza diferentes tipologías de matrices aplicadas a regeneradores de motores Stirling, siendo las más ampliamente utilizadas, las denominadas *pantallas apiladas de alambres tejidos* (stacked woven wire screen, Fig. 4.40a), en sus distintas versiones, en función de la forma de tejer dichos hilos y su alineación de una capa respecto a la contigua (Ibrahim et al., 2007; Ackermann, 2013). Su gran ventaja, es que poseen una elevada área de transferencia de calor y una baja generación de entropía en el proceso¹.

¹ Estudios llevados a cabo por Sarangi et al. (1984) comparando diversas geometrías lo demuestran.

Por otro lado, existe la tipología de *pantalla a base de fibras aleatorias* (random fibers), Fig. 4.40b. De ambas geometrías existen estudios de los que se derivan correlaciones experimentales que modelizan su comportamiento desde el punto de vista térmico (Thomas et al, 2000; Ibrahim et al, 2007).

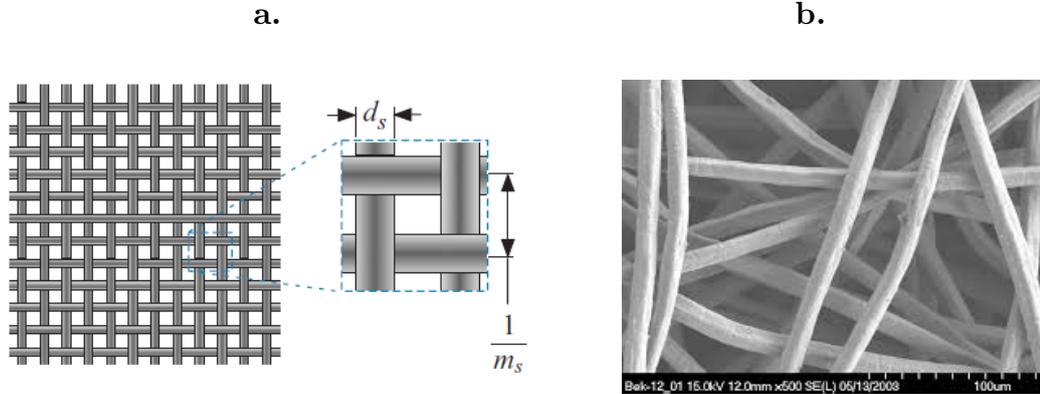


Figura 4.40: Geometrías de matrices: a. Woven wire screen. b. Random fibers

Fuente: a. (Nellis et al, 2009); b. (Ibrahim et al., 2007)

Las características geométricas que definen la tipología de matriz, especialmente para las dispuestas de forma ordenada, como segmentos de hilos tejidos (woven wire screens), vienen definidas por Ackermann (2013) como:

- *Radio Hidráulico* (r_h): define la relación entre el área transversal o sección de paso libre en la dirección del flujo (A_{ff}) y el perímetro mojado (P_w), cuya expresión matemática viene dada por la Ec. 4.93.

$$r_h = \frac{A_{ff}}{P_w} = L_p \left(\frac{A_{ff}}{A_w} \right) = \frac{p d_s}{4(1-p)} \quad \text{Ec. 4.93}$$

Donde, L_p es la longitud o profundidad en la dirección del flujo de la pantalla porosa y A_w es el área mojada o área efectiva de contacto entre el sólido y el gas. La Ec. 4.93 se desarrolla y queda en función del diámetro del hilo (d_s) y de la porosidad (p) de la matriz.

- *Porosidad Volumétrica* (p): relación entre el volumen efectivo de espacio no ocupado por la matriz o volumen de paso libre (V_{ff}), respecto al volumen total que ocupa el absorbedor interno o pantalla (V_{dp}).

$$p = \frac{V_{ff}}{V_{dp}} = 1 - \frac{\pi}{4} m_s d_s \quad \text{Ec. 4.94}$$

Donde, m_s es el número de mallas por unidad de longitud y A_{tp} es el valor de la sección transversal de la matriz en la dirección de entrada del flujo. Los volúmenes se obtienen según las Ecs. 4.95 y 4.96.

$$V_{ff} = p V_p \tag{Ec. 4.95}$$

$$V_p = A_p L_p \tag{Ec. 4.96}$$

4.5.2. Parámetros Termofísicos

Se definen los parámetros intrínsecos al comportamiento termofísico, tanto del material elegido para la composición de la matriz que forma el absorbedor (Rizzo et al., 1999), como del propio fluido de trabajo del motor que lo atraviesa.

- *Respecto al material:* el principal objetivo de la pantalla es almacenar calor para cederlo cuando es atravesada por el gas. Por tanto, se requiere un material que tenga una alta capacidad calorífica volumétrica ($\rho_p c_p$) y una adecuada conductividad térmica (k_p) en la dirección del flujo. Para evitar que la energía se libere por conducción por el propio material del absorbedor, es importante controlar los gradientes de temperatura en el material en dirección transversal a la dirección normal de paso de flujo. Todo ello, con alta superficie de contacto (A_w) que optimice la transferencia de calor, y alta porosidad (p) que minimice la caída de presión.

Hoy en día existen distintos materiales válidos para fabricación de matrices para aplicación en motores Stirling, especialmente para su uso en regeneradores. Su variabilidad está en el tipo de configuración geométrica, su coste económico y disponibilidad. De todos los materiales susceptibles de ser utilizados, el acero inoxidable es el que presenta las mejores características térmicas y mecánicas, para las condiciones de operación requeridas, y en especial, el aleado con níquel y cromo (serie AISI). En la Tabla 4.5, se expone una descripción de los parámetros térmicos más importantes de diferentes materiales susceptibles de ser usados.

Material	k [W/m · K]	c [kJ/kg · K]	ρ [kg/m ³]	(ρc) [kJ/m ³ · K]	T_f [K]
Aluminio	211	1.277	2550	3256	932
Cobre	336.1	0.4626	8437	3902.96	1359
Acero-Inox. AISI304	26.5	0.4728	7563	3575.78	1644

Tabla 4.5: Propiedades térmicas de materiales.

- *Respecto al fluido de trabajo:* interesa un gas con alta conductividad térmica (k_g) y elevada capacidad calorífica (c_{vg}), las cuales mejoran su capacidad de transferencia de calor. Sus valores de densidad (ρ_g) y viscosidad dinámica (μ_g), indican la resistencia que opone a su paso por los conductos internos del motor, especialmente el regenerador, ya que si ambos parámetros son elevados, la pérdidas por caída de presión aumentan. Walker (1980) define una correlación, Ec. 4.97, que parametriza la capacidad que tiene un gas de transferir calor, en función de su densidad y capacidad calorífica.

$$Q \propto \left(\rho^2 C_{p_g}^3 \right)^{1/2} \tag{Ec. 4.97}$$

Generalmente, los gases utilizados en motores Stirling son helio e hidrógeno. Se descarta el aire, que a pesar de tener una densidad adecuada, la presencia de oxígeno a elevadas temperaturas, deteriora enormemente los componentes del motor, además de mostrar una baja conductividad térmica (del orden de 10 a 100 veces menor comparado con hidrógeno y helio). En las Figs. 4.41 y 4.42, se muestra una evolución de los parámetros termofísicos tanto del helio, como del hidrógeno, usados comúnmente en motores Stirling de alta temperatura.

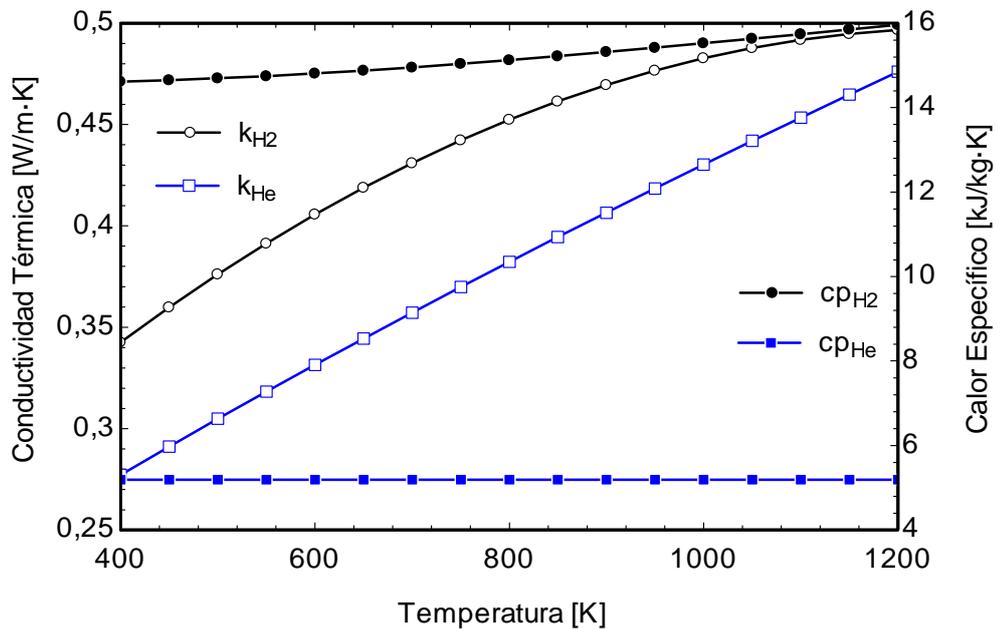


Figura 4.41: Propiedades Termodinámicas del Hidrógeno y Helio, función de la temperatura.

Fuente: (Leachman et al., 2009) y (Hands et al., 1981)

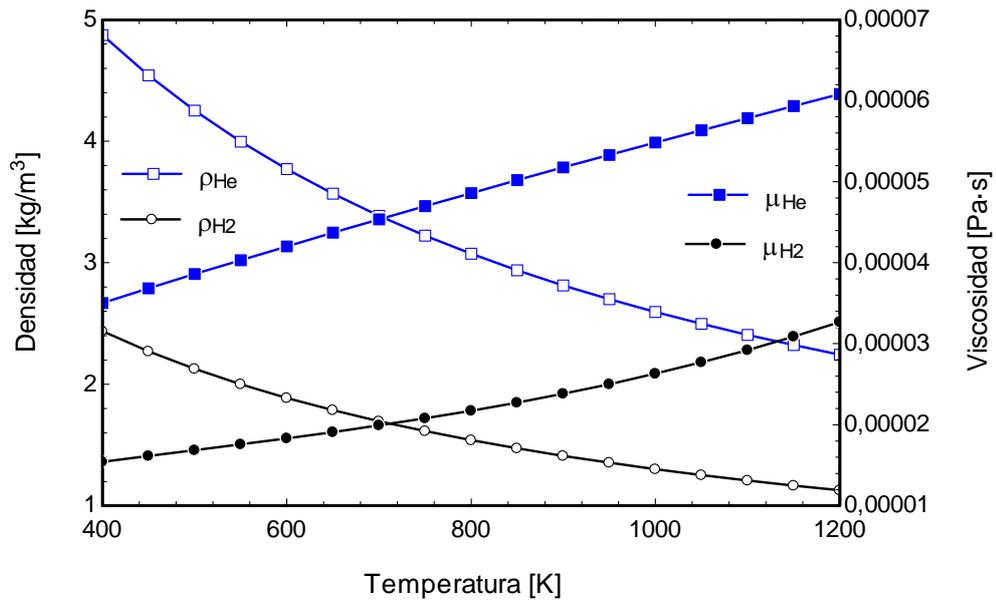


Figura 4.42: Densidad y viscosidad dinámica de Hidrógeno y Helio función de la temperatura.

Fuente: (Leachman et al., 2009) y (Arp et al., 1998)

Desde el punto de vista de la capacidad térmica, el hidrógeno muestra mejores cualidades respecto al helio. La capacidad de transferir calor del hidrógeno alcanza un valor de 84,52, frente a 35,32 que muestra el helio (en condiciones de 800 K y 5 MPa), según la correlación de Walker, [Ec. 4.97](#), (Thombare et al., 2008). Además, ensayos realizados por Andraka (1996) operando con el motor STM 4-120, en las mismas condiciones de funcionamiento, pero con fluidos diferentes (H_2 y He), concluye que con hidrógeno la eficiencia del mismo es del 26%, frente al 24% con helio. La desventaja que se puede presentar al trabajar con H_2 y He es la facilidad de fugas al trabajar a elevadas presiones.

En nuestro estudio se trabaja con hidrógeno, debido a que es el gas que utiliza el motor GPU-3, el cual ha servido de referencia para el motor solar diseñado. Al asumir la hipótesis de comportamiento ideal del gas, los parámetros térmicos y mecánicos del mismo son calculados a la temperatura media de trabajo.

4.5.3. Parámetros de Operación

El motor Stirling se define para unas condiciones de operación nominales, para las que se debe estudiar el comportamiento del gas de trabajo a su paso por el absorbedor interno. Por tanto, se definen las condiciones de funcionamiento en las que se realiza el estudio, en cuanto a temperatura, revoluciones del motor (ángulo de la manivela), presión y velocidad del fluido.

Se detalla la metodología de cálculo para cada parámetro en cuestión:

- *Temperatura (T)*: su valor es variable en el modelo real para cada una de las cámaras de trabajo del motor, función del punto geométrico y momento exacto de la medición. En nuestro estudio, al asumir la hipótesis isoterma, se considera que toda la cámara de expansión se mantiene a T_e y toda la cámara de compresión, incluido el intercambiador, se mantiene a T_c . Para el cálculo de su valor adimensional (τ), se adopta como temperatura de referencia según Organ (1997) la temperatura del intercambiador de compresión (T_c), de manera que los valores quedan reflejados en las Ecs. 4.98 y 4.99.

$$\tau_e = \frac{T_e}{T_c} = N_T \quad \text{Ec. 4.98}$$

$$\tau_c = \frac{T_c}{T_c} = 1 \quad \text{Ec. 4.99}$$

Para evaluar la temperatura en el regenerador, se asume una variación lineal en el mismo, tal y como se desarrolla en el análisis de Schmidt, de manera que, el extremo junto a la cámara de compresión se mantiene a la temperatura T_c y el extremo junto a la cámara de expansión a T_e , Fig. 4.43.

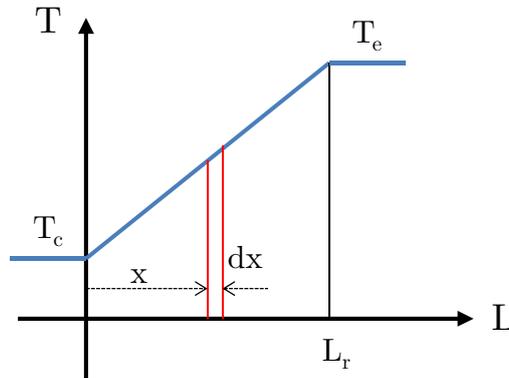


Figura 4.43: Variación lineal de temperatura en el regenerador del Motor Stirling.

De acuerdo con la Fig. 4.43, la temperatura a una distancia (x) de la cámara de compresión se obtiene mediante la Ec. 4.100, donde L_r es la distancia del regenerador medida en la dirección del flujo:

$$T_x = (T_c - T_e) \cdot \left(\frac{x}{L_r} \right) + T_e \quad \text{Ec. 4.100}$$

Con el objetivo de llegar a una expresión única para el cálculo de la temperatura media del regenerador (T_r), en función de las temperaturas de las cámaras de expansión y compresión, se calcula la masa de gas (m_r) que ocupa el volumen (V_r), según la [Ec. 4.101](#):

$$m_r = \int_0^{V_r} \rho dV_r = \frac{V_r p}{R} \int_0^{L_r} \frac{dx}{(T_e - T_c)x + T_c L_r} = \frac{V_r p}{R} \cdot \frac{\ln\left(\frac{T_e}{T_c}\right)}{(T_e - T_c)} \quad \text{Ec. 4.101}$$

En la [Ec. 4.101](#), se ha considerado $V_r = A_r \cdot dx$, así como la hipótesis del comportamiento ideal del gas ($p = \rho RT$). De manera que igualando las [Ecs. 4.101 y 4.102](#), se obtiene la expresión final reflejada en la [Ec. 4.103](#):

$$m_r = \frac{V_r p}{R T_r} \quad \text{Ec. 4.102}$$

$$T_r = \frac{(T_e - T_c)}{\ln\left(\frac{T_e}{T_c}\right)} \quad \text{Ec. 4.103}$$

Se expresa de forma adimensional la temperatura del regenerador (τ_r), dividiendo la [Ec. 4.103](#) entre la temperatura de referencia (T_c), como muestra la [Ec. 4.104](#).

$$\tau_r = \frac{(T_c - T_e) \cdot \left(\frac{x}{L_r}\right) + T_e}{T_c} = \lambda (1 - N_T) + N_T \quad \text{Ec. 4.104}$$

- *Revoluciones (ω)*: frecuencia de giro del motor para las condiciones a estudiar, muestra la variación del ángulo de manivela (θ) respecto al tiempo (t).
- *Presión del fluido (p)*: el análisis de Schmidt define la presión adimensional en cada punto de trabajo del motor (Ψ). Ésta depende de los volúmenes del motor, las temperaturas de las cámaras de expansión y compresión, el ángulo de giro de la manivela θ y el ángulo de desfase entre muñequillas α , según la [Ec. 4.52](#). Al ser su valor adimensional constante para cada ángulo de giro de la manivela, se aplica a todo el motor, lo que equivale a asumir que la presión es constante en todo el interior del mismo para cada punto de

trabajo. Su variación en función del ángulo de manivela se muestra en la Fig. 4.19. Todo lo expuesto en este párrafo se ha analizado en el Apdo 4.4.1.2, donde se desarrolla el Análisis de Schmidt.

La presión interior en el motor se considera uniforme, esta hipótesis se justifica por los resultados obtenidos en los estudios llevados a cabo en el motor SM-1 publicados por Rix (1984) y en el motor SM-7 publicados por Organ et al. (1993), donde experimentan la influencia que tiene la velocidad adimensional o número de Mach² característico (Ma'), Ec. 4.105 y el número de Stirling (Sg), Ec. 4.106, sobre los parámetros de presión y caudal (Finkelstein et al, 2001).

$$Ma' = \frac{v_{ref}}{a} = \frac{\omega L_{ref}}{\sqrt{RT_c}} \quad \text{Ec. 4.105}$$

$$Sg = \frac{P_{ref}}{\omega \mu_g} \quad \text{Ec. 4.106}$$

En ellos, se deduce que la velocidad adimensional que adquiere el gas en el interior del motor, a frecuencias normales de funcionamiento, y consecuentemente a las velocidades lineales medias a las que se desplazan los pistones, es demasiado baja como para que los efectos de compresibilidad deban ser considerados, o expresado de otra forma, la velocidad local del sonido (a), es tan elevada, que sus efectos ante cualquier movimiento alternativo es insignificante (Finkelstein et al, 2001). Se ejemplifica para el caso más desfavorable, utilizando aire como fluido de trabajo a temperatura ambiente, con $R = 287$ [J/kg · K], donde $a_{aire} = \sqrt{(\gamma RT_c)} = 347$ [m/s]. Para el caso más real, con hidrógeno, con $R = 4120$ [J/kg · K], $a_{H_2} = \sqrt{(\gamma RT_c)} = 1315$ [m/s]. Con lo que se concluye, que la simplificación de $v_{ref} \ll a$, es aceptada. Igualmente, Organ (1997) expresa que siempre que se dé la condición de: $Ma \leq 0,3$ en motores Stirling, los efectos de compresibilidad deben ser despreciados.

Donde mayor variación de presión pueda existir, por los continuos cambios de dirección y sección que sufre el fluido, es a su paso por el regenerador e intercambiador de compresión, aunque estudios llevados a cabo sobre los efectos del flujo oscilante en los mismos por Simon (1968), indican que el número de Mach en éstos es inferior a 0,01, y lo por tanto, no se dan ningún tipo de ondas de choque en los mismos.

² Nótese la diferencia entre el número de Mach y el número de Mach característico, donde la velocidad del sonido para un flujo a temperatura T_c sería $\sqrt{(\gamma RT_c)}$, pero en este caso el parámetro γ tiene un efecto independiente sobre el gas en cuestión y no es una variable que determine los parámetros de flujo en el motor Stirling.

- *Velocidad (v)*: posiblemente sea el parámetro que mayor dificultad presenta para su cálculo, dada su gran dependencia con la geometría interior de cada tipología de motor. Además de depender de múltiples variables, tales como presión del fluido, tiempo o posición de la manivela y del punto exacto del interior del motor donde se quiera calcular. A través de ella, se llega al flujo másico de gas que atraviesa la zona objeto de estudio.

La solución que propone Organ (1992), en sus estudios de análisis de la dinámica del gas en el interior de un ciclo Stirling, es la representación bidimensional de la posición de la partícula fluida, respecto al ángulo de giro de la manivela, lo que se denomina *mapa de trayectoria de la partícula fluida*. Este tipo de representación conlleva asumir las hipótesis de cálculo desarrolladas para el análisis de Schmidt, estudiado en el Apdo. 4.4.1.2.

Organ (1997) explica la metodología analítica para la construcción del mapa de trayectorias y su interpretación física. Para ello, comienza analizando el método mediante coordenadas naturales, donde representa el circuito equivalente del gas por el interior del motor Stirling, asumiendo el modelo isoterma y la hipótesis de movimiento armónico simple de los pistones. De manera que, según el análisis de Schmidt, la masa total de fluido de trabajo del motor se obtiene según la Ec. 4.107³.

$$M = \frac{p}{R} \left[\frac{V_{swe} + V_{de}}{T_e} + V_{dr} \int \frac{d\left(\frac{x}{L}\right)}{T_e + (T_c - T_e) \frac{x}{L}} + \frac{V_{swc} + V_{dc} + V_{dxc}}{T_c} \right] \quad \text{Ec. 4.107}$$

En la Ec. 4.108, se sustituyen los volúmenes por su término adimensional, dividiendo entre el volumen de referencia (V_{ref}), simbolizado por (V_{sw}):

$$M = \frac{p V_{ref}}{R T_{ref}} \left[\frac{\mu_e(\theta)}{N_T} + v N_T + \mu_c(\theta) \right] \quad \text{Ec. 4.108}$$

Donde vN_T , es el parámetro que define el volumen muerto, invariable con el ángulo de giro de la manivela (θ), cuyo valor se expresa en la Ec. 4.109:

$$v N_T = \sum \frac{\left(\frac{V_d}{V_{ref}}\right)}{\left(\frac{T}{T_{ref}}\right)} = \frac{\delta_e}{N_T} + \frac{\delta_r \text{Ln}(N_T)}{(N_T - 1)} + \delta_e \quad \text{Ec. 4.109}$$

³ En esta ecuación, no se tiene en cuenta el volumen del intercambiador de expansión (V_{dxc}), al ser un motor Stirling diseñado para ser alimentado por energía solar.

Invirtiendo la [Ec. 4.107](#), se llega a la [Ec. 4.110](#), la cual aporta el valor del ángulo (θ_{ref}), para el cual se da en el motor la presión de referencia adoptada (p_{ref}).

$$\frac{p_{\text{ref}} V_{\text{ref}}}{MRT_{\text{ref}}} = \frac{1}{\frac{\mu_e(\theta_{\text{ref}})}{N_T} + v N_T + \mu_c(\theta_{\text{ref}})} \quad \text{Ec. 4.110}$$

Combinando las [Ecs. 4.109 y 4.110](#), se llega a la [Ec. 4.111](#), donde el numerador tiene un valor constante y los volúmenes se rigen por la [Ecs. 4.45 y 4.46](#), estudiadas en el desarrollo del análisis de Schmidt (Apdo. 4.4.1.2).

$$\psi = \frac{p}{p_{\text{ref}}} = \frac{\frac{\mu_e(\theta)}{N_T} + v N_T + \mu_c(\theta)}{\frac{\mu_e(\theta_{\text{ref}})}{N_T} + v N_T + \mu_c(\theta_{\text{ref}})} \quad \text{Ec. 4.111}$$

Organ (1997) define una nueva variable denominada *volumen reducido acumulado* (v), cuyo valor se obtiene mediante la integral mostrada en la [Ec. 4.112](#). Dicha integral se evalúa desde la cara superior del pistón de la cámara de expansión hasta un punto (x) del circuito del gas.

$$v = \int \frac{d\mu}{\tau} \quad \text{Ec. 4.112}$$

Si dicha integral se calcula para una masa de gas (dm) que recorre todo el circuito interior del motor, su valor es constante y se denomina volumen reducido acumulado de referencia (v_{ref}). De manera que, se expresa la [Ec. 4.113](#), como una simplificación de la [Ec. 4.111](#).

$$\frac{v_{\text{ref}}}{v} = \psi = \frac{p}{p_{\text{ref}}} \quad \text{Ec. 4.113}$$

El valor del volumen reducido acumulado (v) debe ser interpretado tal que, valores equivalentes de v , conllevan que en dicho espacio volumétrico haya la misma cantidad de masa de gas de trabajo del motor, cumpliéndose la expresión [Ec. 4.114](#).

$$\frac{dv}{v} = \frac{dm}{M} \quad \text{Ec. 4.114}$$

Por tanto, la construcción de un mapa de partículas en *coordenadas naturales*, representa el circuito del gas en coordenadas θ - v , subdividiendo la distancia existente entre las caras de los pistones, en relación a ángulos de manivela equivalentes. En la Fig. 4.44, se representa el mapa de partículas fluidas para el motor Stirling solar diseñado. Las curvas representan que el movimiento de ambos pistones, como se dijo anteriormente, se ajusta a un modelo armónico simple.

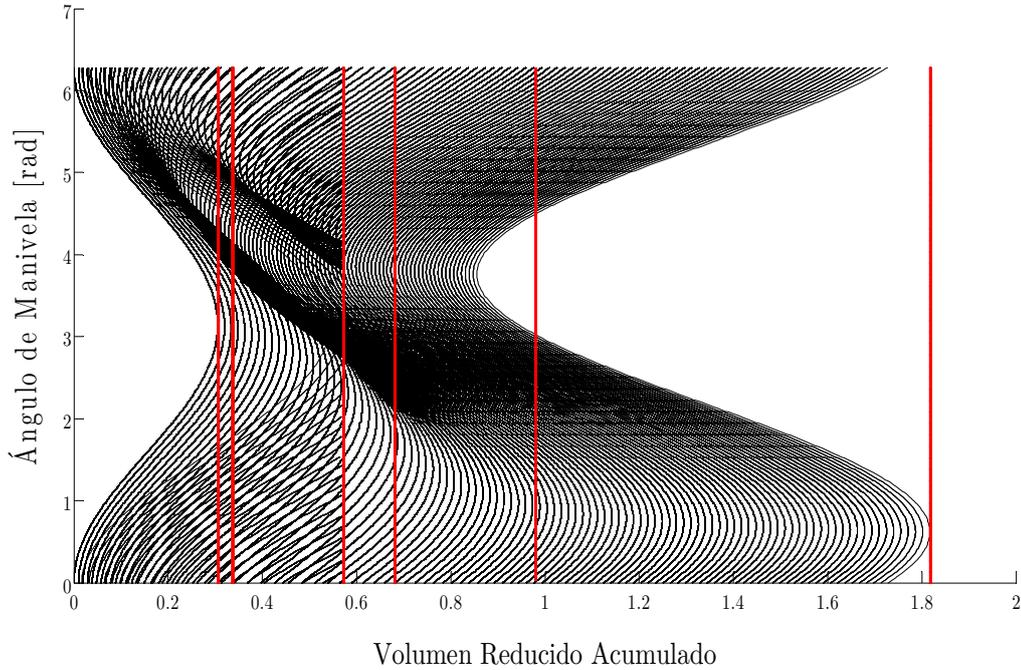


Figura 4.44: Mapa de trayectoria de la partícula fluida en coordenadas naturales del motor Stirling solar.

El método analítico lo desarrolla Organ (1997), y está basado en el cálculo de (v) , cuyo valor depende de la distancia (x) , así como del ángulo de giro (θ) , Ec. 4.115:

$$N_T v(\theta) = \mu_e \left[1 - \frac{1}{2}(1 + \cos(\theta - \alpha)) \right] + x \left[\frac{1}{2} \mu_e (1 + \cos(\theta - \alpha)) + (N_T v_D) + \frac{1}{2} \mu_e (N_T \kappa) \left(1 - \frac{1}{2}(1 + \cos(\theta - \alpha)) \right) \right]$$

Ec. 4.115

Recopilando términos en la Ec. 4.115 y haciendo uso de la regla trigonométrica: $\cos(a-b) = \cos(a) \cdot \cos(b) + \text{sen}(a) \cdot \text{sen}(b)$, se definen las expresiones:

$$A \cdot \cos \theta = x - 1 + x (N_T \kappa) \cos \alpha$$

Ec. 4.116

$$A \cdot \text{sen} \theta = x (N_T \kappa) \text{sen} \alpha$$

Ec. 4.117

Con la ayuda del teorema de Pitágoras, se llega a los valores de amplitud (A), ángulo de fase (β) y la posición de la trayectoria respecto a la ordenada (C):

$$A = \frac{\frac{1}{2} \sqrt{\left[x^2 (N_T \kappa) + (x-1)^2 + 2x(x-1)(N_T \kappa) \cos \alpha \right]}}{N_T} \quad \text{Ec. 4.118}$$

$$\beta = \arctg \left[\frac{x (N_T \kappa) \sin \alpha}{x-1 + x (N_T \kappa) \cos \alpha} \right] \quad \text{Ec. 4.119}$$

$$C = \frac{\frac{1}{2} \left[1 + x(1 + 2N_T v_D) + (N_T \kappa) \right]}{N_T} \quad \text{Ec. 4.120}$$

De manera que las trayectorias dibujadas en la Fig. 4.44, vienen dadas por la Ec. 4.115, en el intervalo de valores de (x) entre 0 y 1. Cada subdivisión que se realice en tal intervalo, dará una curva en el mapa de trayectorias:

$$v(\theta) = A \cos(\theta - \beta) + C \quad \text{Ec. 4.121}$$

Las líneas verticales, que marcan la transición de una cámara a otra del motor, se obtienen mediante la Ec. 4.122. La zona del gráfico junto al eje de ordenadas corresponde al volumen de expansión, siendo la primera línea vertical el límite con el volumen muerto del mismo. A continuación se encuentra el volumen del regenerador y finalmente se llega a la zona de compresión que corresponde con la parte más alejada del eje de ordenadas.

$$v = \int_0^{\mu} \frac{d\mu}{\tau} \quad \text{Ec. 4.122}$$

Para calcular la velocidad de la partícula real se transforma el mapa de trayectorias, expresado en coordenadas naturales, a *coordenadas reales*. De forma que se sustituye el término de volumen reducido acumulado (v), por el término longitud adimensional (λ), cuyo valor viene definido por el cociente: x/L_{ref} . Para ello, una vez conocidos los valores de (v) para cada línea de transición entre cámaras del motor, se convierten en

coordenadas reales, sabiendo que dichos valores se corresponden con la distancia entre la parte superior del pistón de expansión para un ángulo de manivela 0° ($\theta = 0^\circ$) y la zona en cuestión a calcular.

La [Ec. 4.123](#) define el factor de corrección (k) que transforma el volumen reducido acumulado en la distancia adimensional correspondiente para el motor en cuestión. Donde λ_i es la distancia adimensional entre el extremo de la zona a calcular respecto al origen (cara superior del pistón de expansión para $\theta = 0^\circ$).

$$k = \frac{\lambda_i - \lambda_{i-1}}{v_i - v_{i-1}} \quad \text{Ec. 4.123}$$

En la [Fig. 4.45](#), se representa el mapa de trayectorias en coordenadas reales para el motor Stirling solar, con la particularidad de no tener volumen de intercambiador de expansión. Así mismo, se observa que para un mismo ángulo de giro, en la zona del intercambiador de compresión, la distancia adimensional recorrida es mayor (curva más horizontal), siendo pues la zona de mayor velocidad de la partícula fluida. Este comportamiento se justifica al ser el componente del motor de menor sección de paso del fluido a su través.

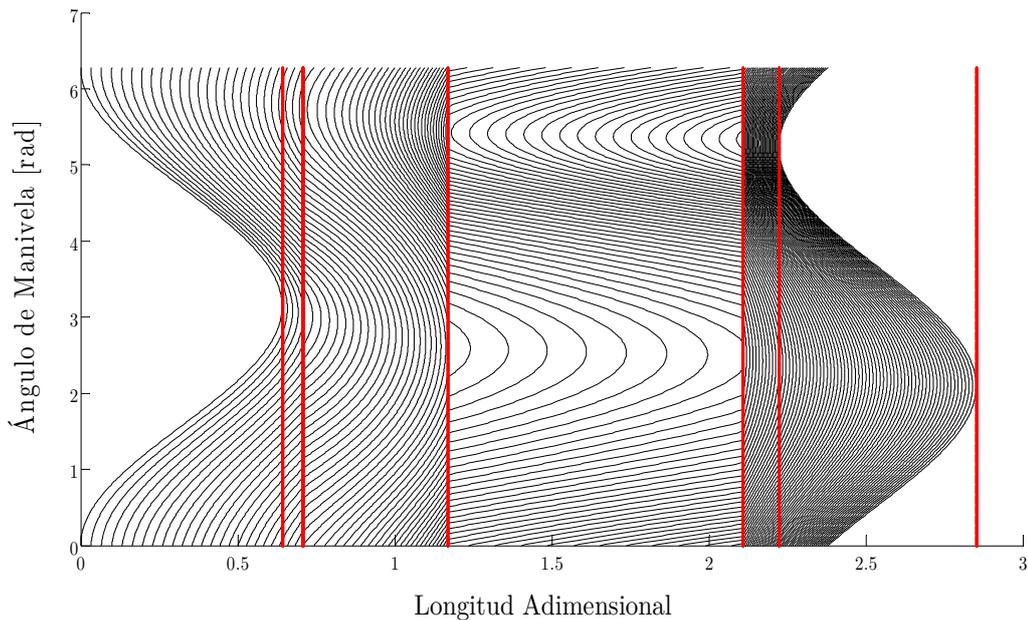


Figura 4.45: Mapa de trayectorias en coordenadas reales del motor Stirling solar.

En la práctica, no se calcula la velocidad de la partícula de gas en cada punto del interior del motor, sino que se promedia una velocidad de todas las partículas en una misma cámara, obteniendo una curva característica para cada zona del motor, expresada en modo adimensional, [Fig. 4.46](#).

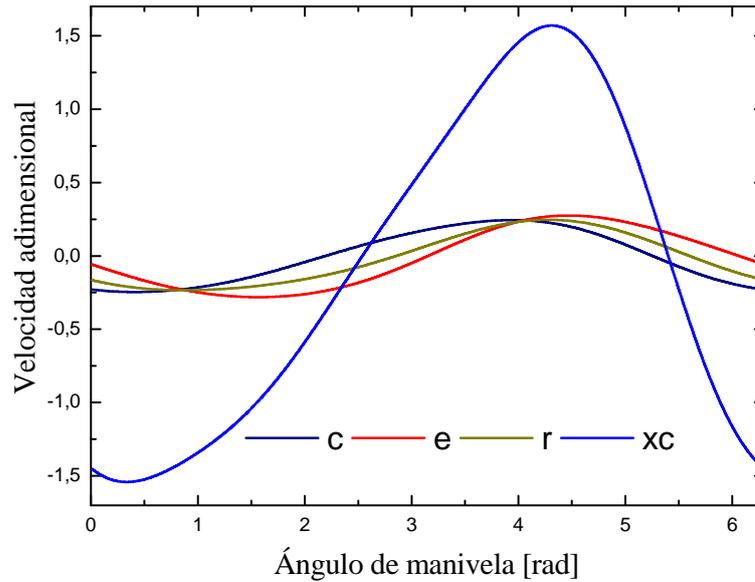


Figura 4.46: Velocidades adimensionales: compresión (c), expansión (e), regenerador (r) e intercambiador de expansión (xc) del motor Stirling solar Vs Ángulo de manivela.

Una vez obtenido el gráfico de velocidades medias adimensionales (u) para cada zona (i) del motor, el cálculo de la velocidad instantánea (v_i) es directo, mediante la [Ec. 4.124](#).

$$u_i = \frac{v_i}{\omega L_{\text{ref}}} \quad \text{Ec. 4.124}$$

- *Flujo Másico (\dot{m})*: es una variable crucial en el análisis de motores Stirling según Organ (1997), siendo Finkelstein (1960) el primero en usarla. Finkelstein demostró que motores con mismos parámetros adimensionales κ y N_T , igual ángulo de desfase (α) y misma distribución de volumen muerto (v_d), tienen valores similares de masa (σ_i) y flujo másico ($\dot{\sigma}_i$), ambos adimensionales, para una misma localización del interior del motor (i) y para un mismo ángulo de manivela (θ).

$$\sigma_i = \frac{m_i}{M} \quad \text{Ec. 4.125}$$

$$\dot{\sigma}_i = \frac{\dot{m}_i}{\omega M} \quad \text{Ec. 4.126}$$

Para evaluar el flujo másico adimensional, Organ (2013) propone su obtención a partir de los parámetros adimensionales que definen la presión, velocidad, temperatura y sección de paso libre para la zona de cálculo en cuestión, [Ec. 4.127](#). Se deduce que el flujo másico no solo depende del ángulo de manivela (ya que ψ y u dependen de él), sino que también

depende de la temperatura y zona de paso del motor. En la Fig. 4.47 se representan los valores de flujo másico adimensional a lo largo de un ciclo completo. La curva verde representa el regenerador (r), la azul el intercambiador de compresión (xc). Se aprecia que, en ambos, el valor del flujo másico se anula en dos ocasiones a lo largo de un mismo ciclo. Ello se tiene lugar en el instante en el que el flujo invierte su sentido, hecho que ocurre cada 180° de giro de manivela (θ).

$$\dot{G}_i = \frac{\dot{m}_i}{\omega M} = \frac{\rho_g v_i A_{ff_i}}{\omega M} = \frac{p u_i L_{ref} \alpha_{ff_i} A_{ref}}{R \tau T_{ref} \omega M} = \frac{\psi u_i}{\tau_i} \alpha_{ff_i} \quad \text{Ec. 4.127}$$

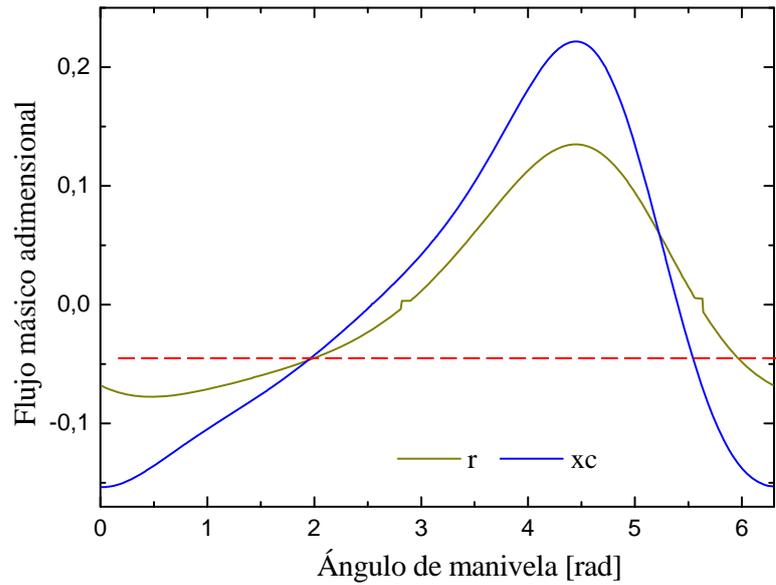


Figura 4.47: Flujo másico adimensional en el regenerador (r) e intercambiador de compresión (xc) en el motor Stirling solar Vs Ángulo de manivela.

4.5.4. Parámetros Adimensionales

Para describir las condiciones de funcionamiento en las que opera el absorbedor interno y obtener sus parámetros de trabajo, tanto desde el punto de vista del calor transmitido como de las pérdidas que genera, se definen las variables adimensionales que lo caracterizan.

- *Número de Reynolds (Re)*: ante la ausencia de esfuerzos elásticos, al ser despreciables los efectos de compresión, la influencia sobre el flujo se representa a través de la relación entre las fuerzas viscosas o de fricción, respecto a las fuerzas de inercia, cuyo valor viene definido por el número de Reynolds.

Para un flujo másico dado, el número de Reynolds caracteriza los coeficientes de transferencia de calor y de fricción, para una determinada porosidad de la matriz (Ackermann, 2013). Este parámetro se define en función del radio hidráulico y flujo másico (Ec. 4.129a) o velocidad (Ec. 4.128), ambas formas para un determinado gas de trabajo, el cual está caracterizado por su viscosidad dinámica (μ_g).

$$\text{Re} = \frac{4 \rho_g v r_h}{\mu_g} = \frac{4 \dot{m} r_h}{A_{\text{ff}} \mu_g} \quad \text{Ec. 4.128}$$

Organ (2013) propone una ecuación normalizada, Ec. 4.129, deducida de la Ec. 4.128, dependiente de parámetros adimensionales.

$$\text{Re} = \frac{4r_h}{L_{\text{ref}}} (\text{Ma}')^2 \cdot (\text{SG}) u \cdot \frac{1}{\tau_g} \cdot \frac{\psi}{\psi_{\text{ref}}} \quad \text{Ec. 4.129}$$

- *Número de Prandtl (Pr)*: parámetro que relaciona la velocidad de difusión de la cantidad de movimiento (viscosidad cinemática, ν), con la velocidad de difusión de calor (difusividad térmica, α). Su valor en gases se encuentra en el rango entre 0,2 y 1. Thomas et al. (2000) justifican un valor constante de 0,7 cuando se trata de procesos de transferencia de calor en matrices porosas para los gases comúnmente usados en motores Stirling (H_2 y He).

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\left(\frac{\mu}{\rho} \right)}{\left(\frac{k}{\rho c_p} \right)} = \frac{c_{\text{pg}} \mu_g}{k_p} \quad \text{Ec. 4.130}$$

Donde c_{pg} es el calor específico del gas y k_p es la conductividad térmica del material del absorbedor interno.

- *Número de Nusselt (Nu)*: parámetro que relaciona la transferencia de calor convectiva a través de una capa de fluido, respecto al calor transferido por conducción a través de la misma capa. Su valor depende de Re y Pr, obtenido mediante correlaciones empíricas para una geometría dada, de manera que a través de él se llega al coeficiente de transferencia de calor convectivo (h), según la Ec. 4.131:

$$\text{Nu} = \frac{h L}{k_g} \quad \text{Ec. 4.131}$$

Tanaka et al. (1990), Gedeon et al. (1996), Tong et al. (1958) y Miyabe et al. (1982) entre otros, obtuvieron correlaciones empíricas para materiales formados a base de matrices porosas, donde se obtiene el número de Nusselt para la caracterización térmica de las mismas.

- *Número de Stanton (St)*: representa el coeficiente de transferencia de calor por convección adimensional (Cengel, 2007), se interpreta como el cociente entre la verdadera transferencia de calor a la que está sometido un fluido que circula por el interior de un conducto y la capacidad máxima de transferencia de calor que puede aplicársele.

$$St = \frac{h}{\rho_g v_g c_{pg}} = \frac{Nu}{Re Pr} \quad \text{Ec. 4.132}$$

Mediante los parámetros adimensionales desarrollados se analiza, para unas condiciones de operación determinadas, la cantidad de calor que el absorbedor interno es capaz de ceder al fluido de trabajo que lo atraviesa.

4.5.5. Balance Energético en la Pantalla Porosa

Una vez calculado el flujo de calor aportado al motor Stirling (\dot{Q}_{MS}) para un valor de radiación solar dado, se lleva a cabo un estudio de transferencia de calor en la pantalla porosa. Los parámetros conocidos son: el volumen que ocupa la pantalla en el interior del motor (V_{de}), así como los parámetros geométricos de la misma, material de fabricación (acero inoxidable AISI304) y temperatura alcanzada (T_{rec}), la cual ha sido estimada en el Apdo. 4.4.2.

Se asumen las siguientes hipótesis de cálculo:

- El absorbedor interno opera en régimen estacionario, de manera que los parámetros de flujo (velocidad y temperatura), son uniformes sobre la sección de paso transversal y constantes con el tiempo para unas condiciones de ensayo predeterminadas.
- Se desprecia cualquier tipo de pérdida de calor desde el absorbedor hacia el exterior o sus alrededores, tanto por conducción a través de la ventana de cuarzo o cualquier otra. Por tanto, el valor de la temperatura a lo largo de todo el receptor (ventana más pantalla porosa) es constante. Es decir, el valor de la conductividad térmica del material de la matriz en la dirección de paso de flujo se supone nulo. Dicha hipótesis no estará muy lejos de la realidad, dado el bajo espesor del receptor.
- No hay ningún tipo de fuente o sumidero de calor en el interior de la pantalla o en el fluido que la atraviesa.

- No existe cambio de fase en el interior de la pantalla.
- Las propiedades termofísicas, tanto del fluido como del material de la matriz, están basadas en temperaturas medias de operación, y sus valores no varían ni con el tiempo, ni con la posición.
- El coeficiente de transferencia de calor (h_p) entre la matriz y el fluido es constante, con el tiempo y la posición. Dado que el tiempo del ciclo es extremadamente pequeño, la transmisión de calor en el absorbedor interno se supone estacionaria. Si el motor gira a una velocidad angular de 3600 rpm, realiza 60 ciclos por segundo, lo que equivale a efectuar un ciclo completo cada 16,66 milisegundos.
- No existen fugas de fluido o flujo recirculando en el interior del absorbedor, de manera que el gradiente de presión provocado por el movimiento de los pistones el que genera la entrada y salida de gas a través del absorbedor.
- La superficie mojada o efectiva de transferencia de calor se supone uniformemente distribuida, aunque tenga una ligera curvatura para adaptarse a las características geométricas del motor.
- El calor que almacena el fluido es menor comparado con el calor que almacena la matriz porosa, de manera que a diferencia de como ocurre en el regenerador, en este caso, es siempre la matriz la que cede calor al fluido y nunca al revés. La capacidad calorífica del gas siempre es menor a la del material que forma la pantalla porosa.

$$\frac{(\rho c_p V)_g}{(\rho c_p V)_p} < 1 \quad \text{Ec. 4.133}$$

4.5.5.1. Ecuaciones de Gobierno.

El análisis del comportamiento térmico del absorbedor interno se puede desarrollar mediante ecuaciones en derivadas parciales, para definir su comportamiento en estado transitorio. No obstante, Nellis et al. (2009) consideran que para esta tipología de intercambiador de calor, el interés en su análisis surge una vez alcanzado su estado estacionario, y es ahí donde se analiza su eficiencia. En este estudio, el absorbedor interno al estar expuesto a radiación solar, está absorbiendo de forma continuada una cantidad fija de calor, dependiente del nivel de irradiancia solar.

Por tanto, las ecuaciones que rigen su comportamiento son:

- *Conservación de Masa:* se considera todo el absorbedor interno como un volumen de control, donde la variación de masa en su interior es la diferencia entre la masa de fluido que entra menos la que sale, según la Ec. 4.134.

$$\frac{\partial(\rho V)_g}{\partial t} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad \text{Ec. 4.134}$$

Donde el primer término marca la variación respecto al tiempo de la masa de gas en el interior del absorbedor interno. Según los criterios de cálculo su valor debe ser nulo, debido a que se asume que el valor de flujo másico de entrada es idéntico al de salida, por tanto la Ec. 4.134 queda transformada en:

$$\frac{\partial(\rho V)_g}{\partial t} = 0 \Rightarrow \dot{m}_p = \rho_g A_{ff} v_p = \text{cte} \quad \text{Ec. 4.135}$$

En la que A_{ff} es el sección de paso libre por la que accede el fluido, v_p es la velocidad media del mismo para las revoluciones del motor estudiadas y ρ_g es la densidad del fluido en las condiciones de temperatura media de operación del motor y presión de referencia.

- *Conservación de la Energía:* considerando igualmente todo el absorbedor interno como un volumen de control, y con las hipótesis de cálculo expuestas anteriormente, se plantea el balance energético en la pantalla porosa. Se considera que la matriz sólida permanece en estado estacionario a una temperatura T_{rec} , para unas condiciones de irradiación solar dadas. Por consiguiente, el flujo de calor cedido por convección al gas (\dot{Q}_{cv-p}), se expresa mediante la Ec. 4.136.

$$\dot{Q}_{cv-p} = h_p A_w (T_{rec} - T_g) \quad \text{Ec. 4.136}$$

Donde A_w , es el área mojada o área específica de transferencia de calor, h_p es el coeficiente de transferencia de calor medio y T_g es la temperatura media a la que se encuentra el gas en el interior del absorbedor interno.

La ecuación general de la energía transferida al gas por la matriz sólida, se muestra en su forma diferencial en la Ec. 4.137:

$$\dot{m}_{in} \cdot c_g \cdot T_{g,in} + \delta \dot{Q}_g = \dot{m}_{out} \cdot c_g \cdot T_{g,out} + \rho_g \cdot c_g \cdot V_g \cdot \frac{\partial T_g}{\partial t} \quad \text{Ec. 4.137}$$

En la que $T_{g,in}$ y $T_{g,out}$ son las temperaturas de entrada y salida del gas en el absorbedor, $\delta\dot{Q}_g$ es el flujo de calor que absorbe el fluido a su paso por el mismo, calculado mediante la Ec. 4.136, c_g y ρ_g son el calor específico y densidad del gas a su paso por la matriz y V_g es el volumen de gas en el interior del absorbedor interno. Sustituyendo la Ec. 4.136 en la Ec. 4.137 y simplificando, el balance energético en el fluido, queda mostrado en la Ec. 4.138:

$$\underbrace{h_p \cdot A_w \cdot (T_p - T_g)}_{\text{Energía transferida al fluido}} = \underbrace{\dot{m}_{out} \cdot c_g \cdot (T_{g,out} - T_{g,in})}_{\text{Variación de entalpía en el fluido}} + \underbrace{\rho_g \cdot c_g \cdot V_g \cdot \frac{\delta T_g}{\delta t}}_{\text{Energía almacenada en el fluido}} \quad \text{Ec. 4.138}$$

Por las características de operación en la pantalla porosa y bajo las premisas asumidas en el Apdo. 4.5.5., el movimiento del fluido es simétrico, es decir, el flujo másico que accede a la cámara de expansión desde la pantalla porosa es el mismo que vuelve a través de ésta hacia el regenerador. Ello implica que el coeficiente de transferencia de calor sea el mismo en ambos periodos de trabajo (Nellis et al., 2009). Además, al ser un gas, su capacidad térmica $(\rho cV)_g$ es mucho más pequeña que la capacidad térmica del material que conforma la matriz $(\rho cV)_p$, y por lo tanto, el término en la Ec. 4.138 que corresponde a la energía almacenada por el fluido puede ser despreciado, quedando dicha ecuación reducida a:

$$h_p \cdot A_w \cdot (T_{rec} - T_g) = \dot{m}_{out} \cdot c_g \cdot (T_{g,out} - T_{g,in}) \quad \text{Ec. 4.139}$$

En el caso del material, el calor absorbido por la matriz depende de la energía solar incidente sobre el receptor, de manera que el calor que absorbe por radiación, se expresa mediante la Ec. 4.140. Se asume que solo absorbe calor procedente de la energía solar, de manera que, el resultado ante cualquier balance térmico entre las superficies que lo rodean, así como con el fluido, es que cede y nunca absorbe calor.

$$\underbrace{\tau_v \cdot \alpha_p \cdot G_{ex}^c \cdot A_p}_{\text{Energía entrante al absorbedor}} = \underbrace{\rho_p \cdot c_p \cdot V_p \frac{\delta T_p}{\delta t}}_{\text{Energía almacenada en la pantalla}} + \underbrace{h_p \cdot A_w \cdot (T_p - T_f)}_{\text{Energía cedida al fluido}} \quad \text{Ec. 4.140}$$

Donde m_p es la masa del material que compone la pantalla, τ_v la transmitancia de la ventana de cuarzo, α_p la absortividad del material de la pantalla, G_{ex}^c la irradiancia de corta longitud de onda que alcanza el receptor en $[W/m^2]$ y A_p el área expuesta a dicha irradiancia en $[m^2]$. El flujo de calor que absorbe el material, debe ser cedido por convección al fluido, por tanto se debe cumplir la Ec. 4.141:

$$\underbrace{\tau_v \cdot \alpha_p \cdot G_{ex}^c \cdot A_p}_{\text{Flujo de calor absorbido por la pantalla porosa}} = \underbrace{h_p \cdot A_w \cdot (T_p - T_g)}_{\text{Flujo de calor cedido por la pantalla porosa al gas de trabajo}} \quad \text{Ec. 4.141}$$

4.5.5.2. Tipología de Matrices

Se seleccionan las matrices a analizar, bajo la premisa de haber sido experimentadas en regeneradores de motores Stirling. La Tabla 4.6 resume sus parámetros geométricos.

Parámetros Geométricos	d_s [mm]	m_s [mm ⁻¹]	l [mm]	V_{ff} [mm ³]	V_{dp} [mm ³]	r_h [mm]	p_s [-]	A_{ff} [mm ²]	A_w [mm ²]
GPU-3 (Organ, 1997)	0,04	7,84	0,13	24378,14	32344,66	0,0306	0,7537	8126,05	796651,77
USS-P40/4-95 (Organ, 1997)	0,05	7,87	0,13	22348,41	32344,66	0,0279	0,691	7449,47	799700,18
Whispergen (Costa, 2013)	0,08	6,94	0,14	18240,67	32344,66	0,0259	0,564	6080,22	705199,4
Whispergen (Costa, 2013)	0,11	6,94	0,14	12951,68	32344,66	0,0184	0,4	4317,23	705199,4
Philips 400 HP/CYL (Organ, 1997)	0,14	3,80	0,26	18830,03	32344,66	0,0488	0,582	6276,68	386132,23

Tabla 4.6: Especificaciones geométricas de las matrices analizadas.

Fuente: (Organ, 1997), (Costa et al., 2013)

4.5.5.3. Modelo de Transferencia de Calor

La caracterización de la transferencia de calor parte de las características geométricas del tipo de malla a estudiar (según Tabla 4.6), así como las condiciones de operación específicas. Con los parámetros geométricos de diámetro de hilo (d_s) y número de mallas (m_s), y con el valor del flujo másico para las condiciones de funcionamiento a estudiar, se calcula el número de Reynolds de referencia, mediante la Ec. 4.129a.

Generalmente, la correlación para el cálculo del número de Nusselt es función del número de Reynolds y Prandtl. Al tratarse de fenómenos de transferencia de calor en flujos a través de matrices porosas, el número de Prandtl puede aproximarse a un valor constante de 0,7 para los gases más usuales (hidrógeno y helio). Además, Gedeon et al. (1996) observaron en sus ensayos, que la porosidad de la matriz también tenía efecto sobre el número de Nusselt, de modo que, la ecuación matemática para el cálculo de éste se muestra en la Ec. 4.142. (Thomas et al., 2000).

$$Nu = (C_1 + C_2 Re^{C_3}) \cdot (1 - C_4 (1 - p)) \tag{Ec. 4.142}$$

Las correlaciones propuestas en Thomas et al. (2000), Ecs. 4.143, 4.144 y 4.145 y 4.146, se asocian a un rango de diámetro de hilo y porosidad. En las Figs. 4.48a y 4.48b, se detallan los intervalos de ambos parámetros experimentados para cada uno de los autores. Las barras mostradas en negro son aplicables a matrices formadas a base de hilos desordenados “random fibers”, mientras que las barras grises son referidas a matrices de hilos tejidos “wire mesh screen”. Estas últimas son las utilizadas en este estudio. Las barras con zona rayada son para el caso específico de caída de presión.

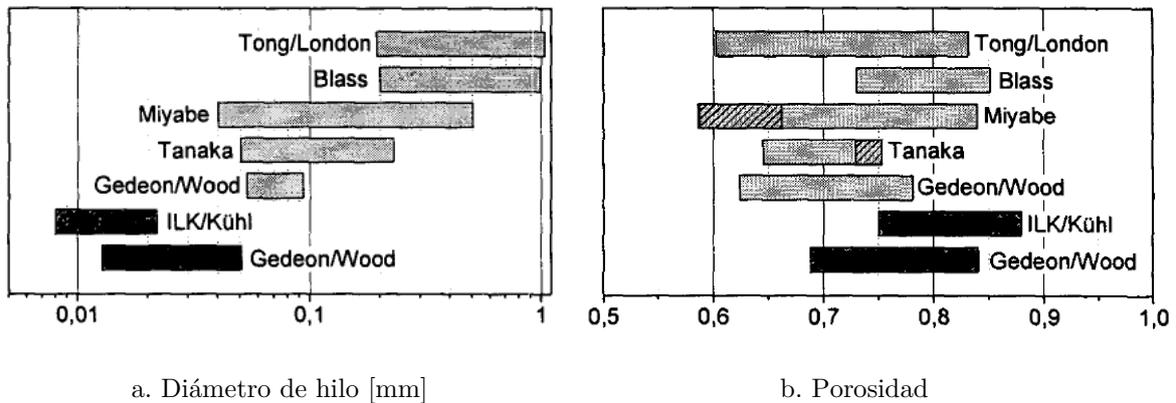


Fig. 4.48: Correlaciones aplicables según diámetro de hilo y porosidad, para matrices "wire mesh screen".
Fuente: (Thomas et al., 2000)

- Correlación de Miyabe:

$$Nu = (0,036 + 1,150 \cdot (Re^{0,562})) \cdot (1 - 1,333 \cdot (1 - p)) \tag{Ec. 4.143}$$

- Correlación de Tanaka:

$$Nu = (-0,001 + 0,33 \cdot (Re^{0,67})) \cdot (1 + 0,0002 \cdot (1 - p)) \tag{Ec. 4.144}$$

- Correlación de Tong y London:

$$Nu = \left(0,384 + 1,075 \cdot \left(Re^{0,578}\right)\right) \cdot \left(1 - 1,356 \cdot (1-p)\right) \quad \text{Ec. 4.145}$$

- Correlación de Gedeon y Wood:

$$Nu = \left(1,010 + 0,790 \cdot \left(Re^{0,662}\right)\right) \cdot \left(1 - 0,845 \cdot (1-p)\right) \quad \text{Ec. 4.146}$$

Un vez obtenido el número de Nusselt, mediante la correlación correspondiente, se estudia su variación a lo largo de todo el intervalo del número de Reynolds en el que trabaja la pantalla porosa.

4.5.5.4. Modelo de Caída de Presión

La caída de presión en la matriz viene originada por dos factores: la *resistencia de forma* y la *resistencia por rozamiento*. Por tanto, el factor de fricción que define la pérdida de presión del gas a su paso por la matriz debe englobar ambos efectos. Ergun (1952), basándose en experimentaciones con diferentes materiales usados en la fabricación de la matriz y experimentando en un amplio rango de valores de flujos máscicos, determinó una ecuación general para la obtención del factor de fricción, Ec. 4.147. Miyabe et al. (1982), Tanaka et al. (1990), Thomas (1999) y Gedeon et al. (1996), basan sus correlaciones en dicha ecuación.

$$c_f = c_{fd} + \frac{c_{sf}}{Re} \quad \text{Ec. 4.147}$$

Donde c_f es el factor de fricción, c_{fd} la constante relacionada con el coeficiente de forma, c_{sf} la constante relacionada con el coeficiente de rozamiento y Re el número de Reynolds, calculado, en este caso particular, mediante la Ec. 4.148:

$$Re = \frac{\dot{m} w}{A_{ff} \mu_g} \quad \text{Ec. 4.148}$$

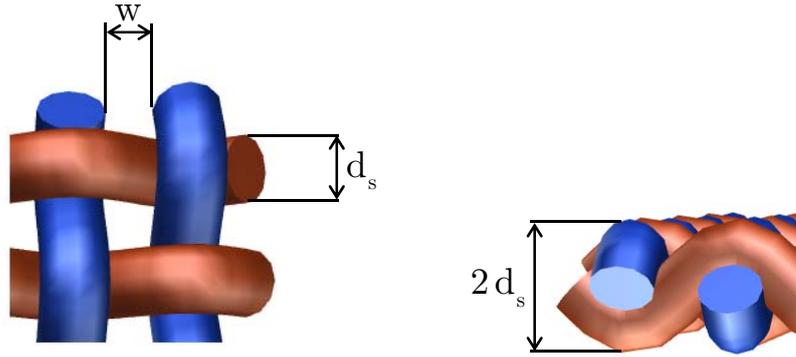


Figura 4.49: Geometría de la matriz de hilo tejida "wire mesh screen".

A continuación se muestran las correlaciones aplicadas del coeficiente de fricción:

- Correlación de Miyabe:

$$c_f = 0,3370 + \frac{33,603}{Re} \quad \text{Ec. 4.149}$$

- Correlación de Tanaka:

$$c_f = 0,5315 + \frac{40,7413}{Re} \quad \text{Ec. 4.150}$$

- Correlación de Tong y London:

$$c_f = 0,3243 + \frac{44,710}{Re} \quad \text{Ec. 4.151}$$

- Correlación de Gedeon y Wood:

$$c_f = 0,5274 + \frac{68,556}{Re} \quad \text{Ec. 4.152}$$

Una vez obtenido el factor de fricción usando la correlación correspondiente, se calcula la caída de presión (Δp) en [Pa], mediante la [Ec. 4.153](#).

$$\Delta p = c_f \cdot N \cdot \frac{\rho_g v_g^2}{2} \quad \text{Ec. 4.153}$$

Donde L_p es la profundidad de la pantalla en la dirección del flujo en [mm]; d_s el diámetro del hilo en [mm]; v_g la velocidad del gas a su paso por la malla en [m/s], ρ_g la densidad del gas en [kg/m³] y N el número de matrices que componen la pantalla porosa, calculada bajo el

criterio de no existir separación física entre ellas, de manera que $N = L_p/2d_s$. Una vez obtenida la caída de presión, el trabajo perdido por unidad de tiempo (debido a dicha caída de presión) se obtiene mediante la [Ec. 4.154](#), donde \dot{m} es el flujo másico en [kg/s].

$$\dot{W}_{\Delta p} = \frac{\dot{m}_p \cdot \Delta p_p}{\rho_g} \tag{Ec. 4.154}$$

4.5.6. Resultados y Discusión

Se presenta el análisis de resultados para las 5 geometrías analizadas. Se muestra gráficamente, para cada una de ellas, la evolución de los parámetros que caracterizan la transferencia de calor (Nusselt y Factor j Colburn) y la caída de presión (c_f) para el rango de Reynolds analizado. La [Tabla 4.7](#) resumen las correlaciones de transferencia de calor y caída de presión aplicadas a cada geometría.

Correlaciones: TC y CP	d_s [mm]	p_s [-]	Miyabe (Miyabe et al., 1982)	Tanaka (Tanaka et al., 1990)	Gedeon y Wood (Gedeon et al., 1996)	Tong y London (Tong et al., 1958)
GPU-3 (Organ, 1997)	0,04	0,7537	X			
USS-P40/4-95 (Organ, 1997)	0,05	0,691	X	X	X	
Whispergen (Costa, 2013)	0,08	0,564	X	X	X	
Whispergen (Costa, 2013)	0,11	0,4	X	X		
Philips 400 HP/CYL (Organ, 1997)	0,14	0,582	X			X

Tabla 4.7: Correlaciones aplicadas por geometría.

En las [Tablas 4.8 y 4.9](#) se resumen los parámetros termofísicos del fluido de trabajo (H_2), así como los parámetros de operación a los que está sometida la pantalla porosa.

Parámetros Termofísicos del Gas (H_2)	
Densidad [kg/m ³]	2,574
Viscosidad [Pa · s]	$1,532 \cdot 10^{-5}$
Calor específico (c_p) [J/kg K]	14551
Calor específico (c_v) [J/kg K]	10487
Conductividad Térmica [W/m K]	0,3103
Prandtl	0,7185

Tabla 4.8: Parámetros termofísicos del gas de trabajo (H_2) a 650 K.

Parámetros de Operación del Motor	
Frecuencia [rpm]	3600
Velocidad media del gas [m/s]	Según Geometría
Flujo másico medio de gas [kg/s]	0,037

Tabla 4.9: Parámetros de operación del motor.

Caracterizadas las geometrías por transferencia de calor y caída de presión, se selecciona la más eficiente. En ella, se estudian los procesos de transferencia de calor y caída de presión en las dos configuraciones de flujo posibles (lateral y transversal). Por tanto, partiendo de unas condiciones de radiación solar determinadas, se obtiene el flujo de calor transferido desde la pantalla porosa al fluido de trabajo del motor \dot{Q}_p , aplicando la Ec. 4.143. Posteriormente, se determina se determina la temperatura media del gas en la cámara de expansión del motor (T_e), en ambas direcciones del fluido. Finalmente, mediante el análisis de Schmidt, se llega al valor de potencia teórica (N_{MS}), en la cual se incluye la pérdida de potencia por caída de presión en el fluido a su paso por la pantalla porosa. En la Fig. 4.50 se resume el procedimiento descrito:

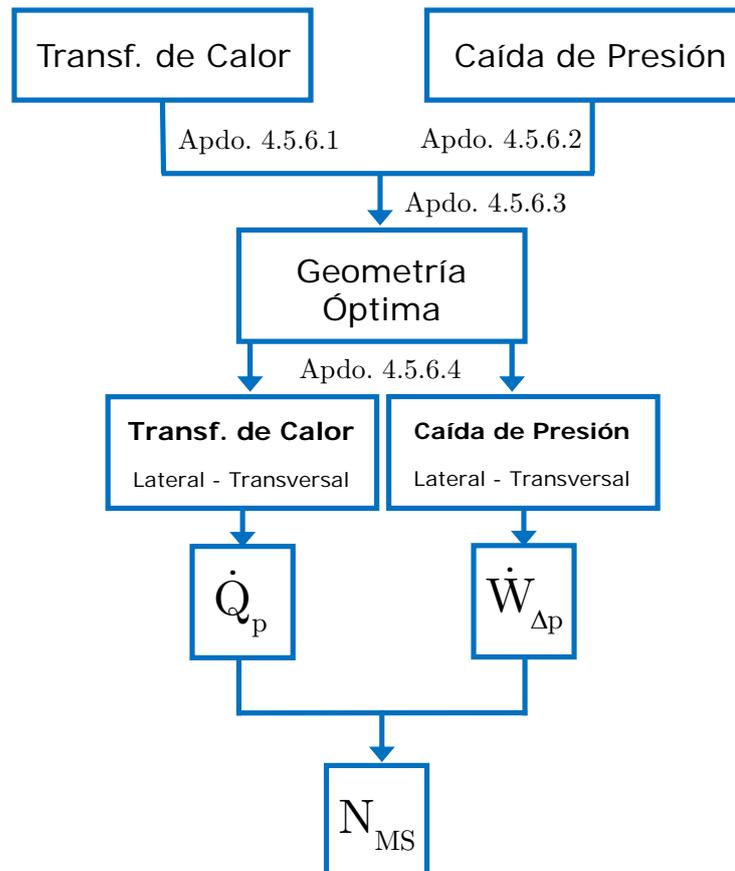


Figura 4.50: Diagrama de cálculo de la potencia del motor Stirling solar con absorbedor interno optimizado.

4.5.6.1. Proceso de Transferencia de Calor

Las correlaciones expresadas en el Apdo 4.5.5.3, se aplican a las distintas geometrías dentro del rango tolerado por su diámetro y porosidad (Tabla 4.7). En las Figs. 4.51, 4.52, 4.53, 4.54 y 4.55 se representa gráficamente la variación del número de Nusselt respecto al número de Reynolds, en el intervalo de flujo másico que atraviesa la pantalla porosa.

Se observa que la correlación propuesta por Gedeon y Wood proporciona los valores de Nusselt más elevados en todo el intervalo analizado, siendo ésta la que atribuye una mayor importancia al efecto de la porosidad. Por el contrario, la correlación de Tanaka aporta los valores más bajos, probablemente por ser la correlación que menos relevancia le dé al efecto de la porosidad (quizás por ello solo experimentó en rangos muy estrechos de ésta, Fig. 4.48b). Los resultados obtenidos a partir de las correlaciones de Miyabe y Tong y al. permanecen en un rango intermedio y muy cercanos entre ellos.

La correlación de Tanaka es la que menos importancia le atribuye al efecto de la porosidad. Este hecho se refleja en los resultados de las matrices de menor porosidad. En la matriz de 80 μm de diámetro se observa que a partir de cierto número de Reynolds, los valores de Nusselt proporcionados por Tanaka superan a los de Miyabe, mientras que en la matriz de 110 μm de diámetro, la correlación de Tanaka proporciona mayores valores de Nusselt en todo el intervalo, respecto a la de Miyabe, según muestran las Figs. 4.53 y 4.54.

Para la matriz de 140 μm las dos correlaciones aplicables, Tong et al. y Miyabe, muestran el mismo número de Nusselt a lo largo de todo el intervalo del número Reynolds, Fig. 4.55. Por tanto, sería indiferente aplicar una u otra.

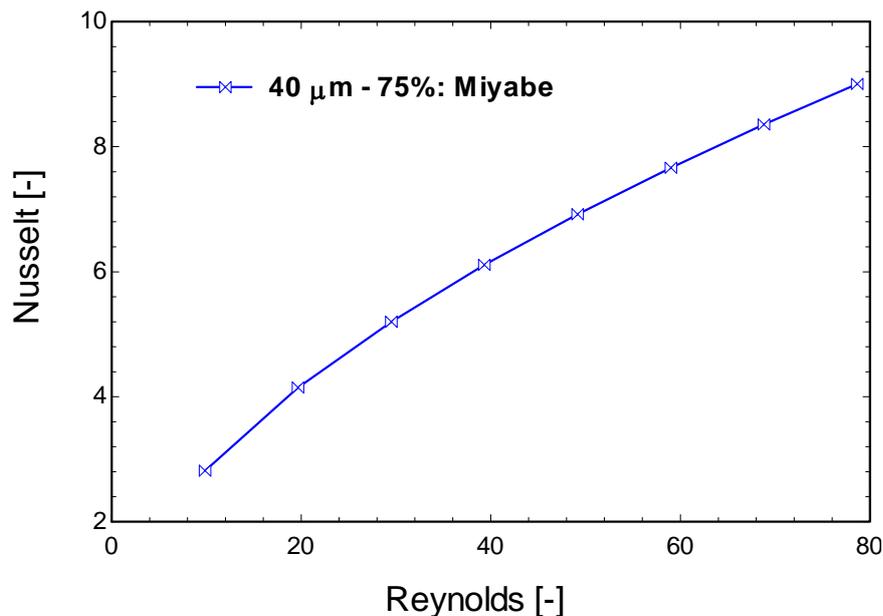


Figura 4.51: Nusselt Vs Reynolds. Diámetro 40 μm , porosidad 75%. Correlación de Miyabe.

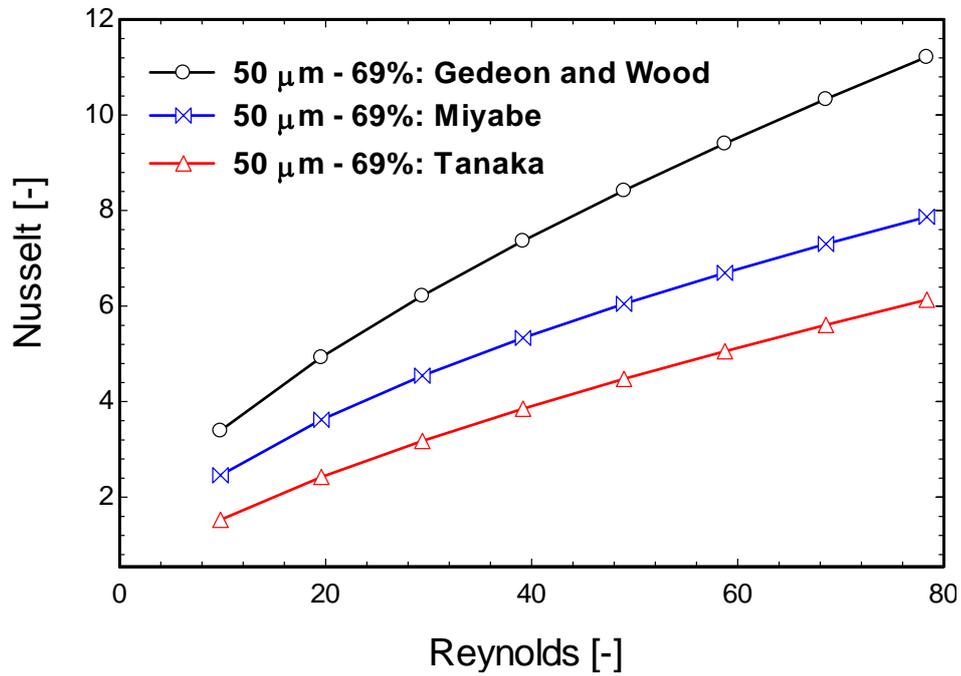


Figura 4.52: Nusselt Vs Reynolds. Diámetro 50 μm, porosidad 69%. Correlaciones de Gedeon-Wood, Miyabe y Tanaka.

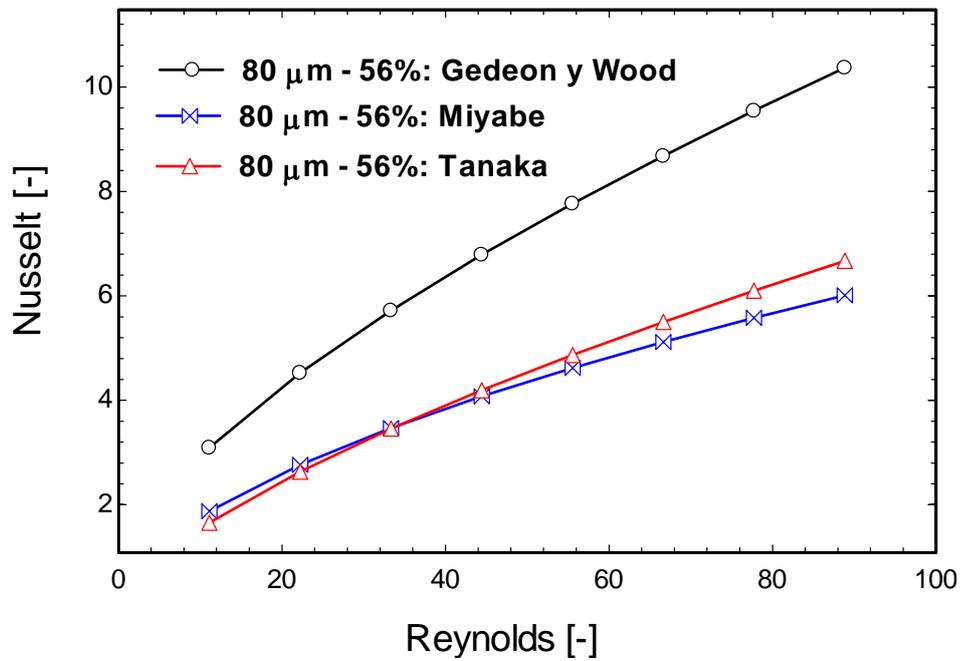


Figura 4.53: Nusselt Vs Reynolds. Diámetro 80 μm, porosidad 69%. Correlaciones de Gedeon-Wood, Miyabe y Tanaka.

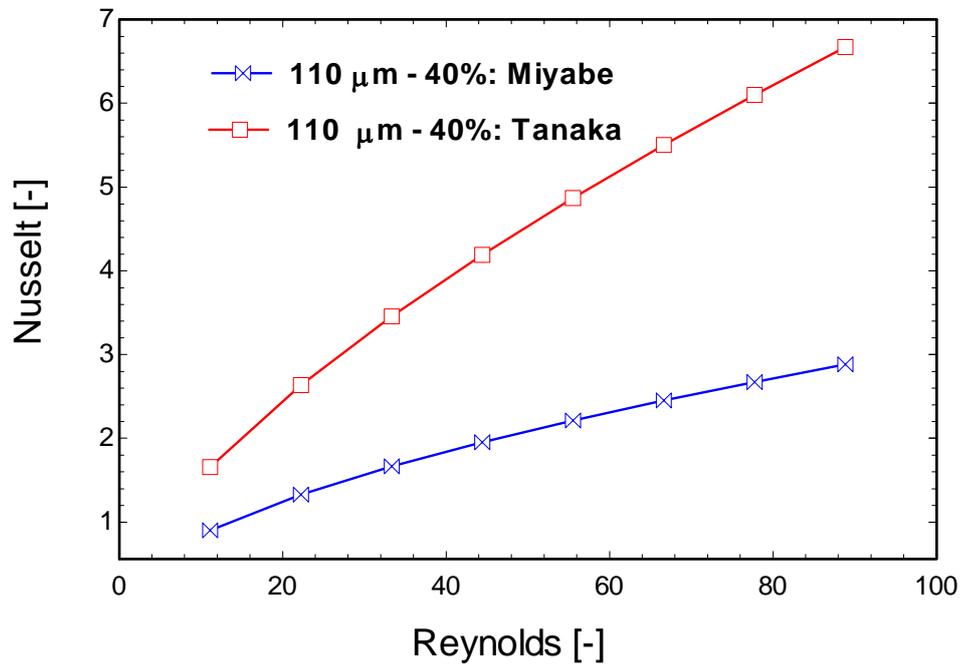


Figura 4.54: Nusselt Vs Reynolds. Diámetro 110 μm, porosidad 40%.
Correlaciones de Miyabe y Tanaka.

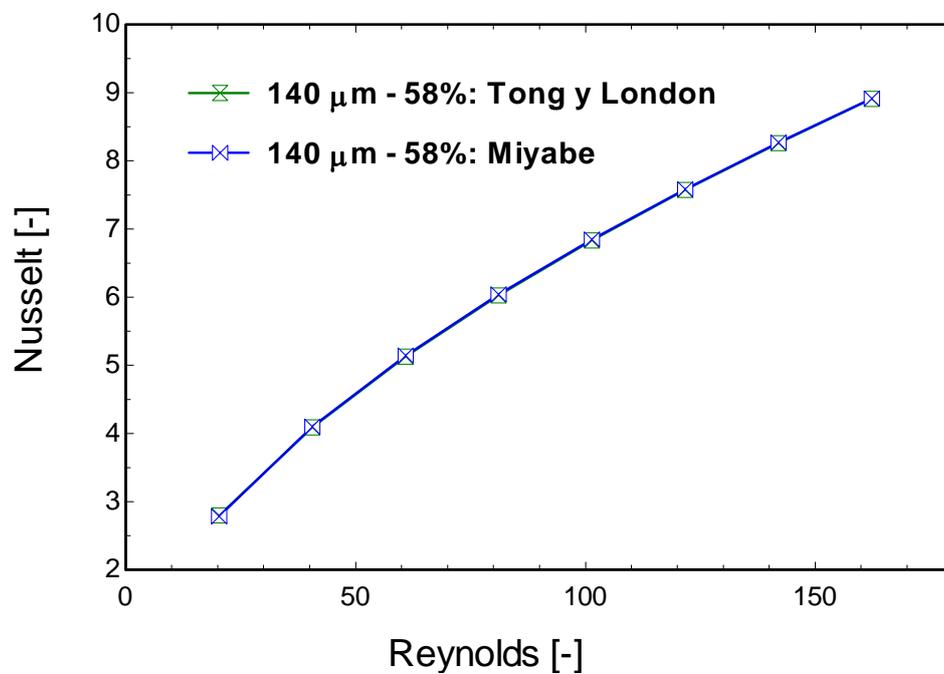


Figura 4.55: Nusselt Vs Reynolds. Diámetro 140 μm, porosidad 58%.
Correlaciones de Tong-London y Miyabe.

Con el objetivo de establecer un criterio para la comparación del comportamiento térmico de las geometrías estudiadas, se opta por la *correlación de Miyabe* como referencia, al ser la única aplicable a todas las matrices evaluadas. En la Fig. 4.56 se representa la variación del número de Nusselt respecto al Reynolds en todas las geometrías estudiadas. Se observa la importancia del efecto de la porosidad de la matriz, debido a que para un mismo valor de Reynolds, los valores de Nusselt van incrementándose con ésta. De modo que se confirman las conclusiones que alcanzaron Gedeon et al. (1996), donde expresan que el valor del número de Nusselt tiene una fuerte dependencia con la porosidad y la conductividad axial, de manera que un incremento de la primera, conlleva un aumento del número de Nusselt y una disminución de la segunda.

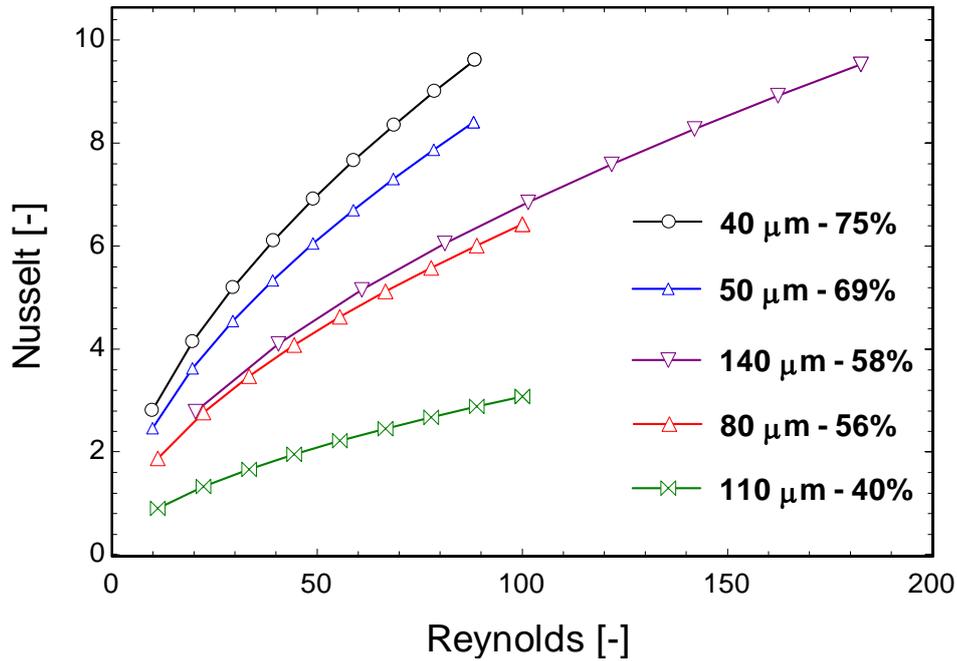


Figura 4.56: Nusselt Vs Reynolds. Correlación de Miyabe.

Como se observa en la Fig. 4.56, a cada valor de Reynolds le corresponde un Nusselt de referencia, lo que conlleva que el coeficiente de transferencia de calor para cada situación de funcionamiento dependa de la velocidad, de las propiedades del gas y de los parámetros geométricos de la pantalla porosa (Kays y London, 1984). En el análisis de intercambiadores de calor se utiliza el parámetro denominado factor j Colburn, Ec. 4.155, para expresar el coeficiente de transferencia de calor.

$$j_H = \frac{h_p}{G_p \cdot c_g} = St \cdot Pr^{2/3} \tag{Ec. 4.155}$$

Donde h_p es el coeficiente de transferencia de calor medio en la pantalla en $[W/m^2 \cdot K]$, c_g el calor específico del gas $[J/kg \cdot K]$, G_p el flujo másico de gas por unidad de superficie en $[kg/s \cdot m^2]$, St el número de Stanton y Pr el número de Prandtl, ambos adimensionales.

Kays et al. (1994), representaron gráficamente, Fig. 4.57, los datos experimentales aportados por Tong (1957), London et al. (1960) y Coppage et al. (1956). Sus objetivos eran presentar de una forma generalizada el comportamiento térmico en geometrías simples. En dicha representación se evalúa la variación del factor j Colburn y factor de fricción en el rango de número de Reynolds de 5 a 10^5 , para porosidades comprendidas entre 0,63 y 0,83, con diámetro de hilo de 9,52 milímetros. Al contrastar los resultados de nuestro estudio con los análisis experimentales llevados a cabo por Kays et al. (1994), se comprueba el paralelismo entre ambos, en cuanto a que la matriz de mayor porosidad es la que presenta un mayor factor j Colburn para todo el rango de Reynolds. Kays y London proponen correlaciones para las geometrías de hilo tejido (wire mesh screen), tanto para la obtención del factor j Colburn, como para el coeficiente de fricción. Un ejemplo es la correlación mostrada en la Ec. 4.156:

$$j_H = St \cdot Pr^{2/3} = 0,375 \cdot Re'^{-0,375} \quad \text{Ec. 4.156}$$

Donde St es el número de Stanton y Re' es el número de Reynolds modificado, Ec. 4.157:

$$Re' = \left(\frac{1 - F \cdot p}{F \cdot p} \right) \cdot Re \quad \text{Ec. 4.157}$$

Donde p es la porosidad y F el factor de apilamiento, cuyo valor es:

$$F = 0,96 \quad \text{para } Re' > 1800 \quad \text{Ec. 4.158a}$$

$$F = 1.155 - 0.0601 \cdot \log_{10} Re' \quad \text{para } Re' < 1800 \quad \text{Ec. 4.158b}$$

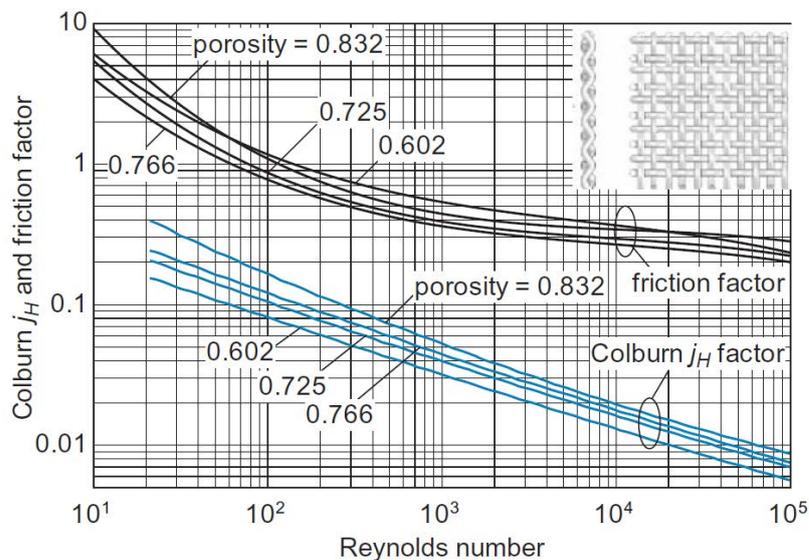


Figura 4.57: Factor j Colburn y factor de fricción Vs Número de Reynolds: matrices con distintas porosidades.

Fuente: (Nellis et al., 2009)

La Fig. 4.57 muestra de forma global para diversas geometrías el valor del factor j Colburn frente al Reynolds, según la correlación mostrada en la Ec. 4.156. Al aplicar la citada correlación a las geometrías de nuestro estudio, se comprueba igualmente, que las de mayor porosidad son las que presentan mayor valor del factor j Colburn, Fig. 4.58:

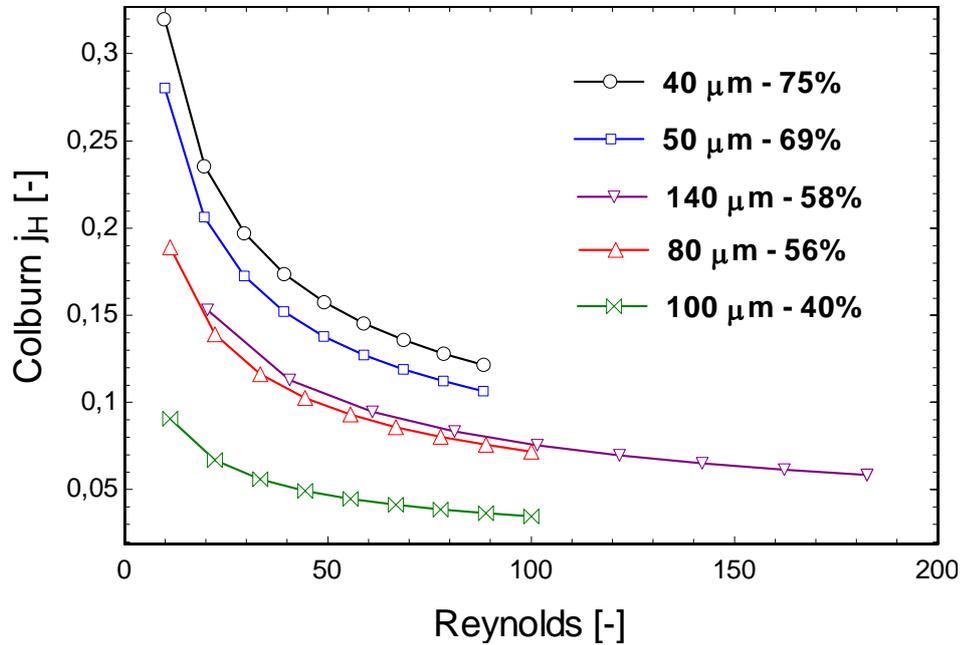


Figura 4.58: Factor j Colburn Vs Reynolds: Correlación de Kays y London.

Además de las correlaciones aplicadas, resumidas en Thomas et al. (2000), existen publicaciones en las que se muestran resultados y conclusiones acerca del comportamiento térmico en matrices de hilo tejidas. Tian et al. (2004), a partir de la experimentación en matrices de cobre soldadas, afirmó que la porosidad y la densidad de área superficial eran los factores determinantes en la transferencia de calor, siendo el efecto de la orientación de las mallas muy leve en los resultados finales.

4.5.6.2. Proceso de Caída de Presión

Las correlaciones expresadas en el Apdo 4.5.5.4. se aplican a las distintas geometrías dentro del rango de diámetro del hilo y porosidad de la matriz (Tabla 4.7). En las Figs. 4.50, 4.51, 4.52, 4.53 y 4.54 se representan gráficamente los valores del coeficiente de fricción respecto al número de Reynolds, en el intervalo de flujo másico que atraviesa la pantalla porosa.

En las figuras citadas, existe la misma tendencia para todas las correlaciones estudiadas. El efecto del número de Reynolds sobre el coeficiente de fricción es especialmente importante a bajos Reynolds (del orden de 10^2). Sin embargo, cuando el Reynolds adquiere valores del orden de 10^3 , el valor del coeficiente de fricción se hace prácticamente independiente de éste, variando en un rango muy estrecho de valores.

En los resultados se observa que la correlación propuesta por Gedeon et al. (1996) es la que estima los valores más elevados del coeficiente de fricción en todas las geometrías que se aplica. Tales diferencias son mayores aún en las regiones de Reynolds bajos, donde prácticamente duplica el valor del factor de fricción para un mismo Reynolds (en su comparación con la correlación de Miyabe et al. (1982)), Figs. 4.60 y 4.61.

A medida que el Reynolds va incrementándose, el valor del coeficiente de fricción disminuye, existiendo menores diferencias entre las distintas correlaciones, siendo la correlación de Miyabe et al. (1982) la que proporciona en todos los casos el menor valor del coeficiente de fricción. La correlación propuesta por Tanaka et al. (1990) muestra unos resultados muy cercanos a la de Gedeon y Wood, especialmente en rangos de Re del orden de 10^3 , donde tienden a igualarse, Figs. 4.60 y 4.61.

En el caso particular de la geometría de $140 \mu\text{m}$ de diámetro de hilo, en la que se aplican las correlaciones de Tong et al. (1958) y Miyabe et al. (1982), el mayor valor del coeficiente de fricción lo aporta la correlación de Tong y London para rangos de Reynolds bajos (del orden de 10^2), mientras que para Reynolds más elevados (del orden de 10^3) es la correlación de Miyabe et al. (1982) la que muestra los mayores valores del mismo, Fig. 4.63.

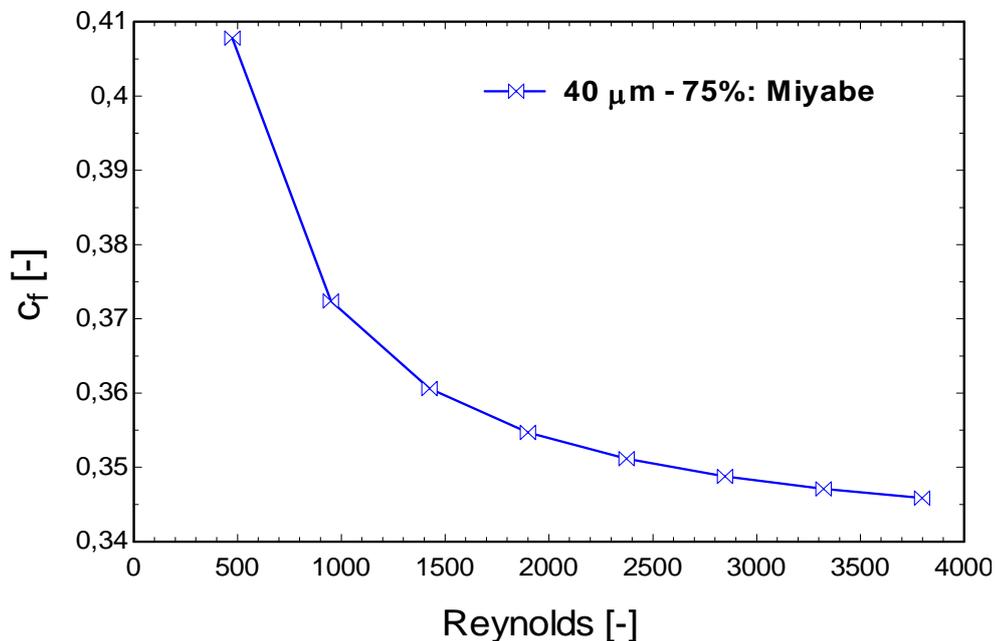


Figura 4.59: Coeficiente de Fricción Vs Reynolds. Correlación de Miyabe.

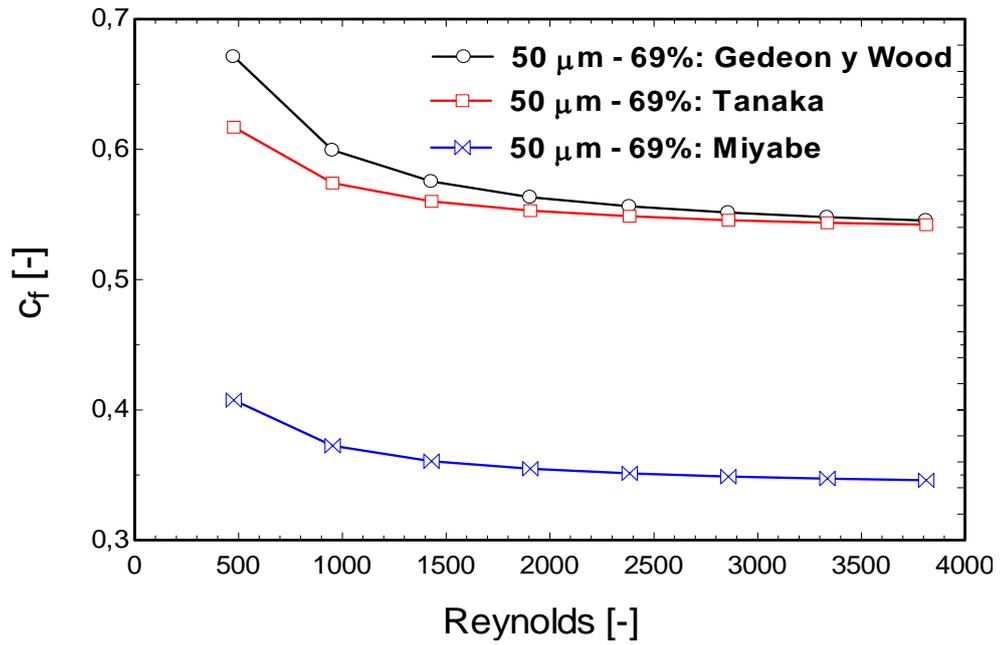


Figura 4.60: Coeficiente de Fricción Vs Reynolds. Correlaciones de Gedeon-Wood, Miyabe y Tanaka.

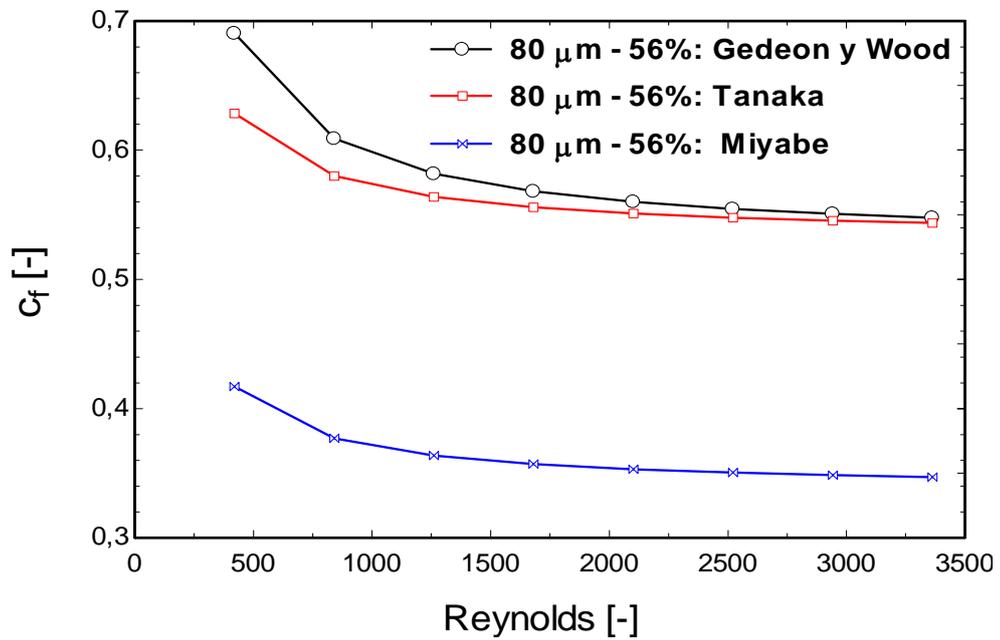


Figura 4.61: Coeficiente de Fricción Vs Reynolds. Correlaciones de Gedeon-Wood, Miyabe y Tanaka.

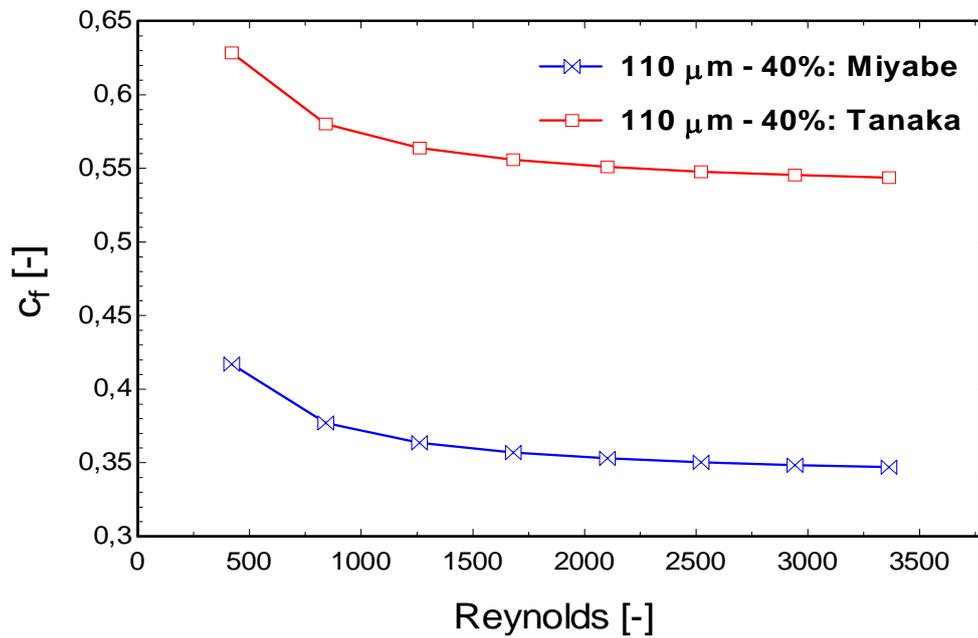


Figura 4.62: Coeficiente de Fricción Vs Reynolds. Correlaciones de Miyabe y Tanaka.

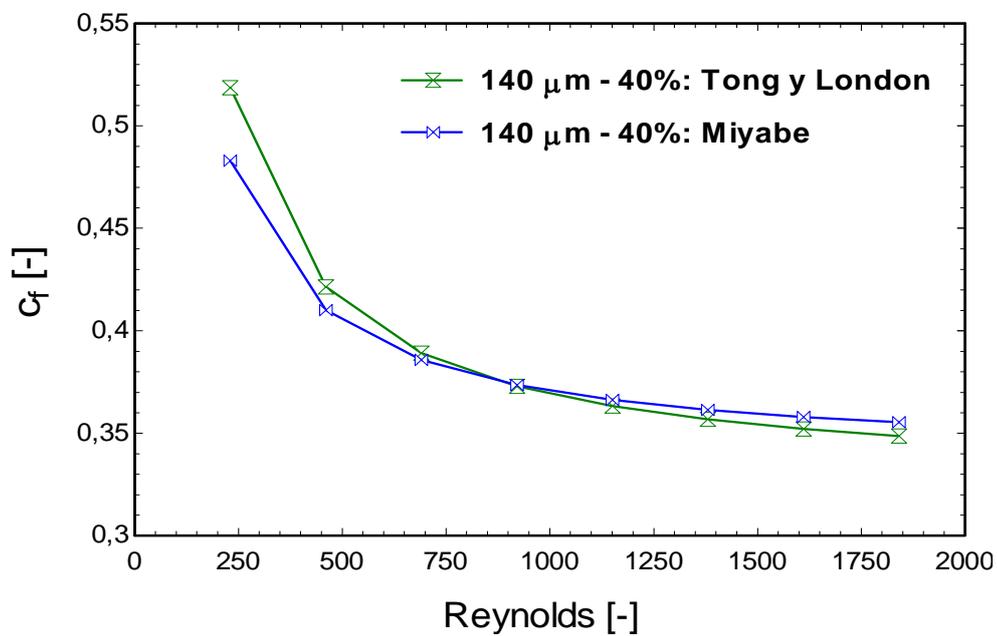


Figura 4.63: Coeficiente de Fricción Vs Reynolds. Correlaciones de Tong-London y Miyabe.

Para comparar el comportamiento de las geometrías estudiadas, se opta por la *correlación de Miyabe*, Ec. 4.149, por abarcar, en su rango de aplicación, a todas las matrices evaluadas. En la Fig. 4.64 se representa la caída de presión respecto al número de Reynolds en todas las geometrías estudiadas. Se comprueba que la porosidad es un parámetro clave que define el nivel de caída de presión provocada por la matriz. Se observa que la matriz de mayor diámetro de hilo y menor porosidad proporciona las mayores pérdidas por caída de presión.

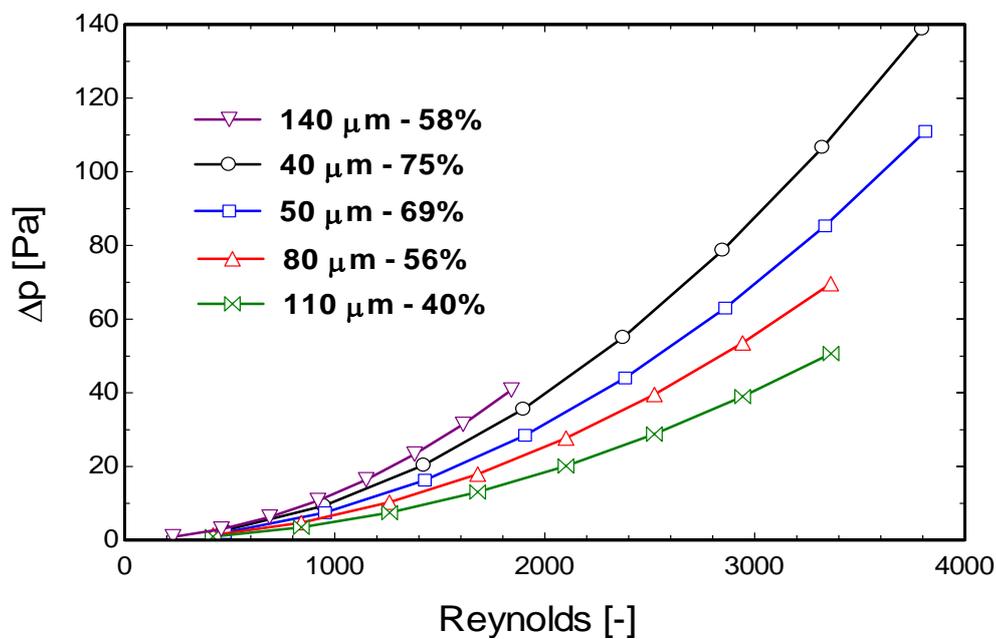


Figura 4.64: Comparación entre matrices: Caída de Presión Vs Reynolds. Correlación de Miyabe.

4.5.6.3. Criterio de Eficiencia sobre las Geometrías Analizadas

El gas en su movimiento por el interior de la pantalla porosa, además de estar sometido a un intercambio de calor, también debe vencer una resistencia, de manera que a la hora de evaluar una determinada geometría, bajo unas condiciones de operación, se tienen en cuenta ambos fenómenos, ya que los dos afectan a la potencia indicada del motor. Por tanto, de las matrices analizadas, interesa aquella que posee mayor capacidad de transferir calor, con una pérdida de trabajo por caída de presión mínima. Para ello, se recurre a la Figura de Merit (Knowles, 1997), como metodología para caracterizar la eficiencia de la pantalla porosa sometida a un flujo oscilante que discurre por su interior.

Según el criterio que propusieron Radebaugh et al. (1984), la relación entre el factor Colburn (j_H), parámetro que caracteriza la transferencia de calor, y el coeficiente de fricción (c_f), para el caso de la caída de presión, proporciona el parámetro adimensional que rige la eficiencia en la transferencia de calor por unidad de resistencia. De esta forma, se representa gráficamente para cada una de las geometrías estudiadas en el rango de Reynolds de referencia.

En la Fig. 4.65 se observa la relación de eficiencia para cada tipología de matriz, demostrándose, por un lado, que a partir de cierto punto de operación, dicha relación se hace prácticamente independiente del número de Reynolds. La matriz de mayor porosidad y menor diámetro, proporciona la mayor eficiencia en el proceso de transferencia de calor respecto a la caída de presión provocada, siendo la tendencia similar en todas las geometrías.

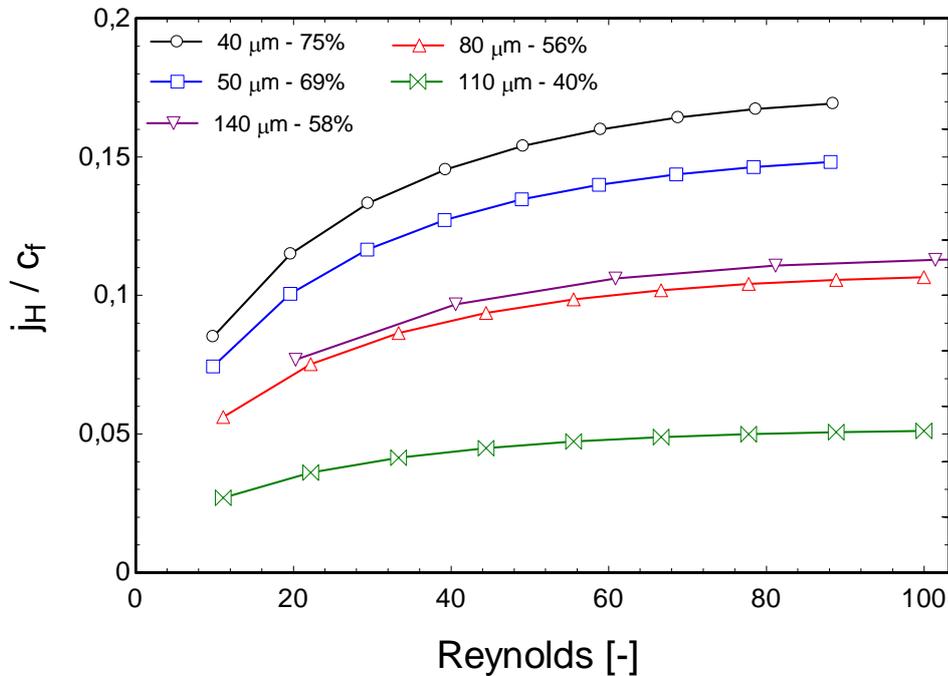


Figura 4.65: Relación Factor j Colburn/Coeficiente de Fricción Vs Reynolds: comparación entre matrices.

4.5.6.4. Análisis de la Geometría óptima

Una vez realizado el estudio comparativo acerca del comportamiento térmico de las distintas geometrías, se justifica que la matriz de 40 μm de diámetro de hilo y 75% de porosidad es la que presenta un comportamiento más eficiente para las solicitaciones térmicas exigidas. Se exponen a continuación los resultados específicos de la misma bajo sus condiciones de operación.

Para la caracterización de los parámetros de transferencia de calor y caída de presión, se diferencia, debido al movimiento oscilante del fluido, la dirección que toma el gas a través de la pantalla porosa. Cuando el flujo atraviesa la pantalla desde la cámara de expansión del motor Stirling hacia el regenerador, se denomina *transversal*. En cambio, cuando accede a la zona de expansión desde el regenerador, se denomina *lateral*, Fig. 4.66.

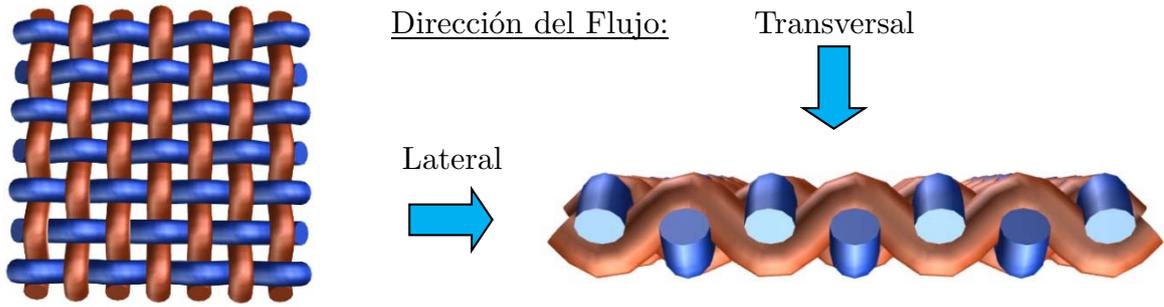


Figura 4.66: Dirección del flujo en la pantalla porosa: transversal y lateral.
 Fuente: (GKD Gebr. Kufferath AG)

Costa et al. (2014) modelan, en el rango de $4 < Re < 400$ (obtenido éste mediante el diámetro hidráulico), el flujo a su paso por una matriz porosa de un motor Stirling. En sus estudios, discrimina para las configuraciones mostradas en la Fig. 4.66, proponiendo las siguientes correlaciones, tanto para transferencia de calor como para caída de presión:

- Correlación para transferencia de calor en *lateral en woven wire matrix*:

$$Nu = 1,54 + 0,29 Re^{0,66} \tag{Ec. 4.159}$$

- Correlación para transferencia de calor en *transversal en woven wire matrix*:

$$Nu = 1,14 + 0,39 Re^{0,66} \tag{Ec. 4.160}$$

- Correlación para factor de fricción en *lateral en woven wire matrix* (Costa et al., 2012):

$$c_f = \frac{286}{Re} + 2,70 Re^{0,096} \tag{Ec. 4.161}$$

- Correlación para factor de fricción en *transversal en woven wire matrix*:

$$c_f = \frac{111}{Re} + 3,5 Re^{0,104} \tag{Ec. 4.162}$$

a. Transferencia de calor

Las correlaciones descritas en las Ecs. 4.159 y 4.160 definen el comportamiento térmico del fluido a su paso por la pantalla porosa. La Fig. 4.67 muestra la relación entre el número de Nusselt y el número de Reynolds para las dos direcciones del flujo en la pantalla porosa. Se aprecia que el número de Nusselt en la configuración transversal supera al obtenido para la configuración lateral, a lo largo de todo el intervalo analizado. La diferencia porcentual es de un 20% aproximadamente, manteniéndose este porcentaje a lo largo de todo el rango de Reynolds.

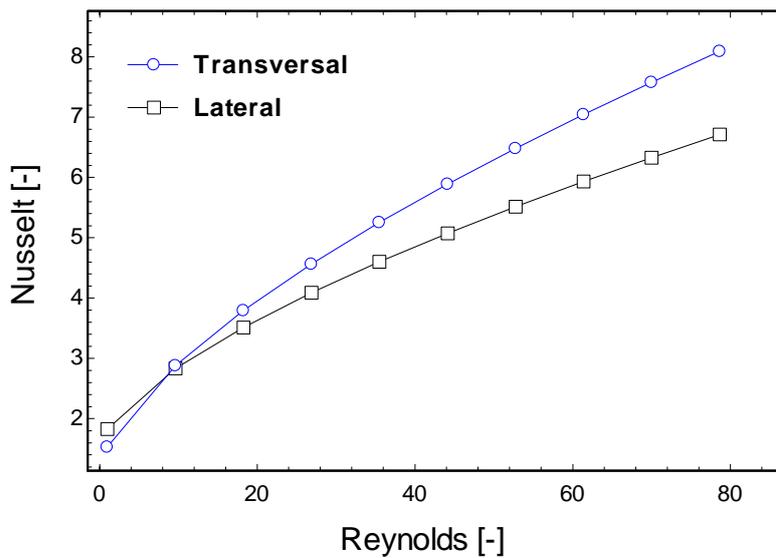


Figura 4.67: Nusselt Vs Reynolds. Configuración transversal y lateral.

A continuación, se aplica la ecuación de gobierno que rige el calor convectivo aportado al fluido (Ec. 4.141), para el cálculo de la temperatura del gas en la cámara de expansión, para un nivel de irradiancia determinado. Se adopta el criterio de que el gas accede primeramente a la cámara de expansión desde el regenerador, *flujo lateral*. Y posteriormente, partiendo desde la cámara de expansión, vuelve hacia la cámara lateral en su trayectoria hacia el regenerador, *flujo transversal*. La Fig. 4.68 muestra, para distintos niveles de irradiancia normal directa (DNI), el valor de la temperatura del receptor (T_{rec}), la temperatura del gas a su paso lateral ($T_{g-lateral}$) y a su paso transversal ($T_{g-transversal}$) por la pantalla porosa.

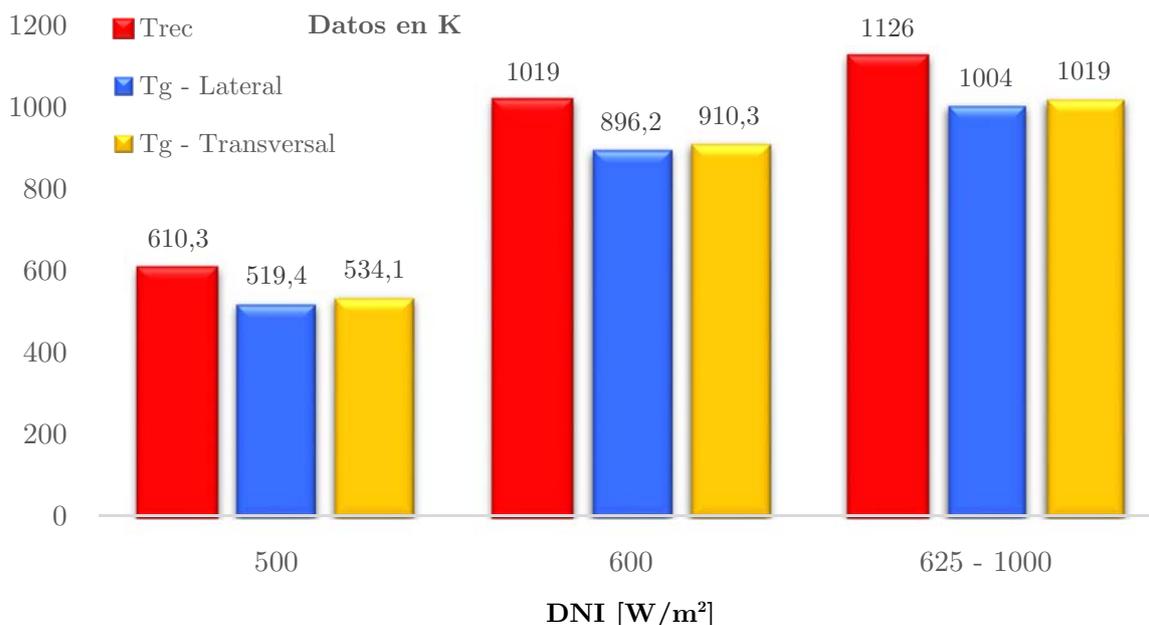


Figura 4.68: Temperatura del receptor y del gas (lateral y transversal) Vs Irradiancia solar directa.

En la Fig. 4.68, la temperatura del receptor (T_{rec}) se calcula mediante la metodología desarrollada en el Apdo. 4.4.2., donde se ha comprobado que el conjunto receptor (ventana de cuarzo más pantalla porosa) alcanzaba la temperatura nominal de 1019 K a 600 W/m². Sin embargo, cuando se calcula la temperatura del fluido, a su paso por la pantalla porosa, cuando ésta permanece a 1019 K, el fluido alcanza la temperatura de 882,8 K en su paso lateral, llegando a 900,2 K tras su paso transversal. Por tanto, para obtener la temperatura nominal en el fluido de 1019 K es necesario elevar el nivel de DNI hasta los 625 W/m², donde la temperatura del receptor en este caso asciende hasta 1140 K. Para niveles de DNI superiores, la temperatura de la cámara de expansión y receptor, incluido el gas, debe mantenerse constante mediante los circuitos de control y refrigeración del sistema.

b. Caída de presión

Mediante las correlaciones definidas en las Ecs. 4.161 y 4.162 se obtienen los valores de los coeficientes de fricción del fluido a su paso por la pantalla porosa. La Fig. 4.69 muestra el valor del coeficiente de fricción en función del número de Reynolds para las direcciones del flujo transversal y lateral. Para todo el intervalo de Reynolds analizado es el coeficiente de fricción para flujo lateral el que alcanza mayores valores, especialmente en el rango de bajos Reynolds donde llega a doblar su valor. Cuando el Reynolds se incrementa, la diferencia entre ambos coeficientes, lateral y transversal, se reduce.

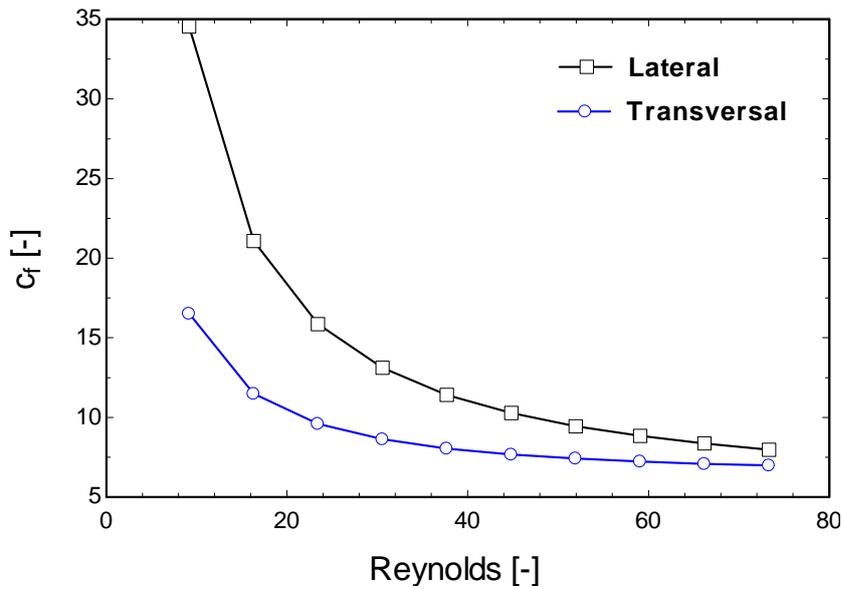


Figura 4.69: Coeficiente de fricción Vs Reynolds. Configuración transversal y lateral.

A pesar de la disminución progresiva del coeficiente de fricción con el aumento del número de Reynolds, las pérdidas por caída de presión aumentan, tal y como se aprecia en la Fig. 4.70. Este aumento se justifica por la dependencia de la caída de presión con el cuadrado de la velocidad del gas. El fluido, a su paso por la pantalla porosa, sufre una aceleración debido a la disminución de la sección de paso, lo que genera un aumento de su velocidad.

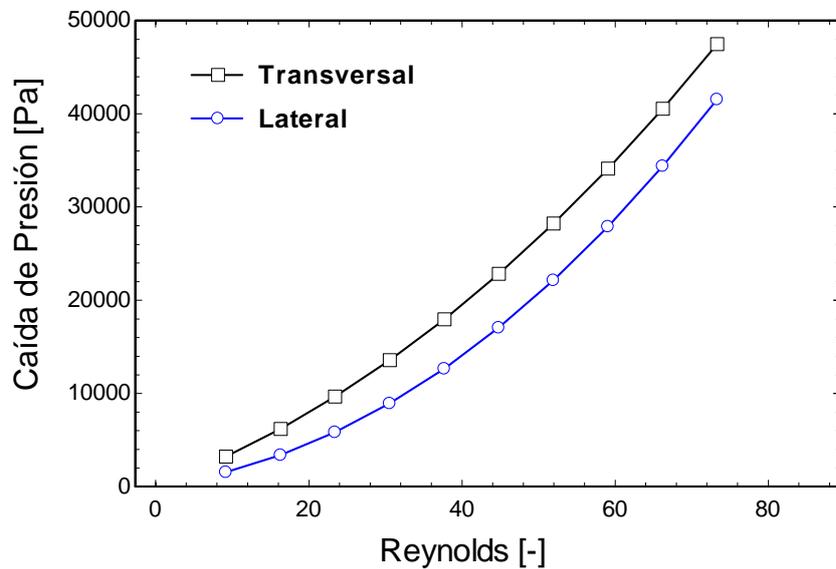


Figura 4.70: Caída de presión Vs Reynolds. Configuración transversal y lateral.

Sin embargo, la caída de presión disminuye con el aumento de la irradiancia solar directa (DNI). El incremento de la radiación solar provoca un aumento de temperatura en la cámara de expansión, la cual conlleva una disminución de la densidad y viscosidad del gas. En la Fig. 4.71 se muestran los valores de caída de presión para DNI desde 500 a 625 W/m², en los que el fluido de trabajo disminuye su densidad en aproximadamente un 25%.

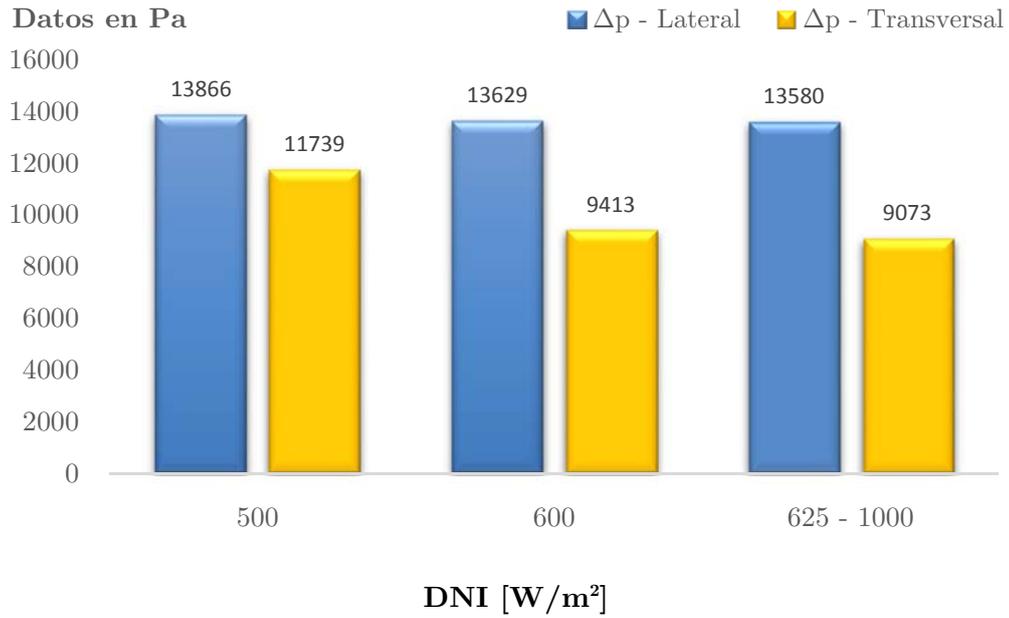


Figura 4.71: Coeficiente de fricción Vs Reynolds. Configuración transversal y lateral.

Finalmente, en la [Tabla 4.10](#), se resume la potencia teórica calculada mediante la metodología de Schmidt, para los distintos niveles de irradiancia solar. Al valor de la potencia teórica de Schmidt se le restan las pérdidas provocadas por la caída de presión del fluido a su paso por la pantalla porosa, obteniendo el valor de referencia de la potencia del motor Stirling, al cual se le deben descontar las pérdidas desarrolladas a lo largo del Cap. 5.

DNI [W/m²]	500	600	625 - 1000
Potencia Schmidt [W]	9597	18196	19877
Pérdidas Caída de Presión en pantalla porosa [W]	371,5	334,3	331,8
Potencia después de Pérdidas [W]	9225,5	17861,7	19545,2

Tabla 4.10: Resumen de potencias y pérdidas en función de la irradiancia normal directa.

4.5.7. Análisis Numérico (CFD) en Pantalla Porosa

La utilización de un absorbedor interno como configuración constructiva del motor conlleva una serie de fenómenos complejos, debido a la combinación de procesos relacionados con el flujo del gas y la transferencia de calor a través de la pantalla. El desarrollo de los distintos procesos físicos mediante ecuaciones diferenciales no lineales, e irresolubles por métodos directos no es una tarea sencilla. Esto es, en parte, debido a la dificultad de integrar procesos intrínsecamente acoplados, que tienen lugar en diferentes espacios y escalas de tiempo. Por otra parte, los estudios experimentales para determinar velocidades y temperaturas en estructuras internas son complicados y costosos. Así pues, la contrastación computacional se plantea como una interesante alternativa en el desarrollo de nuevos productos.

En las dos últimas décadas se han realizado considerables esfuerzos enfocados a la caracterización del comportamiento térmico de medios porosos sometidos a flujos. O'Hern et al. (1993) estudiaron el flujo laminar en 3D a través de pantallas foto-grabadas con mallas finas uniformes. Yaron (1994), en los laboratorios Phillips, utilizaron dinámica computacional para simular el flujo bidimensional a través de un regenerador de aluminio laminado utilizado en criogenia. Tew et al. (2007) realizaron simulaciones de transferencia de calor a través de un regenerador usado en motores Stirling, mediante análisis numérico (Fluent CFD). Ibrahim et al. (2009) estudiaron el efecto de la frecuencia de oscilación en un modelo simplificado de un regenerador. Encontraron que el cambio en la frecuencia afecta al comportamiento del flujo del fluido y a la transferencia de calor. Pathak et al. (2011) investigaron mediante análisis numérico la influencia de la porosidad en un flujo unidimensional sinusoidal a través de un medio poroso bidimensional.

El uso de la dinámica de fluidos computacional (CFD) permite modelar y analizar la compleja geometría que se propone en el receptor de este diseño de motor. A pesar de las simplificaciones analíticas que considera y las limitaciones experimentales obvias, es una herramienta sencilla y económica frente a la experimentación.

En este apartado se caracteriza el comportamiento térmico del absorbedor interno en el interior de la cámara de expansión del motor Stirling mediante un estudio computacional (CFD). Se utiliza el *método de elementos finitos* para discretizar en volúmenes (tetraedros y hexaedros) las dominios a estudiar (fluido y malla porosa). Este método es el más apropiado para el estudio de geometrías complejas por su facilidad para refinarlas y así evitar discontinuidades (Reddy et al., 2010). El software utilizado es COMSOL Multiphysics (versión 5.5), el cual ofrece una biblioteca de físicas para resolver las ecuaciones de gobierno que describen los fenómenos de fluidos y transferencia de calor.

Las ecuaciones de gobierno se expresan en derivadas parciales (en su versión diferencial) y se resuelven discretizando en tiempo y espacio para llegar a una solución. En el *Anexo A* se describen las ecuaciones de gobierno de los modelos de cálculo tenidos en cuenta para la programación de las simulaciones realizadas en este trabajo.

Para el estudio se crea un dominio simulando una porción de cilindro que engloba la parte de absorbedor interno correspondiente, según el detalle mostrado en la *Fig. 4.72a*. De esta forma, se genera un volumen de sección cuadrada, mediante el cual se simula la cámara de expansión, *Fig. 4.72b*. En este dominio se inserta el conjunto de mallas generadas en entorno Solidworks (versión 2015) e importadas a Comsol Multiphysics. Las dimensiones de la malla son las correspondientes a la geometría óptima analizada en el Apdo. 4.5.6.4. ($d_s = 40 \mu\text{m}$ y $m_s = 7,84 \text{ mm}^{-1}$), *Fig. 4.73*.

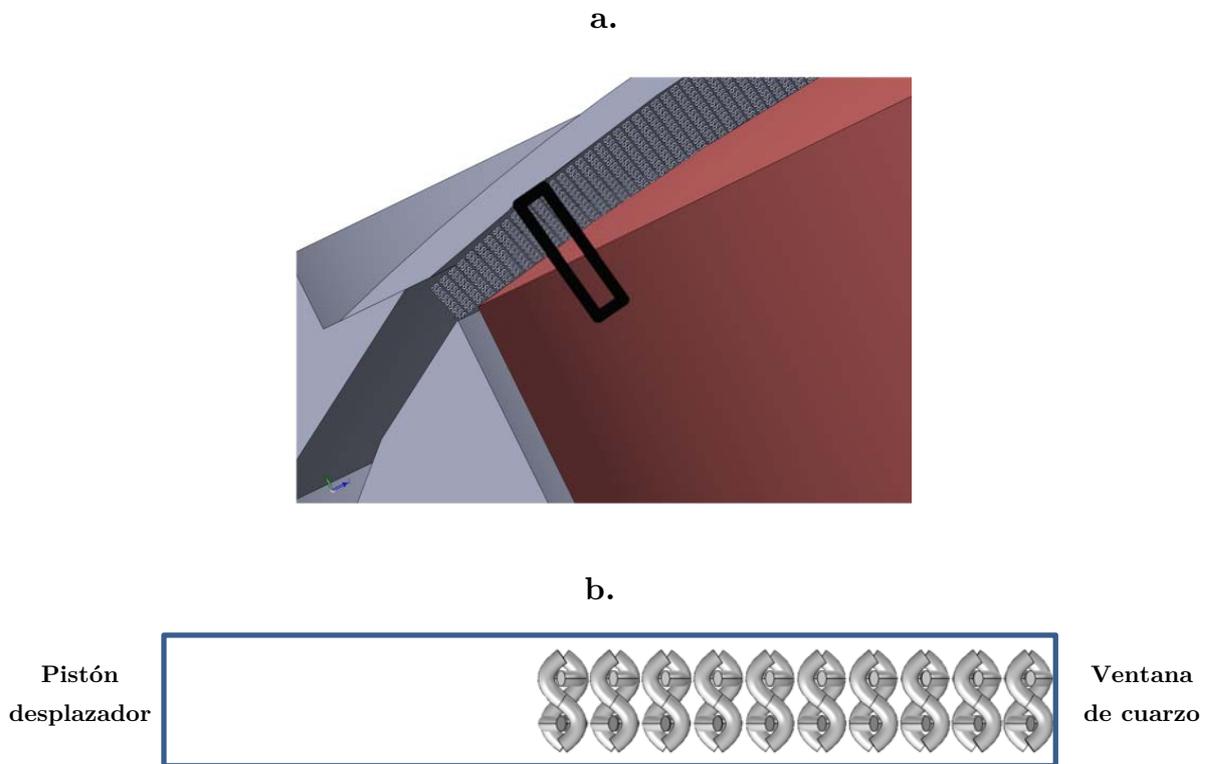


Figura 4.72: Volumen de estudio para la simulación. a. Detalle en perspectiva; b. Vista en planta.



Figura 4.73: Malla de hilo tejido: a. Vista frontal; b. Vista de perfil; c. Vista en perspectiva.

Se realiza el estudio asumiendo flujo turbulento, aplicando el modelo $k-\epsilon$ (Ver Anexo A). Las condiciones de contorno son: temperatura de la ventana de cuarzo, 1019 K; temperatura inicial de las paredes del dominio del gas (cámara de expansión), 750 K; flujo másico de entrada al absorbedor interno, 0,03 kg/s; fluido viscoso, incompresible y newtoniano. Además, se añaden los nodos de transferencia de calor en fluidos y flujo convectivo, responsables de generar el flujo de calor entre el propio fluido y entre el fluido y el sólido.

La Fig. 4.74 muestra el mallado para el modelo de cálculo. Se asigna una malla de mayor tamaño al dominio del fluido, y otra más refinada en los hilos que conforman el absorbedor interno, por encontrarse en este dominio la capa límite de transmisión de calor sólido-fluido.

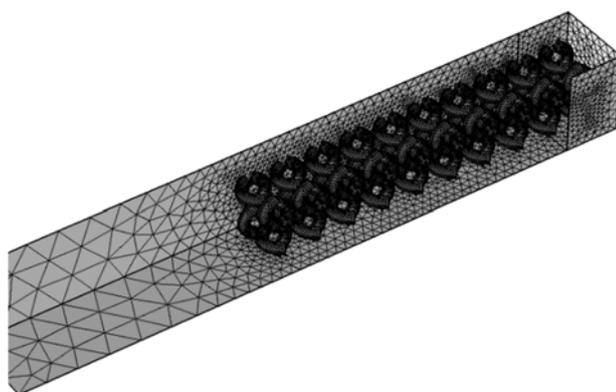


Figura 4.74: Mallado de cálculo.

A continuación, se presentan los resultados obtenidos:

- *Velocidad:* bajo la hipótesis de no deslizamiento en las caras sólidas, la Fig. 4.75a en un corte longitudinal, muestra el campo de velocidades a través del absorbedor interno, donde se observa la variación de la velocidad con la posición. Se comprueba que la velocidad es nula junto a hilos que forman el absorbedor interno y junto a la pared del dominio de cálculo, y se acelera en las zonas de paso libre. Estos resultados avalan los valores utilizados en los cálculos teóricos realizados en este trabajo, en los cuales la velocidad del fluido, a su paso por la pantalla, fluctúa entre 0 y 5 m/s. Por tanto, podemos concluir que los valores de las velocidades asumidas en los cálculos teóricos realizados en este trabajo están apoyados por esta simulación numérica.

La Fig. 4.76a muestra el campo de velocidad proporcionado, donde el tamaño de cada flecha representa el valor de la velocidad a lo largo del sensor lineal introducido en el absorbedor interno, Fig. 4.76b.

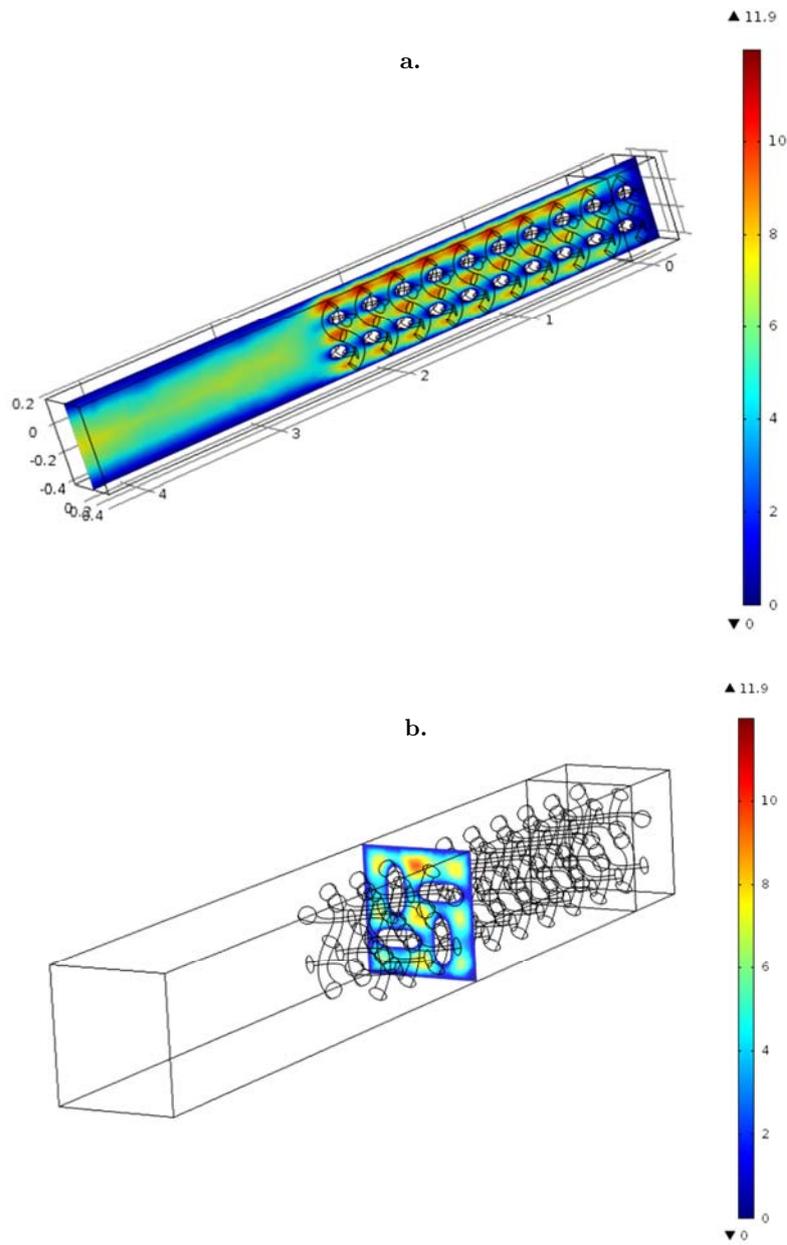


Figura 4.75: Campo de velocidad: a. Corte longitudinal; b. Corte transversal.

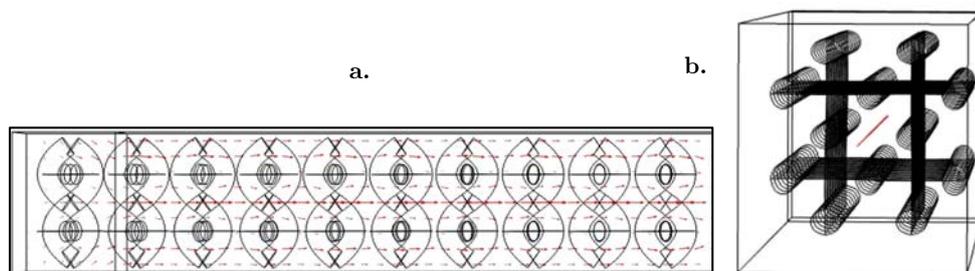


Figura 4.76: Campo de velocidad proporcionado. a. Vista en planta; b. Sensor longitudinal.

- Temperatura:* en las Figs. 4.77a y 4.77b se presentan los campos de temperatura del absorbedor interno para flujo transversal, y su correspondiente gradiente de temperatura. El estudio se realiza para la condición de 1126 K en la cara del dominio situada en la pared superior del absorbedor interno (temperatura del recibidor a 625 W/m², Fig. 4.68). El fluido atraviesa el dominio del absorbedor partiendo de una temperatura de 750 K, alcanzando una temperatura al final de la malla de 989 K, frente a los 1019 K obtenidos en estudio teórico. En la Fig. 4.77b se aprecia el elevado gradiente térmico al que está sometido el gas, el cual permite aumentar rápidamente la temperatura del fluido, alcanzado el sistema el equilibrio térmico de forma casi inmediata. Por tanto, la hipótesis de modelo isoterma en la cámara de expansión, bajo la cual se ha obtenido la potencia teórica, es asumible. Así pues, la potencia teórica estimada, para unas condiciones de radiación solar determinadas, se puede considerar válida para un análisis preliminar en motores Stirling con esta tipología de recibidor solar.

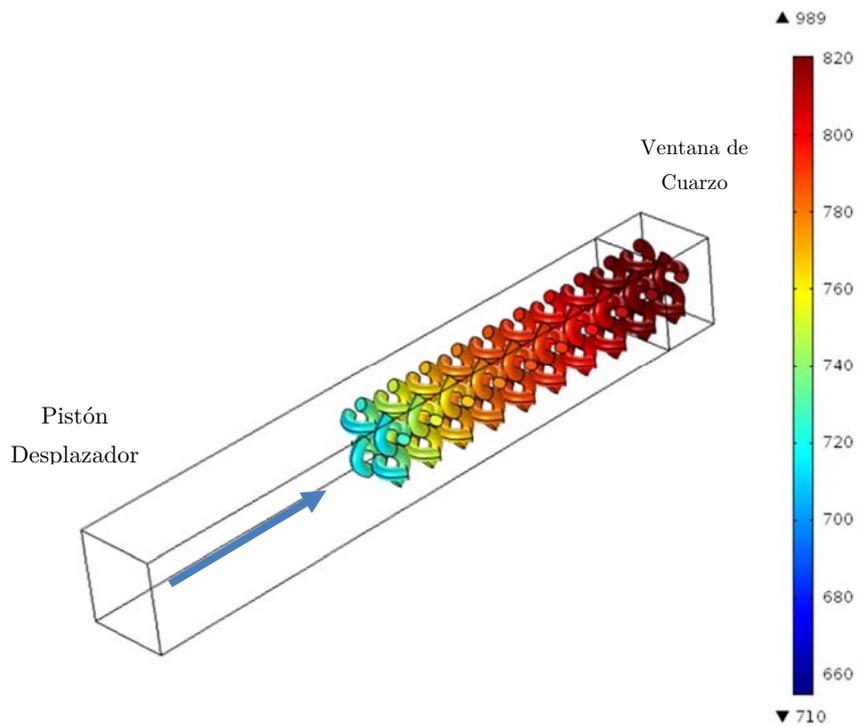


Figura 4.77a: Campo de temperaturas en el absorbedor interno (transversal).

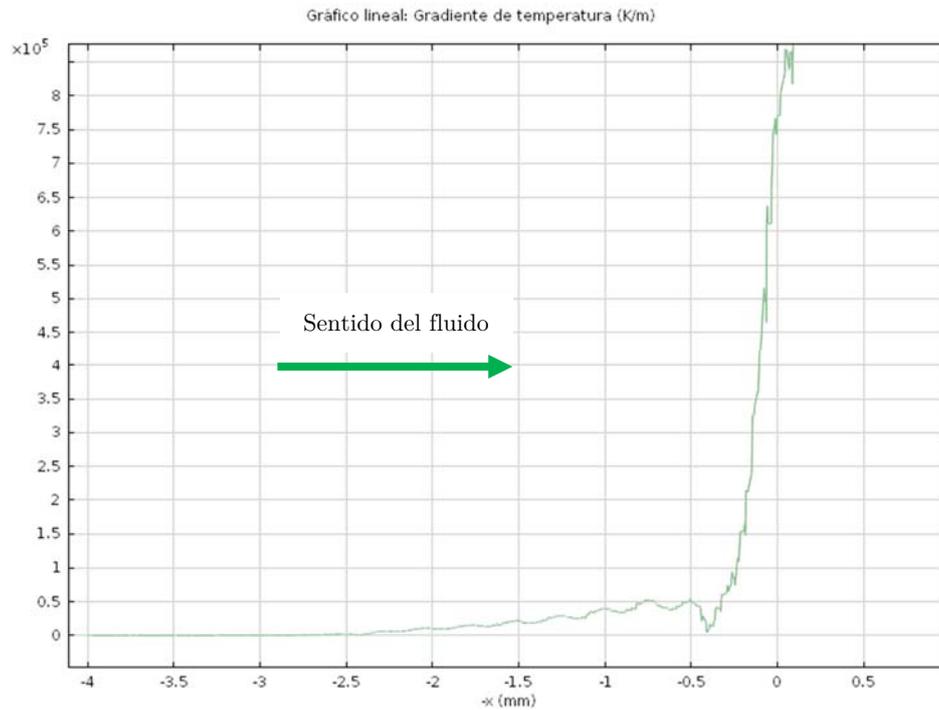


Figura 4.77b: Gradiente de temperatura.

4.5.8. Conclusiones

Se han desarrollado los parámetros geométricos, termofísicos, de operación y adimensionales que definen el comportamiento de una matriz porosa de hilo tejido (wire mesh screen), con el objetivo de analizar su comportamiento como absorbedor interno en un motor Stirling solar. Para ello, se ha seleccionado una geometría óptima, de entre 5 posibles, mediante un balance energético basado en modelos de transferencia de calor y caída de presión, aplicando distintas correlaciones experimentales en función del rango de diámetro y porosidad.

La geometría seleccionada se ha caracterizado considerando el sentido que adopta el fluido a su paso por la misma. Se ha distinguido sentido transversal (paso desde la cámara de expansión hacia el anillo del regenerador) y sentido lateral (paso desde el anillo del regenerador hacia la cámara de expansión), y se han aplicado correlaciones particularizadas para cada caso. Se ha calculado la temperatura del gas en la cámara de expansión y se ha obtenido la potencia teórica proporcionada por el motor Stirling solar diseñado, a la cual, se le han restado las pérdidas por caída de presión que sufre el fluido a su paso por el absorbedor interno.

Finalmente, se han contrastado los resultados teóricos con un modelo analizado mediante dinámica de fluidos computacional (CFD). Los campos de velocidad y temperatura obtenidos han avalado el estudio térmico realizado sobre la tipología de receptor estudiada en este trabajo.

4.6. BIBLIOGRAFÍA

- Ackermann, R.A. (2013). *Cryogenic regenerative heat exchangers*. Springer Science & Business Media.
- Andraka, C.E., & Powell, M.A. (2008). *Dish Stirling development for utility-scale commercialization* (No. SAND2008-0840C). Sandia National Laboratories.
- Arp, V.D., McCarty, R.D., & Friend, D.G. (1998). NIST Technical Note 1334 (Revised). *Washington: US Government Printing Office*.
- Beninga, K., Davenport, R.L., Sellars, J.A., Smith, D., & Johansson, S. (1997). Performance results for the SAIC/STM prototype dish/Stirling system. *SOLAR ENGINEERING*, 77-80.
- Cengel, Y.A., & Hernán Pérez, J. (2004). Heat transfer: a practical approach. *Transferencia de calor/*.
- Cengel, Y.A. (2007). *Transferencia de calor y masa. Editorial: Editorial McGraw-Hill*.
- Churchill, S.W., & Chu, H.H. (1975). Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. *International journal of heat and mass transfer*, 18(11), 1323-1329.
- Costa, S.C., Tutar, M., Barreno, I., Esnaola, J.A., Barrutia, H., García, D.,... & Prieto, J. I. (2014). Experimental and numerical flow investigation of Stirling engine regenerator. *Energy*, 72, 800-812.
- Costea, M., Feidt, M., & Petrescu, S. (1999). Synthesis on Stirling engine optimization. In *Thermodynamic optimization of complex energy systems* (pp. 403-410). Springer Netherlands.
- Duffie, J.A., & Beckman, W.A. (1980). *Solar engineering of thermal processes* (Vol. 3). New York etc.: Wiley.
- Duncan, C.H., Willson, R.C., Kendall, J.M., Harrison, R.G., & Hickey, J.R. (1982). Latest rocket measurements of the solar constant. *Solar Energy*, 28(5), 385-387.
- Finkelstein, T., Organ, A.J. (2001). Air engines: the history, science, and reality of the perfect engine. Professional Engineering Publishing, UK.
- Finkelstein, T. (1960). *Optimization of phase angle and volume ratio for Stirling engines* (No. 600223). SAE Technical Paper.
- Finol, C.A., & Robinson, K. (2006). Thermal modelling of modern engines: a review of empirical correlations to estimate the in-cylinder heat transfer coefficient. *Proceedings*

- of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 220(12), 1765-1781.
- Gedeon, D., & Wood, J.G. (1992). *Oscillating-flow regenerator test rig: Woven screen and metal felt results*. Center for Stirling Technology Research.
- Gedeon, D., & Wood, J.G. (1996). Oscillating-flow regenerator test rig: hardware and theory with derived correlations for screens and felts.
- GKD Gebr. Kufferath AG. Disponible en: (<http://gkd.de/en.html>) [Acceso: 29.4.2014]
- González Bayón, J.J. (2009). Efecto del espacio muerto e irreversibilidades del regenerador sobre el comportamiento del ciclo de un motor Stirling. *CIER 2009*.
- Hands, B.A., & Arp, V.D. (1981). A correlation of thermal conductivity data for helium. *Cryogenics*, 21(12), 697-703.
- Heller, P., Baumüller, A., & Schiel, W. (2000, March). 'EuroDish—The Next Milestone to Decrease the Costs of Dish/Stirling System Towards Competitiveness. In *10th Int. Symp. on Solar Thermal Concentrating Technologies*.
- Hogan Jr, R.E. (1991). *AETTES---A solar reflux receiver thermal performance numerical model* (No. SAND--91-1279C; CONF-920436--7). Sandia National Labs. , Albuquerque, NM (United States).
- Hottel, H.C. (1976). A simple model for estimating the transmittance of direct solar radiation through clear atmospheres. *Solar Energy*, 18(2), 129-134.
- Howell, J.R., Siegel, R., & Menguc, M.P. (2010). *Thermal radiation heat transfer*. CRC press.
- Ibrahim, M. B., Danila, D., Simon, T. W., Gedeon, D., & Tew, R. (2009). Computational modeling of a segmented-involute-foil regenerator for Stirling engines. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 23(4), 786-800.
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., & Lavine, A.S. (2007). Introduction to heat and mass transfer. *John Wiley*.
- Iqbal, M. (1983). An introduction to solar energy.
- Isshiki, N. (1989). *U.S. Patent No. 4,821,516*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- Kays, W. M., & London, A. L. (1984). Compact heat exchangers.
- Knowles, T. R. (1997). *Composite matrix regenerator for Stirling engines*.

- Kongtragool, B., & Wongwises, S. (2006). Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator. *Renewable Energy*, 31(3), 345-359.
- Leachman, J.W., Jacobsen, R.T., Penoncello, S.G., & Lemmon, E.W. (2009). Fundamental equations of state for parahydrogen, normal hydrogen, and orthohydrogen. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 38(3), 721-748.
- Liu, B.Y., & Jordan, R.C. (1960). The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation. *Solar energy*, 4(3), 1-19.
- MANCINI, T. R. (2001). *Solar Thermal Utility-Scale Joint Venture Program (USJVP) Final Report* (No. SAND2001-1081). Sandia National Labs., Albuquerque, NM (US); Sandia National Labs., Livermore, CA (US).
- Mancini, T., Heller, P., Butler, B., Osborn, B., Schiel, W., Goldberg, V.,... & Moreno, J. (2003). Dish-Stirling systems: An overview of development and status. *Journal of Solar Energy Engineering*, 125(2), 135-151.
- Miyabe, H., Hamaguchi, K., & Takahashi, K. (1982, August). An approach to the design of Stirling engine regenerator matrix using packs of wire gauzes. In *Proc. , Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf. ; (United States)* (Vol. 4, No. CONF-820814-). Department of Mechanical Engineering, Meiji University, 1-1-1 Higashimita Tama-ku, Kawasaki-shi.
- Nellis, G., & Klein, S. (2009). *Heat Transfer*, Cambridge University Press. *New York*.
- O'Hern, T. J., & Torczynski, J. R. (1993). Reynolds number dependence of the drag coefficient for laminar flow through fine-scale photoetched screens. *Experiments in fluids*, 15(1), 75-81.
- Organ, A.J. (1997). *The regenerator and the Stirling engine*. Wiley.
- Organ, A.J., & Rix, D.H. (1993). Flow in the Stirling regenerator characterized in terms of complex admittance Part 2: experimental investigation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 207(2), 127-139.
- Organ, A.J. (1992). 'Natural' Coordinates for Analysis of the Practical Stirling Cycle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 206(6), 407-416.
- Organ, A. J. (2013). *Stirling Cycle Engines: Inner Workings and Design*. John Wiley & Sons.

- Osborn, D. B. (1980, February). Generalized shading analysis for paraboloidal collector fields. In *American Society of Mechanical Engineers, Energy Technology Conference and Exhibition* (Vol. 1).
- Pathak, M. G., & Ghiaasiaan, S. M. (2011). Convective heat transfer and thermal dispersion during laminar pulsating flow in porous media. *International Journal of Thermal Sciences*, 50(4), 440-448.
- Petrescu, S., Brusalis, T., Iordache, R., Costea, M., Petrescu, V., & Varzaru, V. (1989). Receptor de radiatie solara concentrata cu stocaj termic in topituri. *Energetica*, 37, 358.
- Philibert, C. (2010). *Technology roadmap: concentrating solar power*. OECD/IEA.
- Radebaugh, R., & Louie, B. (1985). A simple, first step to the optimization of regenerator geometry.
- Reddy, J. N., & Gartling, D. K. (2010). *The finite element method in heat transfer and fluid dynamics*. CRC press.
- Rix, D. H. (1984). *An enquiry into gas process asymmetry in Stirling cycle machines* (Doctoral dissertation, University of Cambridge).
- Rizzo, J. G. (1999). *The Stirling Engine Manual: one quart common sense, one quart ingenuity, one quart good workmanship and one quart pot luck*. Camden Miniature steam services.
- Romero-Álvarez, M., & Zarza, E. (2007). Concentrating solar thermal power. *Handbook of energy efficiency and renewable energy*.
- Sarangi, S., & Barclay, J. A. (1984). *Analysis of compact heat exchanger performance* (No. LA-UR-84-1477; CONF-841201-8). Los Alamos National Lab., NM (USA).
- Schmidt, G. (1871). The theory of lehmann's calorimetric machine. *Z. ver. Dtsch. ing*, 15(part 1).
- Simon, T. W., & Seume, J. R. (1988). A survey of oscillating flow in Stirling engine heat exchangers. *NASA STI/Recon Technical Report N*, 88, 22322.
- Stine, W. B., & McDonald, C. G. (1989, September). Cavity receiver convective heat loss. In *International Solar Energy Society, Solar World Congress (1989, Kobe, Japon)*.
- Stine, W. B., & Diver, R. B. (1994). A compendium of solar dish/Stirling technology (No. SAND93-7026). Sandia national labs albuquerque nm.

- Stone, K., Leingang, E., Rodriguez, G., Paisley, J., Nguyen, J., Mancini, T., & Nelving, H. (2001). Performance of the SES/Boeing dish Stirling system. *Solar Engineering*, 97-104.
- Stone, K., Leingang, E., Liden, B., Ellis, E., Sattar, T., Mancini, T., & Nelving, H. (2001). SES/Boeing Dish Stirling System Operation. *Solar Engineering*, 105-110.
- Tanaka, M., Yamashita, I., & Chisaka, F. (1990). Flow and heat transfer characteristics of the Stirling engine regenerator in an oscillating flow. *JSME international journal. Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties*, 33(2), 283-289.
- Tew, R., Ibrahim, M., Danila, D., Simon, T., Mantell, S., Sun, L., ... & Qiu, S. (2007). A Microfabricated Involute-Foil Regenerator for Stirling Engines. *NASA/TM-2007-214973*, 1-37.
- Thomas, B. (1999). *Evaluation of 6 different correlations for the flow friction factor of stirling engine regenerators* (No. 1999-01-2456). SAE Technical Paper.
- Thomas, B., & Pittman, D. (2000). Update on the evaluation of different correlations for the flow friction factor and heat transfer of Stirling engine regenerators. In *Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit, 2000. (IECEC) 35th Intersociety* (Vol. 1, pp. 76-84). IEEE.
- Thuillier, G., Floyd, L., Woods, T. N., Cebula, R., Hilsenrath, E., Hersé, M., & Labs, D. (2004). Solar irradiance reference spectra for two solar active levels. *Advances in Space Research*, 34(2), 256-261.
- Timoumi, Y., Tlili, I., & Nasrallah, S. B. (2008). Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines. *Energy*, 33(7), 1100-1114.
- Tong, L. S., & London, A. L. (1956). *Heat-transfer and flow-friction characteristics of woven-screen and crossed-rod matrices*. WESTINGHOUSE ELECTRIC CORP PITTSBURGH PA.
- Trayser, D. A., & Eibling, J. A. (1967). A 50-watt portable generator employing a solar-powered Stirling engine. *Solar Energy*, 11(3), 153-159.
- Urieli, I., & Berchowitz, D. M. (1984). *Stirling cycle engine analysis*. Taylor & Francis.
- Walker, G. (1980). *Stirling Engines* Oxford University Press. *New York*, 2, 56-72.
- Wilson, S. D., Dyson, R. W., Tew, R. C., & Ibrahim, M. B. (2004, August). Multi-D CFD Modeling of a Free-Piston Stirling Converter at NASA GRC. In *Proc. 2nd International Energy Conversion Engineering Conference, AIAA* (Vol. 5673).

- Wu, S. Y., Xiao, L., Cao, Y., & Li, Y. R. (2010). Convection heat loss from cavity receiver in parabolic dish solar thermal power system: A review. *Solar Energy*, 84(8), 1342-1355.
- Zhang, L., Hu, S., Yang, H., Wu, T., Tong, Q., & Zhang, F. (2014). The Effects of Solar Irradiance Spectra on Calculation of Narrow Band Top-of-Atmosphere Reflectance. *Selected Topics in Applied Earth Observations and Remote Sensing, IEEE Journal of*, 7(1), 49-58.

CAPÍTULO 5:

A

NÁLISIS Y MODELADO DE PÉRDIDAS

En este capítulo se analizan las irreversibilidades que tienen lugar en el modelo del motor Stirling propuesto. Inicialmente se expone la metodología de cálculo para la caracterización de las pérdidas estudiadas. A continuación, se analizan, se discuten y se justifican los valores obtenidos mediante gráficos en los que se muestran los parámetros que intervienen en la evaluación de cada una de las irreversibilidades, así como su contribución a las mismas. El capítulo finaliza con las conclusiones más relevantes del estudio realizado.

Índice Capítulo 5

5.1. INTRODUCCIÓN	205
5.2. METODOLOGÍA DE CÁLCULO	206
5.2.1. Pérdidas de Trabajo por Transferencia de Calor: Int. de Compresión y Regenerador	207
5.2.2. Pérdidas de Trabajo por Fricción en el Intercambiador de Compresión	210
5.2.3. Pérdidas por Caída de Presión del Fluido en el Regenerador	211
5.2.4. Pérdidas de Trabajo Útil por Efecto Shuttle	212
5.2.5. Pérdidas de Presión por Cambios Bruscos de Sección	214
5.2.6. Pérdidas de Presión por la Velocidad Lineal del Pistón	216
5.2.7. Pérdidas de Presión por la Fricción de Componentes Sólidos	216
5.3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN DEL ANÁLISIS DE LAS PÉRDIDAS	217
5.3.1. Pérdidas de Trabajo por Transferencia de Calor: Int. de Compresión y Regenerador	217
5.3.2. Pérdidas de Trabajo por Fricción en el Intercambiador de Compresión	222
5.3.3. Pérdidas por Caída de Presión por la Fricción del Fluido en el Regenerador	224
5.3.4. Pérdidas de Trabajo Útil por Efecto Shuttle	226
5.3.5. Pérdidas de Presión por Cambios Bruscos de Sección	229
5.3.6. Pérdidas de Presión por la Velocidad Lineal del Pistón	231
5.3.7. Pérdidas de Presión por la Fricción de Componentes Sólidos	232
5.4. ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA NETA	232
5.5. CONCLUSIONES	237
5.6. BIBLIOGRAFÍA	238

5.1. INTRODUCCIÓN

Como se ha comentado en el Apdo. 2.1, los motores Stirling presentan determinadas ventajas frente a los convencionales de combustión interna. La máquina Stirling destaca por su flexibilidad en el uso de combustibles (fósiles, solar, etc.), por su elevado rendimiento (teóricamente el de la máquina de Carnot) y además es menos contaminante. Todo ello a pesar de las irreversibilidades que supone la transferencia de calor convectiva, la difusividad térmica y el flujo de fluido viscoso.

A lo largo de las últimas décadas la tecnología Stirling ha vuelto a tomar cierta relevancia, marcada por la cantidad de modelos que han sido desarrollados (Walker, 1983; West, 1986; Organ, 1997; Wang Jin et al., 2002). En contraprestación, su diseño lleva implícito fenómenos complejos relacionados con la mecánica de fluidos, la termodinámica y la transferencia de calor. La descripción precisa y la comprensión de estos fenómenos no estacionarios son necesarios para determinar las diferentes pérdidas del motor y encontrar los valores óptimos de las variables de diseño (Thombarea et al., 2008).

Popescu et al. (1996) estudiaron la influencia de las pérdidas de calor e irreversibilidades sobre el rendimiento del motor mediante análisis numérico, concluyeron que la reducción más significativa de las actuaciones del motor era debida al funcionamiento no adiabático del regenerador. Salah El-Din (1999) estudió motores Stirling solares, llegando a la conclusión de que la temperatura óptima de funcionamiento y el rendimiento global del motor dependían de la irreversibilidad interna del mismo. Tlili et al. (2006) desarrollaron un modelo dinámico, los resultados obtenidos mostraron que las pérdidas por conducción interna y externa así como las pérdidas de presión eran más significativas en el regenerador. Kongrapool y Wongwiset (2006) investigaron, mediante un enfoque teórico basado en el análisis termodinámico, el efecto de la eficiencia del regenerador y el volumen muerto del motor en el calor aportado y el rendimiento del mismo, concluyendo que el regenerador era el componente que concentraba la mayor parte de las pérdidas del motor.

La determinación de una geometría óptima, así como la elección de un regenerador adecuado minimizarán las pérdidas de potencia asociadas a la máquina, lo que conlleva un aumento de rendimiento. Timoumi et al. (2008) llevaron a cabo una optimización de los parámetros geométricos y físicos utilizando los datos del motor GPU-3. En sus conclusiones afirmaron que la reducción de la porosidad y de la conductividad térmica del material de la matriz del regenerador minimiza las pérdidas y por tanto, incrementa el rendimiento. Un aumento de la masa total de gas conduce a un aumento de la potencia del motor y de la presión de trabajo. Sin embargo, cuando la sección del desplazador aumenta y la carrera del pistón disminuye, la potencia del motor aumenta, y la eficiencia alcanza un máximo. Una baja conductividad del pistón desplazador reduce las pérdidas por efecto de transporte y, en consecuencia, aumenta la potencia y la eficiencia del motor.

Por tanto, en este capítulo se calculan y se discuten las principales irreversibilidades que aparecen en el motor Stirling solar diseñado, como consecuencia del funcionamiento no ideal de sus componentes. Se consideran las pérdidas de trabajo por transferencia de calor en el regenerador y en el intercambiador de compresión, así como las ocasionadas por la fricción del fluido a su paso por el intercambiador. También se estiman las pérdidas de trabajo por efecto shuttle. Además, se calculan pérdidas de presión debidas a: fricción del fluido en el regenerador, cambios bruscos de sección y velocidad del pistón.

En el siguiente diagrama se sintetizan las irreversibilidades analizadas en este capítulo:

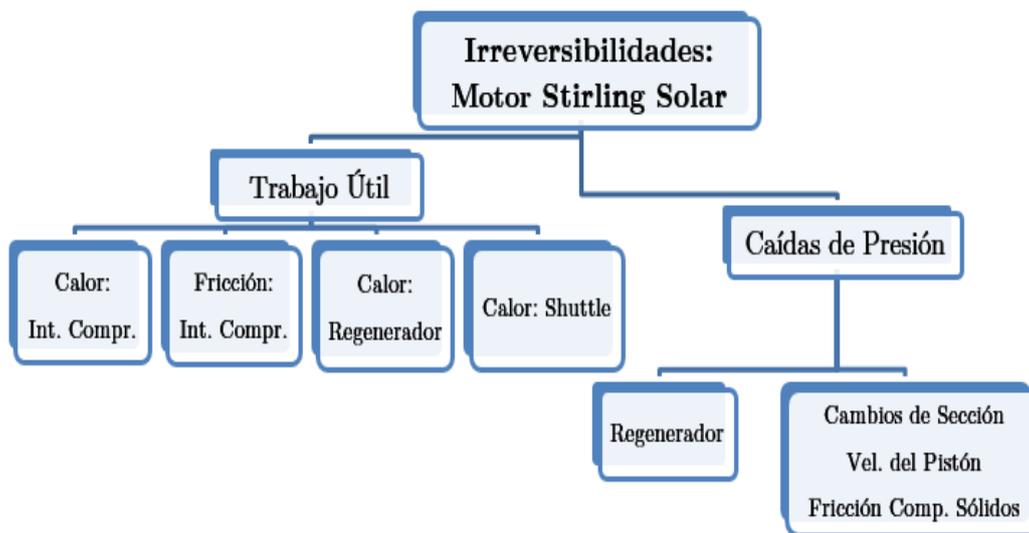


Figura 5.1: Diagrama de irreversibilidades analizadas en el motor Stirling solar.

5.2. METODOLOGÍA DE CÁLCULO

Si los procesos termodinámicos que caracterizan el ciclo de Stirling fuesen perfectos, el intercambio de calor tendría lugar sin caída de temperatura y el flujo de gas circularía sin pérdidas de presión. Bajo estas condiciones no hay creación de entropía y el rendimiento de la máquina coincide con el valor ideal de Carnot, donde además de conservarse la energía, también se conserva la entropía. Sin embargo, el ciclo real se desvía de su modelo ideal y muestra una potencia de salida inferior y eficiencia menor debido a las no idealidades en los componentes del motor: intercambiadores de calor (enfriador y regenerador en este caso) y en los procesos de expansión y compresión. En este contexto, la entropía que entra en el ciclo, Q_e/T_e , es igual a la entropía de salida, Q_c/T_c , para satisfacer la condición de reversibilidad (no creación de entropía).

En los procesos reales las caídas de presión y temperatura hacen que la entropía saliente del ciclo sea mayor que la entra, produciéndose una generación de entropía ($\Delta S_{Univ} > 0$). Con una mejor comprensión de las irreversibilidades más relevantes, se puede diseñar un máquina que funcione lo más próximo posible al motor ideal de Carnot, reduciendo al mínimo los efectos no ideales. A continuación, se describe la metodología de cálculo en cada caso.

5.2.1. Pérdidas de Trabajo por Transferencia de Calor: Intercambiador de Compresión y Regenerador

Como se ha comentado en el Cap. 4, en el diseño del motor Stirling se elimina el intercambiador de calor de expansión, al no existir combustión externa por estar alimentado con energía solar. El enfriador o intercambiador de compresión es responsable de la transferencia de calor desde el fluido de trabajo hacia el fluido refrigerante (líquido o gas). El regenerador, a su vez, absorbe calor del fluido de trabajo cuando éste circula desde la zona de expansión hacia el enfriador, liberándolo durante el proceso inverso. El flujo del gas a través de los intercambiadores es un fenómeno irreversible que requiere una potencia de bombeo para superar la fricción debido a la viscosidad de los fluidos involucrados. La potencia de bombeo requerida se suministra como una fracción de la potencia de salida mecánica disponible, por tanto, es una fuente de pérdidas.

Si se considera una fuente de calor a temperatura T_e , unida a otra fuente a menor temperatura T_c , de manera que entre ambas solo hay transferencia de calor por conducción, sin realización de trabajo. De esta forma, el calor cedido (Q_e) por la fuente a T_e , es el calor (Q_c) íntegramente absorbido por la fuente a T_c . Por tanto, se cumple que $Q_e = Q_c$. La entropía a T_e es Q_e/T_e , mientras que a T_c es Q_e/T_c . La Ec. 5.1 expresa el incremento de entropía del proceso de transferencia de calor:

$$\Delta S_{TC} = Q_e \left(\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_e} \right) \quad \text{Ec. 5.1}$$

Por tanto, la transferencia de calor es un proceso irreversible que genera entropía (S_{gen}). La pérdida de trabajo es proporcional a la generación de entropía, donde su valor es: $T_0 dS_{gen}$. Siendo T_0 la temperatura ambiente, o aquella más baja, a la cual el calor puede ser expulsado. En el motor Stirling esta temperatura es T_c . La Ec. 5.2 expresa el trabajo perdido por transferencia de calor (W_{TC}), cuyo valor es el calor producido por la generación de entropía (Organ, 1997).

$$W_{TC} = T_c \Delta S_{TC} = T_c Q_e \left(\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_e} \right) = Q_e \left(1 - \frac{T_c}{T_e} \right) \quad \text{Ec. 5.2}$$

No todos los flujos de calor implican tales diferencias extremas de temperatura, pero todas las transferencias de calor requieren una diferencia finita de temperaturas. Por ejemplo en convección, ($T_w - T_g = \Delta T$), donde T_w , es la temperatura de la pared y T_g , la del gas. Si se denomina a la temperatura más alta T , y al flujo de calor por unidad de longitud \dot{q}' , la entropía generada por unidad de longitud y tiempo \dot{S}'_{TC} , es:

$$\dot{s}'_{TC} = \dot{q}' \left(\frac{1}{T - \Delta T} - \frac{1}{T} \right) \approx \dot{q}' \frac{\Delta T}{T^2} \quad \text{Ec. 5.3}$$

La [Ec. 5.4](#) define el flujo de calor por unidad de longitud, calculado en función del coeficiente de transmisión de calor (h) y el perímetro mojado (P_w).

$$\dot{q}' = h P_w \Delta T \quad \text{Ec. 5.4}$$

Sustituyendo la [Ec. 5.4](#) en la [Ec. 5.3](#), se obtiene la entropía generada por unidad de longitud y tiempo, según muestra la [Ec. 5.5](#):

$$s'_{TC} = \dot{q}' \frac{\Delta T}{T^2} = \frac{\dot{q}'^2}{h P_w \Delta T} \quad \text{Ec. 5.5}$$

Por otra parte, Organ (1997) expresa, mediante la [Ec. 5.6](#), el flujo de calor por unidad de longitud en función de parámetros constructivos y de funcionamiento del motor:

$$\dot{q}' = -A_{ff} \frac{dp}{dt} + R \frac{\gamma}{\gamma - 1} \dot{m} \frac{dT_w}{dx} \quad \text{Ec. 5.6}$$

Donde A_{ff} es el área de paso libre de flujo y γ el coeficiente adiabático del fluido de trabajo (relación de calores específicos del fluido de trabajo).

Finalmente, la [Ec. 5.7](#) muestra el trabajo útil perdido por ciclo debido a los procesos de transferencia de calor, integrada por unidad de longitud (x) y tiempo (t).

$$W_{TC} = \iint T \dot{s}'_{TC} dx dt \quad \text{Ec. 5.7}$$

Si se divide la [Ec. 5.7](#) entre el trabajo de referencia a lo largo de un ciclo (W_{ci}), se obtiene la pérdida de trabajo por transferencia de calor de forma adimensional, [Ec. 5.8](#):

$$\zeta_{TC} = \frac{W_{TC}}{p_{ref} V_{sw}} = \iint \frac{T_c \dot{s}'_{TC}}{M R T_c \psi_{ref}} dx dt = \iint \frac{\dot{s}'_{TC} L_{ref}}{M R \omega \psi_{ref}} d\lambda d\theta \quad \text{Ec. 5.8}$$

Donde M es la masa de gas de trabajo en el motor, R la constante universal de los gases y ω la frecuencia del motor. La integral se evalúa para toda la longitud adimensional ($d\lambda$) y a lo largo de un ciclo completo ($d\theta$). Sustituyendo las Ecs. 5.6 y 5.7 en la Ec. 5.8, se obtiene la expresión general adimensional del trabajo perdido por transferencia de calor, Ec. 5.9:

$$\zeta_{\text{TC}} = \iint \frac{\left[-\alpha_{\text{ff}} \frac{d\psi}{d\theta} + \frac{\gamma}{\gamma-1} \dot{\sigma} \frac{d\tau}{d\lambda} \right]^2}{\frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{L_{\text{ref}}}{r_h} |\dot{\sigma}| \text{St} \tau^2 \psi_{\text{ref}}} d\lambda d\theta \quad \text{Ec. 5.9}$$

En este estudio, al asumir el modelo isoterma, se considera que la temperatura de la pared del regenerador varía linealmente entre T_e y T_c ($1 < \tau < N_T$). La temperatura del intercambiador de compresión es igual a T_c . Por tanto, en el segundo sumando del numerador de la Ec. 5.9, la derivada de la temperatura adimensional respecto a la distancia al origen ($d\tau/d\lambda$), adopta el valor de $(1-N_T)$ para el regenerador y 0 para el intercambiador de compresión. Respecto al primer sumando del numerador, el término de la derivada de la presión adimensional respecto al ángulo de manivela se expresa de la siguiente forma:

$$\frac{d\psi}{d\theta} = \frac{N_T}{1 + \kappa N_T + 2\nu N_T} \cdot \frac{\xi \sin(\theta - \alpha)}{(1 + \xi \cos(\theta - \alpha))^2} \quad \text{Ec. 5.10}$$

Por tanto, la Ec. 5.9, válida para el caso del regenerador, se simplifica para el caso del intercambiador de compresión en la Ec. 5.11:

$$\zeta_{\text{TC}}^{\text{xc}} = \int_0^{2\pi} \frac{\left[-\alpha_{\text{ff}} \frac{d\psi}{d\theta} \right]^2 \lambda_{\text{xc}}}{\frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{L_{\text{ref}}}{r_h} |\dot{\sigma}| \text{St} \tau^2 \psi_{\text{ref}}} d\theta \quad \text{Ec. 5.11}$$

El valor del número de Stanton (St), que aparece en el denominador de las Ecs. 5.9 y 5.11, se obtiene a partir de correlaciones experimentales en función del número de Reynolds y número de Prandtl. Para el caso del regenerador se opta por la correlación publicada en Finkelstein y Organ (2001) adaptada de las obtenidas por Kays y London (1984).

$$\text{St} = \frac{0,5}{\text{Re}^{0,385}} \text{Pr}^{2/3} \quad \text{Ec. 5.12}$$

Para el caso del intercambiador de compresión, se obtiene a partir de medidas experimentales en flujo interno en tubería cilíndrica, publicada en Organ (1997) y obtenida por Schlichting (1955).

$$St = 0,023 Re^{-0,2} Pr^{-0,6} \quad \text{Ec. 5.13}$$

5.2.2. Pérdidas de Trabajo por Fricción en el Intercambiador de Compresión

El fluido, a su paso por los tubos que componen el intercambiador de calor de compresión, sufre una pérdida de energía, que es motivo de irreversibilidad, dando lugar a una generación de entropía, cuyo valor se muestra en la Ec. 5.12:

$$s'_{FR} = \dot{m} \frac{F_r}{T_c} \quad \text{Ec. 5.14}$$

Donde F_r es la fuerza de rozamiento específica en la pared del intercambiador, calculada mediante la Ec. 5.15 (Organ, 1997):

$$F_r = \frac{1}{2} \frac{\bar{v}_{xc}^2 c_f}{r_h} = \left(\frac{\dot{m}}{\rho_g A_{ff}} \right)^2 \frac{c_f}{2 r_h} \quad \text{Ec. 5.15}$$

El parámetro \bar{v}_{xc} es la velocidad media del fluido en el intercambiador de compresión y c_f es el coeficiente de fricción, cuyo valor se obtiene a partir de la siguiente correlación:

$$c_f = 3,7 St \quad \text{Ec. 5.16}$$

Por tanto, el trabajo perdido por fricción en un ciclo se obtiene mediante la Ec. 5.17:

$$W_{FR} = \iint T_c \dot{s}'_{FR} dx dt \quad \text{Ec. 5.17}$$

La Ec. 5.18 expresa el valor adimensional de las pérdidas de trabajo por la fricción del gas a su paso por el intercambiador de compresión:

$$\zeta_{FR}^{xc} = \frac{W_{FR}}{p_{ref} V_{sw}} = \iint \frac{T_c \dot{s}'_{FR}}{MRT_c \Psi_{ref}} dx dt = \iint \frac{\dot{s}'_{FR} L_{ref}}{MR \omega \Psi_{ref}} d\lambda d\theta \quad \text{Ec. 5.18}$$

Sustituyendo la generación de entropía, Ec. 5.14, y operando, se obtiene la Ec. 5.19:

$$\zeta_{FR}^{xc} = \iint \frac{|\dot{\sigma}|^3 \tau c_f L_{ref}}{2 r_h \Psi^2} \left(\frac{Ma'}{\alpha_{ff}} \right)^2 d\lambda d\theta \quad \text{Ec. 5.19}$$

Donde Ma' es el número de Match característico (Ec. 4.105). Al asumir el modelo isoterma e integrar respecto a la longitud adimensional, la Ec. 5.19 queda simplificada a:

$$\zeta_{FR}^{xc} = \int_0^{2\pi} \frac{|\dot{\sigma}|^3 c_f L_{ref}}{2 r_h \Psi^2} \left(\frac{Ma'}{\alpha_{ff}} \right)^2 \lambda_{xc} d\theta \quad \text{Ec. 5.20}$$

Donde ψ es el valor instantáneo de la presión adimensional, α_{ff} el área de paso de flujo libre adimensional y $\dot{\sigma}$ el flujo másico adimensional. Éste último muy influyente en el valor de las pérdidas al estar elevado al cubo.

5.2.3. Pérdidas por Caída de Presión en el Regenerador

En las últimas décadas se han desarrollado modelos para el análisis y la caracterización de motores Stirling, poniendo especial énfasis en el regenerador, por ser el elemento “clave” en la eficiencia global del motor. Organ (1997) ya avisó de que todos los estudios sobre la mejora en este tipo de máquinas debían de ir encaminados a optimizar el funcionamiento del regenerador. Igualmente, con frecuencia es citado como el *corazón* del motor Stirling (Wilson et al., 2004). Ibrahim et al. (2012) señala que la caída de presión es el punto débil del regenerador, contribuyendo hasta el 11% de la ineficiencia del motor, mientras que la transferencia de calor solo resta hasta un 1,5%.

Costea et al. (1999) estudiaron los efectos de la caída de presión y la eficiencia en los procesos de transferencia de calor de un motor Stirling solar. En el caso del regenerador, la caída de presión fue estimada mediante la correlación propuesta por Organ (1992) basada en un riguroso y extensivo estudio de datos experimentales.

$$\Delta p_r = \frac{15}{\gamma} \left(\frac{1}{2} \rho_r v_r^2 \right) N \quad \text{Ec. 5.21}$$

Donde v_r y ρ_r son la velocidad y densidad media del gas a su paso por el regenerador respectivamente, y N el número de mallas del regenerador. La velocidad media del gas se estima mediante la Ec. 5.22.

$$v_r = \frac{v_{pd}}{2} \frac{d_c^2}{N d_r^2} \quad \text{Ec. 5.22}$$

5.2.4. Pérdidas de Trabajo Útil por Efecto Shuttle

El movimiento alternativo del pistón desplazador entre la cámara de expansión y compresión dentro de una máquina introduce otro mecanismo para transferir calor desde un espacio caliente a un espacio frío. Así, un efecto térmico aparece en los motores Stirling denominado *efecto shuttle*. Su origen tiene lugar en el espacio anular existente entre el pistón desplazador y el cilindro, según muestra la Fig. 5.1. Donde L_{pd} y S_{pd} son la longitud y la carrera del pistón desplazador respectivamente, mientras T_e y T_c son las temperaturas de la zona de expansión y compresión respectivamente. Para minimizar esta tipología de pérdidas se debe evitar que el gas atraviese el hueco entre el pistón desplazador y el cilindro (espacio anular), ya que al pasar directamente desde la cámara de expansión a la de compresión y no atravesar el regenerador y enfriador, el fluido no realiza el ciclo termodinámico completo.

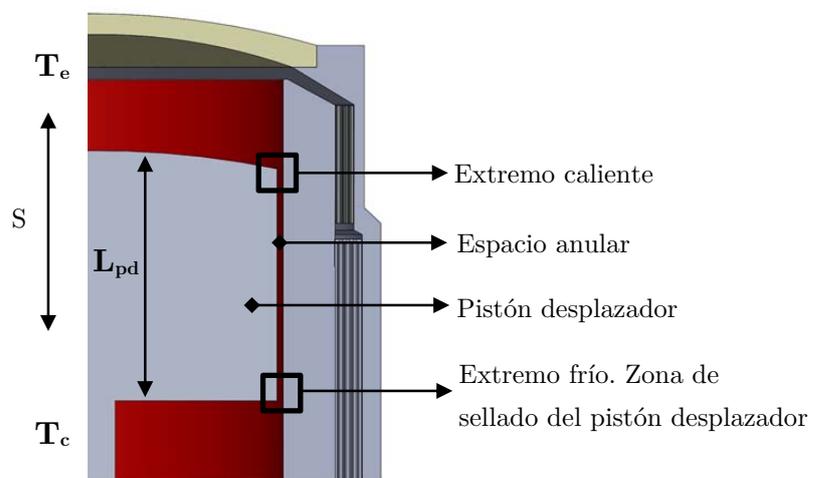


Figura 5.2: Corte y sección de la cámara de expansión del motor Stirling solar. Espacio anular entre el pistón desplazador y el cilindro.

Generalmente, el ajuste entre el pistón y el cilindro lo proporciona un anillo de un material de baja fricción, teflón por ejemplo, junto al extremo frío del pistón desplazador. Sin embargo, junto al extremo caliente no se coloca ningún tipo de sellado, puesto que no se dispone de materiales capaces de soportar temperaturas tan elevadas (~ 1000 K). Por tanto, una solución técnica es fabricar el pistón desplazador más largo que la carrera que recorre. De esta forma, la junta selladora y la unión pistón-biela (bulón) no están expuestas a las paredes del cilindro caliente de la cámara de expansión.

West (1986) analiza los dos efectos que se dan en el espacio anular descrito: (1) Pérdida de calor por *efecto shuttle* debido al gradiente de temperatura que se origina hacia abajo de la pared del pistón desplazador y del cilindro; (2) Pérdida por bombeo de la continua entrada y salida de gas en el espacio anular debido a la variación de presión en el cilindro provocada por el movimiento del pistón desplazador. En este estudio se cuantifica únicamente el primer efecto nombrado.

En este estudio se asume que el pistón desplazador y la pared del cilindro comparten el mismo gradiente de temperatura y que en el punto medio de la carrera no existe diferencia de temperatura a lo largo del espacio anular. De modo que, si el pistón asciende hasta el punto muerto superior (PMS), cualquier punto de la pared del cilindro se enfrenta, a través del espacio anular, a un punto de menor temperatura de la superficie del pistón. Medio ciclo después, cuando el pistón desciende hasta el punto muerto inferior (PMI), éste se enfrenta a puntos fríos del cilindro y el calor se conduce en sentido contrario, pero más abajo del cilindro respecto a la fuente inicial de calor. El resultado neto es que el calor es tomado del extremo caliente (zona del PMS) y transportado al extremo frío (zona PMI).

Para cuantificar las pérdidas de calor, el gradiente de temperatura desde T_e hasta T_c a lo largo de la longitud del pistón desplazador se considera lineal. De manera que, en el punto medio de la carrera, el cilindro y el pistón desplazador se encuentran a la misma temperatura, encontrándose uno frente al otro a través del gas que se encuentra en el espacio anular. En el PMS, el pistón se ha desplazado una distancia $S_{pd}/2$, cualquier punto sobre el pistón está aproximadamente $(T_e - T_c) \cdot 1/2 \cdot (S_{pd}/L_{pd})$ más frío que la pared del cilindro adyacente. Por tanto, la velocidad de transferencia de calor a través del espacio anular es:

$$\dot{Q}_{SH} = \frac{(T_e - T_c) \frac{1}{2} (S_{pd} / L_{pd})}{J} \cdot \pi d_{cil} L_{pd} k_g \quad \text{Ec. 5.23}$$

Donde D_{cil} es el diámetro del cilindro, J es la anchura del espacio anular y k_g es la conductividad térmica del gas en el interior del espacio anular. En la misma [Ec. 5.23](#), el término representado en la fracción expresa el gradiente de temperatura a través de la anchura del hueco. El término $(\pi D_{cil} L_{pd})$ representa el área de la cara del pistón. En medio ciclo, el tiempo transcurrido es $1/2 \omega$, y por tanto, el calor transferido es:

$$Q_{SH} = \frac{\pi (T_e - T_c) k_g d_{cil} S_{pd}}{4 \omega J} \quad \text{Ec. 5.24}$$

Medio ciclo después, el pistón se encuentra en el PMI y cualquier punto del pistón está más caliente que la pared del cilindro adyacente. El calor es, por tanto, conducido en sentido contrario a través del hueco, pero una distancia S_{pd} inferior. Después de un número de ciclos igual a L_{pd}/S_{pd} , el calor se transmite en forma de zig-zag, desde el extremo caliente hasta el extremo frío, en un tiempo $[(L_{pd}/S_{pd})/\omega]$ segundos. La velocidad de transferencia de calor del extremo caliente al frío es:

$$\dot{Q}_{SH-\max} = \left(\frac{\pi (T_e - T_c) k_g d_{cil} S_{pd}}{4 \omega J} \right) / \left(\frac{L_{pd} S_{pd}}{\omega} \right) \quad \text{Ec. 5.25}$$

Realmente, este es el valor máximo de velocidad de transferencia de calor, puesto que el cálculo se ha realizado entre los extremos frío y caliente, cuando la diferencia de temperatura a través del espacio anular es máxima. De manera que se estima como valor promedio la mitad del obtenido en la [Ec. 5.25](#) (West, 1986):

$$\dot{Q}_{SH} = \frac{0,4 S_{pd}^2 k_g d_{cil}}{J L_{pd}} (T_e - T_c) \quad \text{Ec. 5.26}$$

La [Ec. 5.27](#) corresponde al valor adimensional de las pérdidas por efecto shuttle:

$$\zeta_{sh} = \frac{\dot{Q}_{SH}}{p_{ref} V_{sw} \omega} = \frac{0,4 S_{pd}^2 k_g d_{cil}}{J L_{pd} p_{ref} V_{sw} \omega} (T_e - T_c) \quad \text{Ec. 5.27}$$

5.2.5. Pérdidas de Presión por Cambios Bruscos de Sección

La circulación del gas del motor por un cambio brusco de sección, ensanchamiento o contracción, genera en el mismo una caída de presión. La estimación de las pérdidas por cambios bruscos de sección se correlaciona a través de parámetros dependientes del propio campo fluido (velocidad y densidad) y geométricos (relación de diámetros de los conductos). Cuantitativamente la caída de presión viene dada por la [Ec. 5.28](#):

$$\Delta p_{cs} = \frac{1}{2} \rho v^2 K \quad \text{Ec. 5.28}$$

Donde K es el coeficiente de pérdidas adimensional, ρ y v la densidad y velocidad del fluido en el conducto de menor diámetro, respectivamente. En la [Fig. 5.3](#) se representan, en función de la relación de diámetros (d/D), las curvas que definen el valor del coeficiente de pérdidas (K) tanto para ensanchamiento, como para contracción brusca.

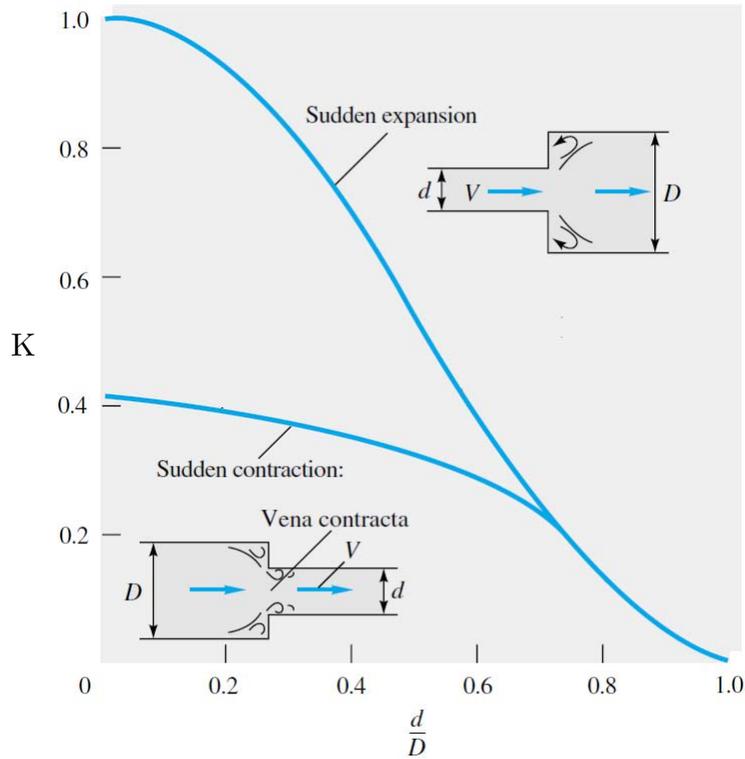


Figura 5.3: Coeficiente de pérdidas por ensanchamiento y contracción brusca.
 Fuente: (White, 2008)

Para un *ensanchamiento brusco* (EB), [Ec. 5.29](#), se desprecia el esfuerzo cortante en la zona del rincón con recirculación. El análisis del volumen del control entre la sección del ensanchamiento y el final de la zona de separación proporciona el coeficiente de pérdida K_{EB} :

$$K_{EB} = \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 \tag{Ec. 5.29}$$

En *contracción brusca* (CB), [Ec. 5.30](#), la separación del flujo produce una contracción de la corriente hasta un diámetro mínimo (d), denominado *vena contracta*, [Fig. 6.2](#). En este caso, la teoría de la vena contracta no está tan desarrollada y los coeficientes de pérdidas de carga están basados en medidas experimentales que se aproximan a la siguiente ecuación:

$$K_{CB} = 0,42 \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right) \tag{Ec. 5.30}$$

La [Ec. 5.30](#) es válida hasta el valor $d/D = 0,76$. Para relación de diámetros superior se obtiene mediante la ecuación de ensanchamiento brusco ([Ec. 5.29](#)).

5.2.6. Pérdidas de Presión por la Velocidad Lineal del Pistón

El movimiento lineal de los pistones del motor, comprimiendo y expandiendo el fluido de trabajo, es el responsable de transmitir la presión a todas las cámaras del motor. Costea et al. (1999) cuantificaron las irreversibilidades en un motor Stirling solar, analizando la caída de presión provocada por los efectos de la velocidad lineal media del pistón. La caída de presión media se obtiene mediante la correlación propuesta por Petrescu et al. (1996):

$$\Delta p_{vp} = \frac{1}{2} v_{pd} p_{ref} \frac{\varepsilon_v \text{Ln}(\varepsilon_v)}{\varepsilon_v - 1} \sqrt{\frac{\gamma}{RT_c}} (1 + N_T) \quad \text{Ec. 5.31}$$

Donde v_{pd} es la velocidad lineal media del pistón desplazador, calculada mediante la Ec. 5.32, y ε_v es la relación de compresión volumétrica (Ec. 5.33).

$$v_{pd} = 2 S_{pd} \omega \quad \text{Ec. 5.32}$$

$$\varepsilon_v = \frac{V_{max}}{V_{min}} \quad \text{Ec. 5.33}$$

Donde S_{pd} es la carrera del pistón desplazador en [m] y ω la frecuencia en [rev/s].

5.2.7. Pérdidas de Presión por Fricción de Componentes Sólidos

Para la estimación de las pérdidas de presión media efectiva en el motor resultantes de la fricción mecánica, Costea et al. (1999) propone la Ec. 5.34 basada en análisis experimentales realizados en motores de combustión interna alternativos por Heywood (1988), adaptada para las condiciones de funcionamiento de un motor Stirling solar.

$$\Delta p_{fs} = \frac{(0,94 + 0,045 v_{pd}) 10^5}{3 \mu} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_v} \right) \quad \text{Ec. 5.34}$$

La expresión proporciona el valor de la caída de presión en [N/m²], siendo el valor de μ :

$$\mu = \left(1 - \frac{1}{3 \varepsilon_v} \right) \quad \text{Ec. 5.35}$$

5.3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN DEL ANÁLISIS DE PÉRDIDAS

La potencia real del motor se define como la diferencia entre la potencia ideal, calculada mediante la Teoría de Schmidt, y el sumatorio de las pérdidas térmicas y fluidodinámicas. Las pérdidas consideradas son:

1. Pérdidas de trabajo por transferencia de calor en el regenerador e intercambiador de compresión ($\zeta_{TC}^{xc}, \zeta_{TC}^r$).
2. Pérdidas de trabajo por fricción del gas en el intercambiador de compresión (ζ_{FR}^{xc}).
3. Pérdidas de trabajo por efecto shuttle (ζ_{SH}).
4. Pérdidas de presión debida al paso del fluido por el regenerador (Δp_r).
5. Pérdidas de presión producidas por los cambios bruscos de sección (Δp_{cs}).
6. Pérdidas de presión causadas por la velocidad lineal del pistón (Δp_{vp}).
7. Pérdidas de presión causadas por la fricción de elementos sólidos (Δp_{fs}).

5.3.1. Pérdidas de Trabajo por Transferencia de Calor: Intercambiador de Compresión y Regenerador

Organ (2013) afirma que los procesos de transferencia de calor son los que más afectan al rendimiento del motor Stirling; asimismo, añade que el intercambiador de compresión y el regenerador son los elementos que requieren en su diseño una alta capacidad de transmisión, con mínima caída de presión. A continuación se discuten las pérdidas por transmisión de calor en ambos elementos:

a. Regenerador

Las pérdidas de trabajo útil por transmisión de calor en el regenerador se calculan mediante la Ec. 5.9. En la Fig. 5.3 se representan dichas pérdidas en función del ángulo de manivela. Esta figura muestra tres puntos característicos a lo largo de un ciclo: un máximo y dos mínimos. Este comportamiento se justifica mediante la Fig. 5.4, en la cual se representa la dependencia de la velocidad adimensional en el regenerador con el ángulo de manivela. Se comprueba que cuando la velocidad adimensional se anula (en los cambios de sentido del gas), las pérdidas por transferencia de calor son mínimas, mientras que los valores máximos de velocidad adimensional muestran valores pico de pérdidas de calor.

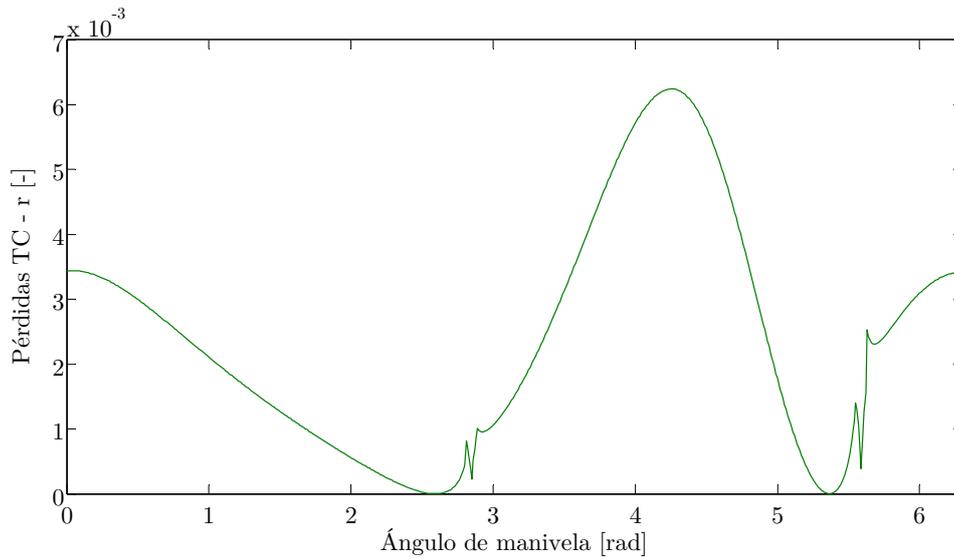


Figura 5.3: Pérdida de trabajo adimensional por transmisión de calor en el regenerador (ζ_{TC}^r) a $T_e = 1019$ K Vs ángulo de manivela.

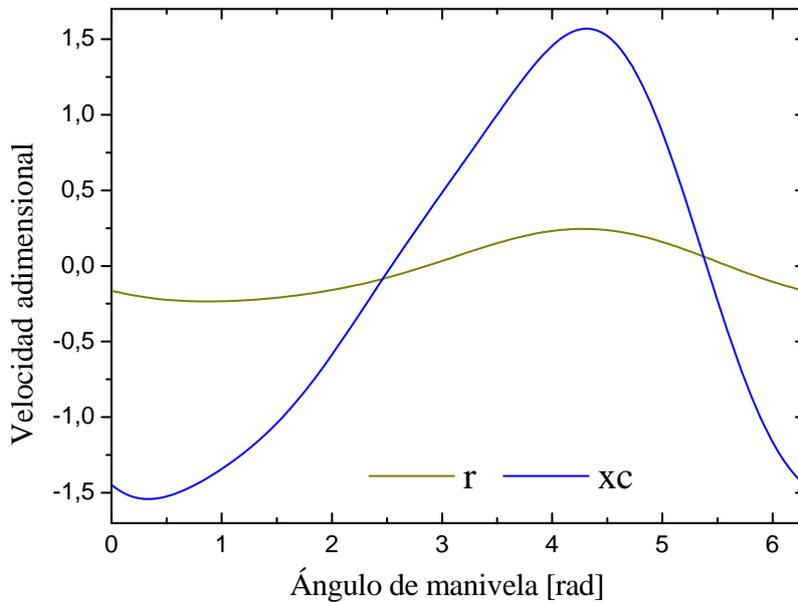


Figura 5.4: Velocidad adimensional en el regenerador (r) e intercambiador de compresión (xc) Vs ángulo de manivela.

Igualmente, según Fig. 5.5, las pérdidas por transferencia de calor en el regenerador se relacionan con el número de Stanton, siendo inversamente proporcionales a éste. Valores elevados de Stanton corresponden a bajas velocidades del fluido, teniendo en cuenta que éste realiza un movimiento oscilatorio variando su velocidad de forma periódica. La Fig. 5.5, muestra dos valores pico de Stanton, los cuales coinciden con velocidades nulas del fluido a su paso por el regenerador, con valores mínimos de pérdidas por transferencia de calor. Para un valor dado de la temperatura del fluido a la entrada del regenerador (T_e o T_c , según el modelo isoterma), el calor perdido será menor cuanto mayor sea el número de Stanton y viceversa.

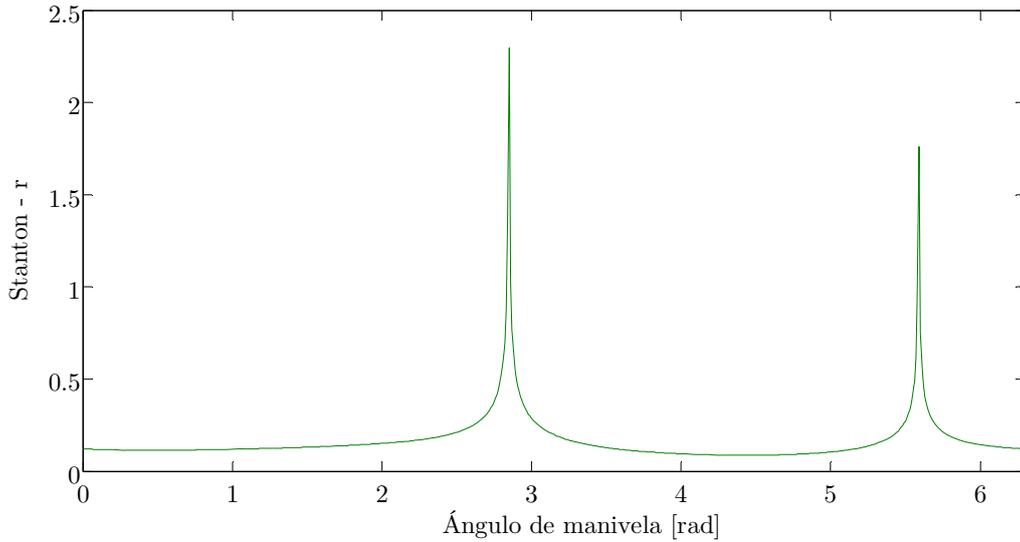


Figura 5.5: Valor del número de Stanton en el regenerador a $T_e = 1019$ K Vs ángulo de manivela.

La temperatura también afecta a las pérdidas por transferencia de calor. Su influencia es importante a la hora de establecer las condiciones óptimas de funcionamiento. Si se compara la Fig. 5.3 obtenida para una $T_e = 1019$ K, con la Fig. 5.6 a $T_e = 670$ K, se comprueba que ambas tienen, cualitativamente, la misma forma. Por tanto, la temperatura de expansión no afecta significativamente a la tendencia que siguen las pérdidas respecto al ángulo de manivela. No obstante, al reducir la temperatura, las pérdidas en el regenerador disminuyen. Este resultado es razonable puesto que al ser menor la diferencia de temperatura entre focos (expansión y compresión), el flujo de calor entre ambos se desacelera.

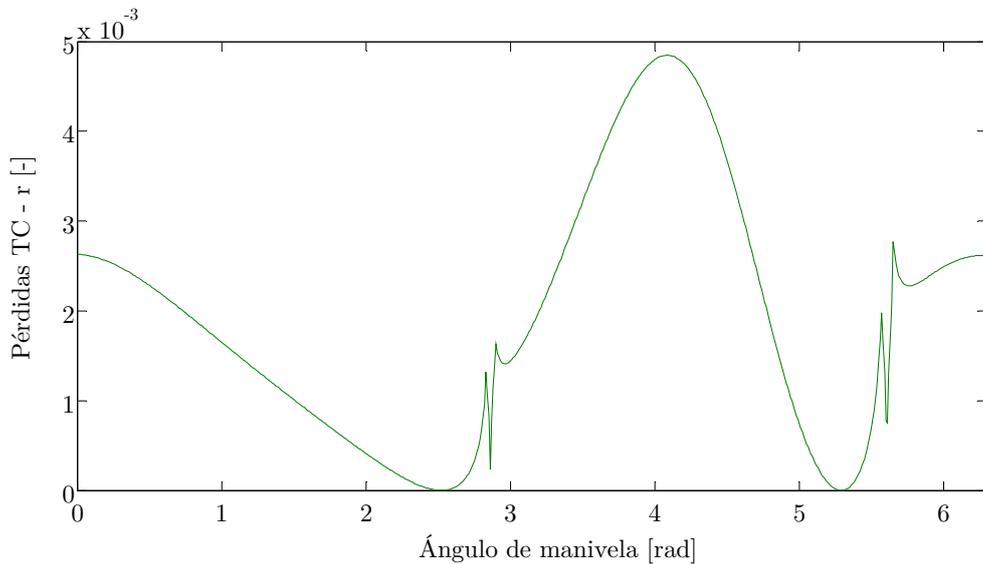


Figura 5.6: Pérdida de trabajo adimensional por transmisión de calor en el regenerador (ζ_{TC}^r) a $T_e = 670$ K Vs ángulo de manivela.

b. Intercambiador de Compresión

Las pérdidas de trabajo útil por transmisión de calor en el intercambiador de compresión se calculan a través de la Ec. 5.10. La Fig. 5.7 muestra dichas pérdidas en función del ángulo de manivela. En ella, aparecen dos picos característicos a lo largo de un ciclo, los cuales coinciden con los puntos en los que el flujo másico que atraviesa el intercambiador es nulo, como se observa en la Fig. 5.8b, hecho que ocurre cada 180° , cuando el fluido invierte su sentido.

Además, se observa en la Fig. 5.7, que para dos ángulos de giro determinados las pérdidas se anulan. Este resultado se interpreta analizando la Ec. 5.10, donde en el numerador se encuentra el término de la derivada de la presión adimensional respecto al ángulo de manivela. Los ángulos de manivela donde la presión sea máxima o mínima, las pérdidas por transferencia de calor en el intercambiador deben anularse. La Fig. 4.19, representa la variación de la presión adimensional a lo largo de un ciclo, en ella se observa que los ángulos de máxima y mínima presión coinciden con los puntos en los que las pérdidas de calor son nulas. Se asume que la presión interior en todas las cámaras del motor es constante para un ángulo de manivela dado, tal y como se ha analizado en el Apdo. 4.5.3.

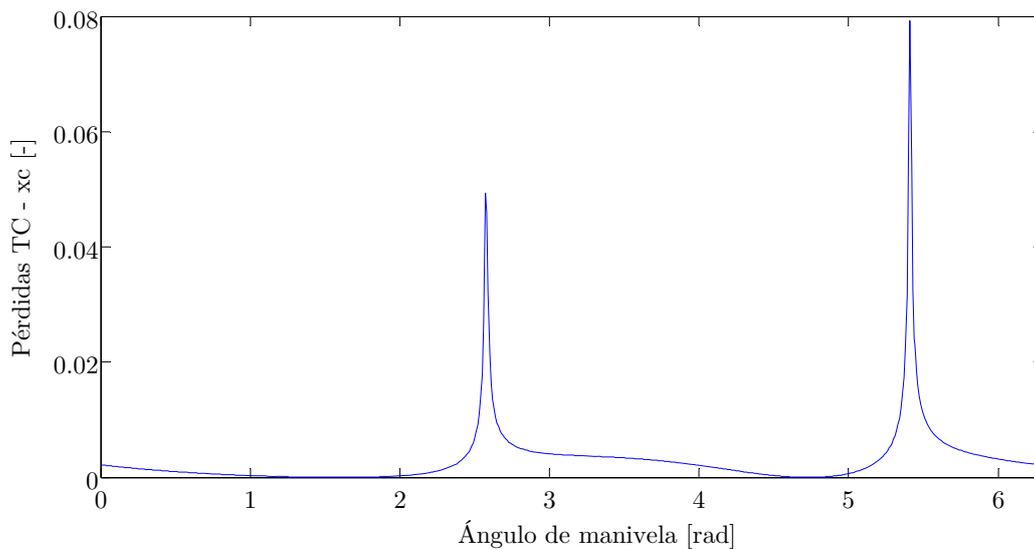


Figura 5.7: Pérdida de trabajo adimensional por transmisión de calor en el intercambiador de compresión (ζ_{TC}^{xe}) a $T_e = 1019$ K Vs ángulo de manivela.

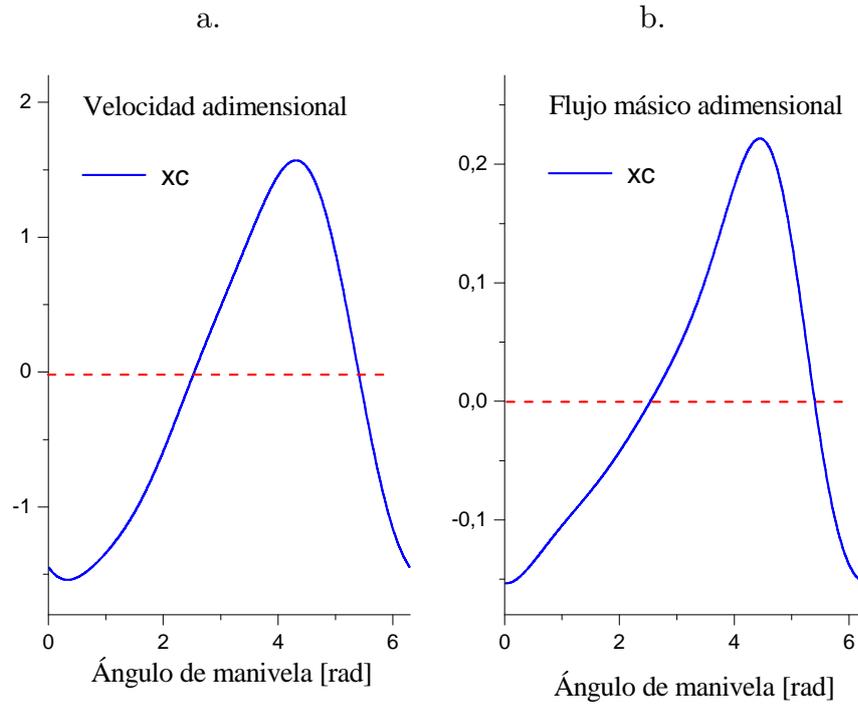


Figura 5.8: Variación de la velocidad adimensional y del flujo másico adimensional Vs ángulo de manivela.

La influencia de la temperatura en las pérdidas se analiza comparando las Figs 5.7 y 5.9. Cualitativamente, a la temperatura de expansión de 670 K el comportamiento es el mismo que el descrito para 1019 K, aunque los valores de pérdidas por transferencia de calor son menores. Esto es razonable, porque al disminuir la diferencia de temperatura entre focos, el flujo de calor se desacelera. Una disminución de temperatura de expansión se traduce en una reducción de pérdidas por transferencia de calor. Estos resultados están de acuerdo con los descritos por Timoumi et al. (2008a; 2008b) en sus análisis de pérdidas aplicadas al modelo GPU-3.

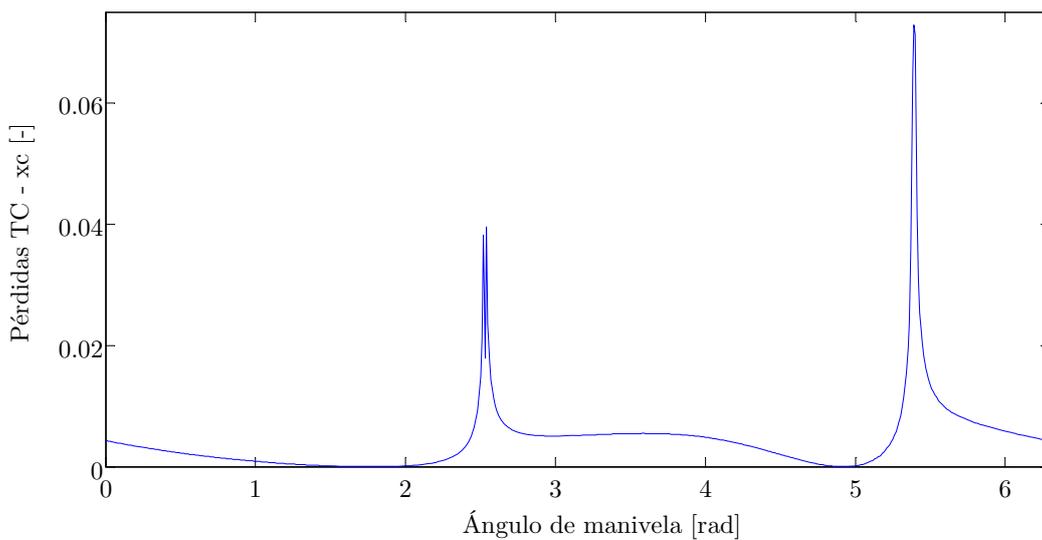


Figura 5.9: Pérdida de trabajo adimensional por transmisión de calor en el intercambiador de compresión (ζ_{TC}^{xe})

a $T_e = 670$ K Vs ángulo de manivela.

En la Fig. 5.10 se resumen los valores de las pérdidas por transferencia de calor (expresadas en W) en el regenerador y en el intercambiador de compresión. Esta figura representa los valores de pérdidas en función de la temperatura alcanzada por la cámara de expansión, a su vez, función de la energía solar incidente sobre el concentrador (DNI). Se observa que las pérdidas siguen una tendencia lineal con el aumento de la temperatura de expansión. Asimismo, se aprecia que las pérdidas en el intercambiador son siempre de mayor magnitud que en el regenerador.

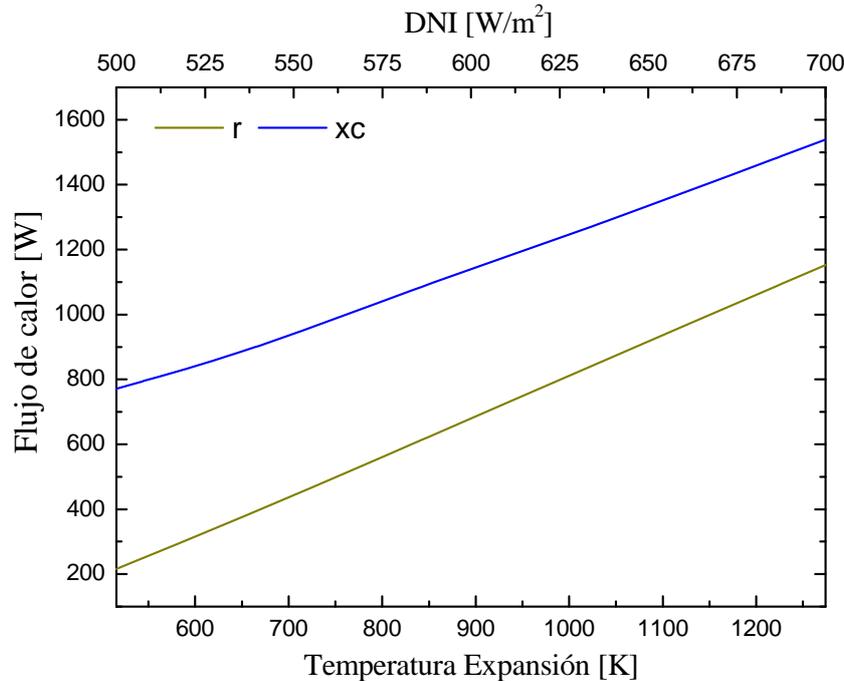


Figura 5.10: Variación de las pérdidas, expresadas en [W], por transferencia de calor en el regenerador e intercambiador de compresión Vs temperatura de expansión y DNI.

5.3.2. Pérdidas de Trabajo por Fricción en el Intercambiador de Compresión

Las pérdidas por fricción del gas a su paso por el intercambiador de compresión son importantes debido a que éste funciona a temperaturas razonablemente bajas, 311 K, en las cuales los efectos de fricción son más relevantes. El cálculo se realiza mediante la Ec. 5.20, donde se observa que el valor adimensional de las pérdidas es proporcional al cubo del flujo másico adimensional y al coeficiente de fricción. De acuerdo con el modelo isoterma propuesto, la temperatura en el intercambiador de compresión es constante. Por tanto, la variación del flujo másico (representado en la Fig. 5.8b) y del coeficiente de fricción depende exclusivamente del ángulo de manivela.

La Fig. 5.11 muestra la dependencia de las pérdidas por fricción en el intercambiador de compresión con el ángulo de manivela. Se aprecia que en el intervalo de ángulo de manivela, en el que el flujo másico va disminuyendo, las pérdidas por fricción también disminuyen, hasta que ambas curvas toman el valor cero (2,5 radianes, punto en el que el gas invierte su sentido). Igualmente, en la región en la que el flujo másico que atraviesa el intercambiador va

incrementándose, las pérdidas también aumentan hasta llegar a un pico (aproximadamente a 4,5 radianes), en el cual el flujo másico comienza a disminuir progresivamente hasta alcanzar el valor nulo de nuevo, donde las pérdidas vuelven a ser nulas. Estos resultados son razonables dado que el gas invierte su sentido dos veces a lo largo de un ciclo, cada 180° de giro de manivela, como consecuencia de su movimiento en el interior del motor.

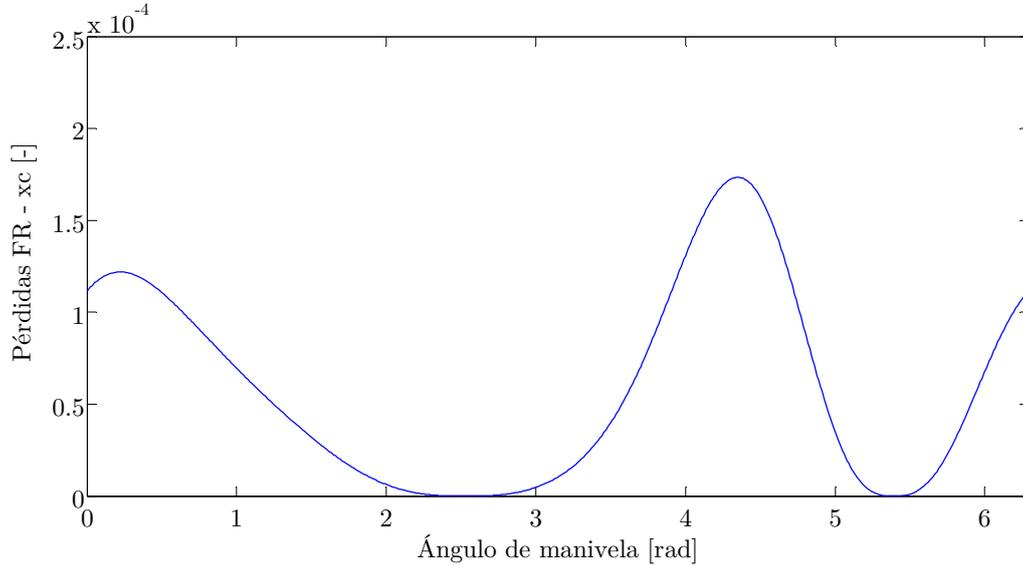


Figura 5.11: Pérdidas de trabajo adimensional por la fricción del gas en el intercambiador de compresión (ζ_{FR}^{xe}) a $T_e = 1019$ K Vs ángulo de manivela

Otro parámetro que afecta directamente al valor de las pérdidas por fricción es la temperatura. Si se comparan las Figs. 5.11 y 5.12, se observa que las pérdidas por fricción aumentan cuando disminuye la temperatura (1019 K frente a 670 K). Este resultado se justifica debido a que la disminución de la temperatura del fluido incrementa su densidad y viscosidad, por consiguiente, también incrementa la fricción con las paredes del intercambiador. Aunque las pérdidas aumentan con la temperatura, la tendencia que siguen a lo largo de un ciclo es la misma, es decir, los valores máximos y nulos se dan en los mismos puntos de giro de manivela.

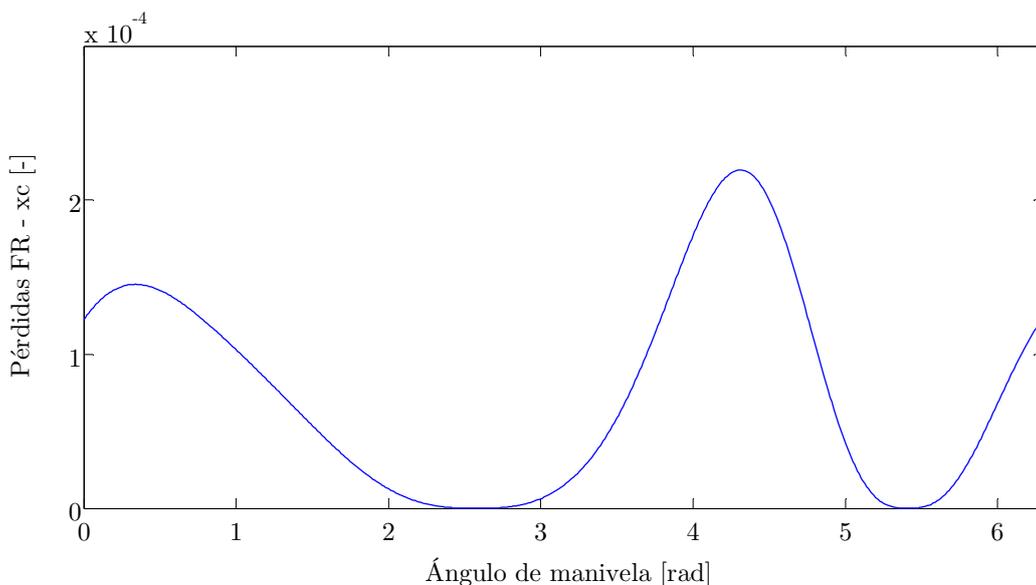


Figura 5.12: Pérdidas de trabajo adimensional por la fricción del gas en el intercambiador de compresión (ζ_{FR}^{xe}) a $T_e = 670$ K Vs ángulo de manivela

5.3.3. Pérdidas por Caída de Presión por Fricción del Fluido en el Regenerador

Las pérdidas por fricción en el regenerador constituyen el porcentaje más elevado de las pérdidas calculadas, suponiendo del orden del 55 – 65% de las pérdidas totales. Se evalúan mediante la Ec. 5.21 obtenida experimentalmente por Organ (1992). Los factores más relevantes que contribuyen a las pérdidas en el regenerador son (Abdullah et al., 2005):

- *Geometría*, representada por el radio hidráulico (r_h), porosidad (p) y número de matrices que componen el regenerador (N). En este caso, para una geometría dada, afecta proporcionalmente el número de mallas (N) que constituyen el regenerador, como se observa en la Ec. 5.21, obtenida empíricamente por Costea et al. (1999).
- *Velocidad* del fluido en el regenerador (v_r), variable con el ángulo de manivela, representada en su forma adimensional en la Fig. 5.13.
- *Flujo másico* del fluido que atraviesa el regenerador, aunque no aparezca en la Ec. 5.21, sigue la misma tendencia que la velocidad.
- *Temperatura* del gas a lo largo de la longitud del regenerador, de modo que, a menor temperatura las pérdidas por fricción aumentan debido al incremento de la densidad del gas. Por tanto, la caída de presión más elevada siempre se dará en la zona del regenerador más próxima al intercambiador de compresión, puesto que el gas ya habrá disminuido considerablemente su temperatura.

La Fig. 5.14 muestra las pérdidas por fricción en el regenerador a lo largo de un ciclo, para temperaturas de expansión de 1019 K y 670 K. Ambas curvas muestran la misma tendencia, con mayores valores de caída de presión a temperaturas más bajas. Las Figs. 5.13a y 5.13b representan los valores adimensionales del flujo másico y velocidad en el regenerador en función del ángulo de manivela. La Fig. 5.13a muestra que en los puntos del ciclo donde la velocidad alcanza su valor máximo, se dan las mayores caídas de presión. Los ángulos de manivela que coinciden con velocidad nula, también hacen nulas las pérdidas. Esto se debe a que la caída de presión es proporcional al cuadrado de la velocidad del gas y tanto velocidad como caída de presión siguen la misma tendencia.

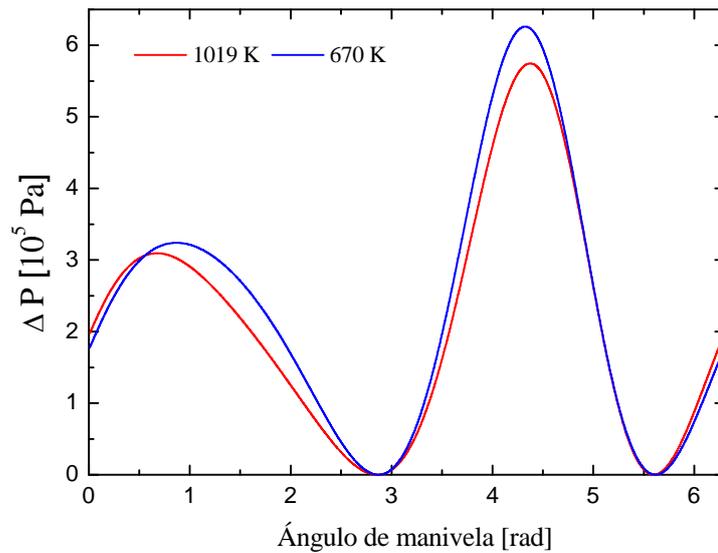


Figura 5.14: Caída de presión en el regenerador (Δp_r) por fricción del fluido a temperaturas de expansión de 1019 K y 670 K Vs ángulo de manivela.

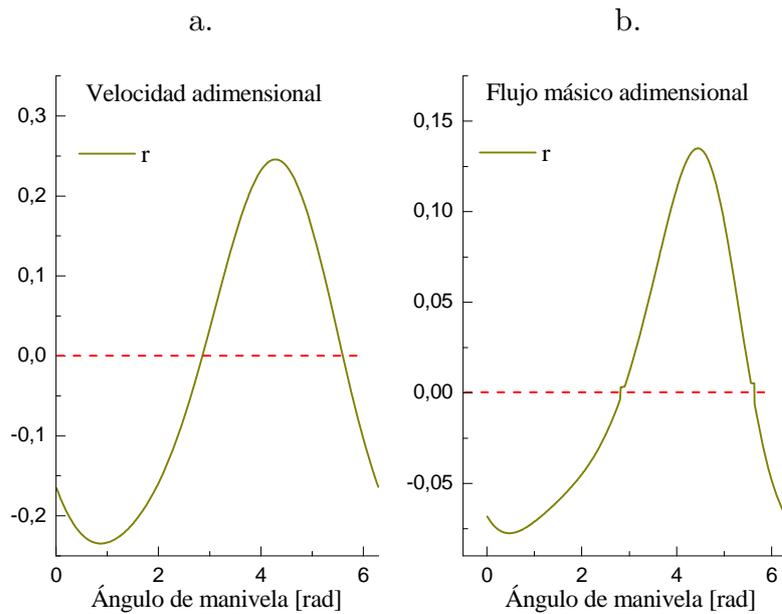


Figura 5.13: Velocidad y flujo másico adimensional en el regenerador Vs ángulo de manivela.

Respecto a la *porosidad*, constituye un factor geométrico de importancia en el cálculo de las pérdidas de presión que sufre el fluido a su paso por el regenerador. Sin embargo, no aparece reflejado en la [Ec. 5.21](#), por ser ésta obtenida empíricamente.

La [Fig. 5.15](#) representa el valor de las pérdidas por fricción en el regenerador y en el intercambiador de compresión en función de la temperatura de la cámara de expansión y el nivel de irradiancia solar directa. Se comprueba que las pérdidas en el intercambiador son despreciables frente a las del regenerador, las cuales suponen alrededor del 50% de las pérdidas totales del motor Stirling.

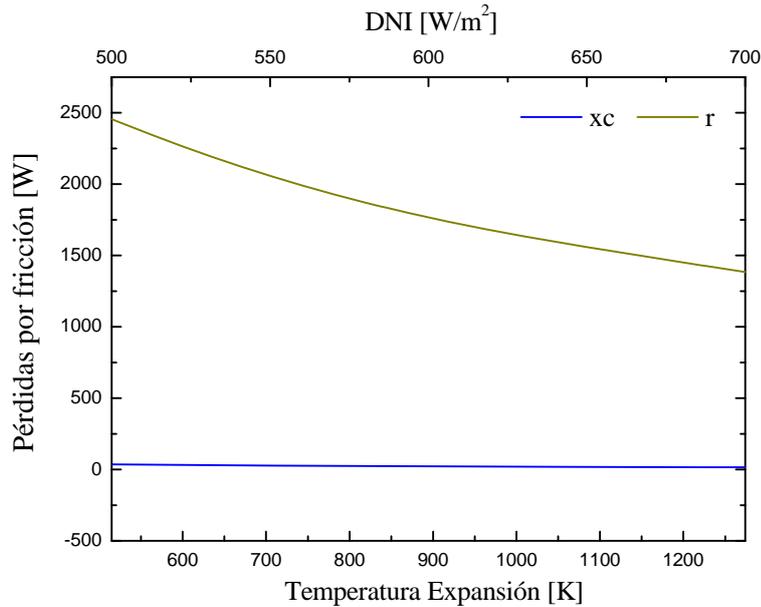


Figura 5.15: Pérdidas por fricción del gas en el intercambiador de compresión (xc) y el regenerador (r) Vs temperatura de la cámara de expansión e irradiancia normal directa.

5.3.4. Pérdidas de Trabajo Útil por Efecto Shuttle

El análisis del efecto shuttle en motores Stirling se cuantifica mediante la [Ec. 5.26](#), donde se observa que el calor perdido es independiente de la frecuencia del motor. Para estudiar la dependencia de esta pérdida con el ángulo de manivela (θ), se relaciona con la carrera del pistón desplazador (S_{pd}) a través del volumen barrido de expansión ($V_e(\theta)$, [Ec. 4.46](#)). Operando en la [Ec. 5.26](#), se obtiene la [Ec. 5.37](#):

$$S_{pd} = \frac{V_e}{2\pi \frac{D_{cil}^2}{4}} (\cos \theta) \tag{Ec. 5.36}$$

$$\dot{Q}_{SH} = \frac{0,4 k_g D_{cil} (T_e - T_c)}{J L_{pd}} \left(\frac{V_e}{2\pi \frac{D_{cil}^2}{4}} (\cos \theta) \right)^2 \tag{Ec. 5.37}$$

Donde J es el espacio anular entre el pistón desplazador y el cilindro (0,00163 m) y k_g la conductividad térmica del gas ($0,152 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ a 600 K). La Fig. 5.16 representa la variación del flujo de calor por efecto shuttle (adimensional y dimensional) a lo largo de un ciclo completo. Inicialmente el pistón desplazador se encuentra en el punto muerto superior (PMS), donde comienza su carrera descendente (en la Fig. 4.6 se justifica la posición del pistón desplazador para $\theta = 0^\circ$). Se observa que durante los primeros 90° de giro de manivela el calor transferido es positivo, es decir, el calor fluye por el espacio anular a través del gas, desde el cilindro hacia el pistón. Una vez situado en la mitad de su carrera ($S_{pd}/2$), el flujo de calor se anula (West, 1986). Seguidamente, en su recorrido hacia el punto muerto inferior (PMI), el pistón cede calor al cilindro a través del espacio anular, de ahí que cambie el signo del flujo de calor. Análogamente, se desarrolla la carrera ascendente hasta que el pistón vuelve a alcanzar el PMS. Los valores máximos aparecen en los puntos en los que pistón se encuentra en sus finales de carrera (PMS y PMI).

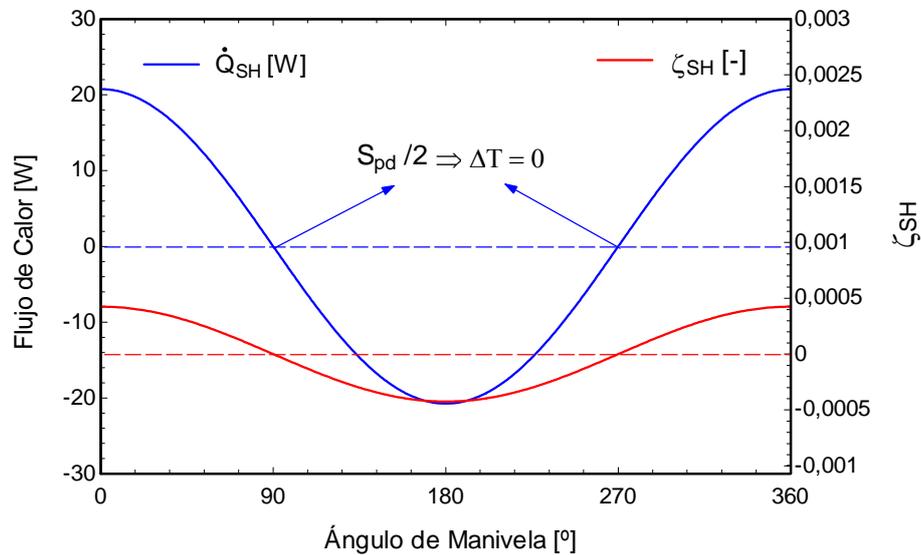


Figura 5.16: Flujo de calor perdido por efecto shuttle, dimensional y adimensional Vs ángulo de manivela.

Sin embargo, según la Ec. 5.26, el flujo de calor está relacionado con la diferencia de temperatura entre las cámaras de expansión y compresión. La Fig. 5.17 representa el flujo de calor por efecto shuttle para las temperaturas de expansión 1019 K y 670 K. Se aprecia que existe un aumento de pérdidas con el incremento de la temperatura de expansión.

La influencia de la temperatura de expansión en las pérdidas por efecto shuttle se representa en la Fig. 5.18. En línea discontinua se señalan las condiciones nominales de operación (1019 K). Se aprecia la linealidad que existe en el aumento de pérdidas respecto al aumento de la temperatura.

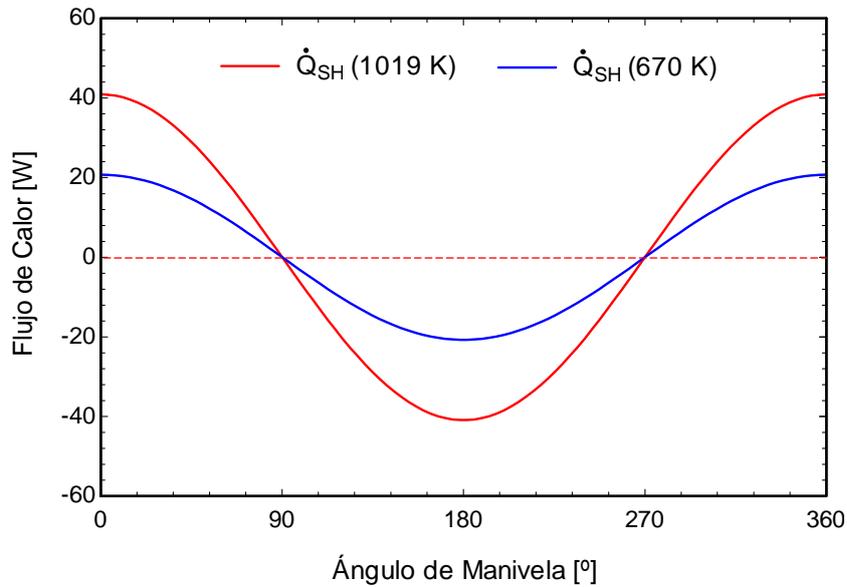


Figura 5.17: Flujo de calor perdido por efecto shuttle a temperaturas de expansión 1019 K y 670 K Vs ángulo de manivela.

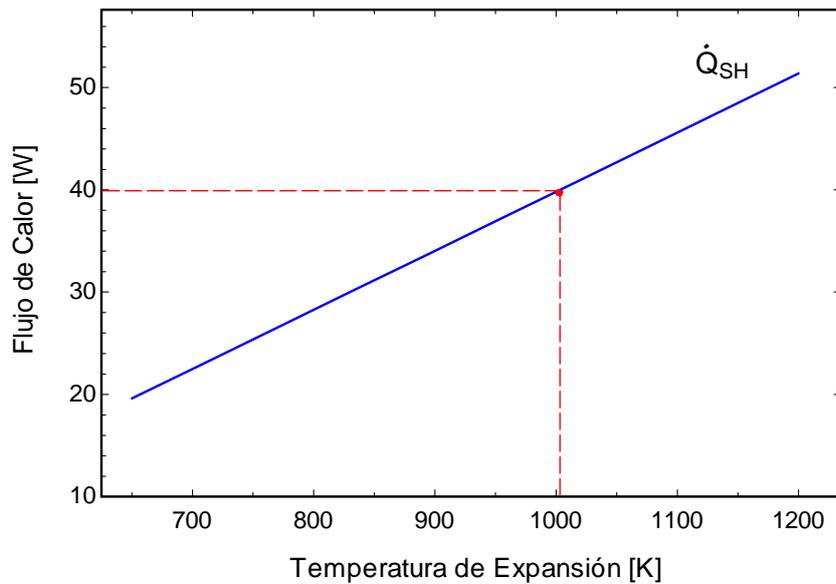


Figura 5.18: Flujo de calor por efecto shuttle Vs temperatura de expansión.

Los valores de pérdidas por efecto shuttle descritos en la bibliografía consideran que constituyen del 10 al 13% de las pérdidas totales, según estudios desarrollados por Timoumi et al. (2008a; 2008b) y Tlili (2012) en el modelo GPU-3. En estudios posteriores realizados por Babaelahi et al. (2014) en el mismo motor, las pérdidas por efecto shuttle disminuyen ligeramente hasta un 8% del total de pérdidas de calor (un 3% del calor total de entrada al sistema). En este estudio, los resultados obtenidos arrojan que las pérdidas por conducción térmica debidas al efecto shuttle suponen entre el 0,8% y un 2,4% de las pérdidas totales. El motivo de este desacuerdo en los resultados, se debe a la sobreestimación del flujo de calor por parte de los autores anteriormente citados, al considerar la conductividad térmica del pistón (acero inoxidable) en lugar de la conductividad térmica del gas (H_2) (West, 1986). Puesto que

las pérdidas de calor se deben al gradiente de temperatura que se establece en el espacio anular, donde la movilidad del gas es reducida, la conductividad que debe considerarse es la del gas y no la del material de fabricación del pistón desplazador.

La [Figs. 5.19](#) muestra el campo de temperaturas en el hueco anular entre el cilindro y el pistón desplazador. Se calcula en modo axisimétrico mediante un análisis numérico de dinámica de flujo computacional (CFD), partiendo de unos valores iniciales de: temperatura del recipiente, 1019 K; temperatura del pistón desplazador y cilindro, 800 K; temperatura del gas 650K. Se aprecia la diferencia de temperatura existente entre el fluido y la pared sólida del cilindro, lo que justifica el flujo de calor entre ambos.

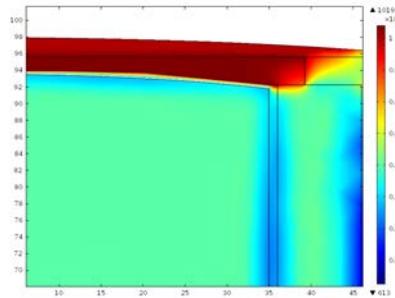


Figura 5.19: Campo de temperatura en el espacio anular cilindro-pistón desplazador.

5.3.5. Pérdidas de Presión por Cambios Bruscos de Sección

Cuantitativamente, mediante la [Ec. 5.28](#), se calcula la caída de presión originada en los cambios bruscos de sección. La [Fig. 5.20](#) destaca las zonas de contracción/ensanchamiento (dependiendo del sentido del gas) brusco de sección que sufre el fluido a su paso por: (1) lumbrera de expansión con regenerador; (2) regenerador con intercambiador de compresión; (3) salida/entrada de intercambiador hacia/desde cámara de compresión.

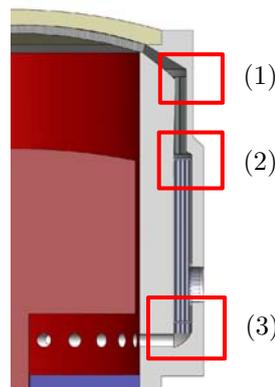


Figura 5.20: Puntos de pérdidas localizadas por ensanchamiento y contracción brusca.

La [Tabla 5.1](#) resume los coeficientes de pérdidas obtenidos para las zonas de cálculo.

Factor de Pérdidas	(1)	(2)	(3)
K_{EB}	0,36	0,97	0,98
K_{CB}	0,25	0,41	0,31

Tabla 5.1: Coeficientes de pérdidas por ensanchamiento y contracción brusca por zonas.

Las Fig. 5.21 muestra el valor que alcanza la caída de presión en la zona (1). El cálculo se ha realizado mediante la Ec. 5.28, tomando el valor de K_{CB} cuando la velocidad es positiva (entrada al regenerador por la lumbrera de expansión) y K_{EB} cuando ésta es negativa (salida del regenerador hacia la lumbrera de expansión). Comparando la Fig. 5.21 con la Fig. 5.13a, se demuestra que el valor de la caída de presión para cada ángulo de giro de manivela, se incrementa cuando el fluido se acelera, disminuyendo cuando el fluido pierde velocidad. Además, la pérdida de presión es nula cuando la velocidad del fluido también lo es, lo que ocurre en los grados de manivela en los que el fluido invierte su sentido en el motor.

En la Fig. 5.22 se muestra el gráfico obtenido para la zona (2), en la que el fluido sufre una contracción brusca en su trayectoria hacia el intercambiador de compresión desde el regenerador (velocidad positiva), y un ensanchamiento brusco en su trayectoria inversa (velocidad negativa). La tendencia es similar a la mostrada en la Fig. 5.21, pero con valores de caída de presión superiores, por ser los coeficientes de pérdidas mayores, como se muestran en la Tabla 5.1.

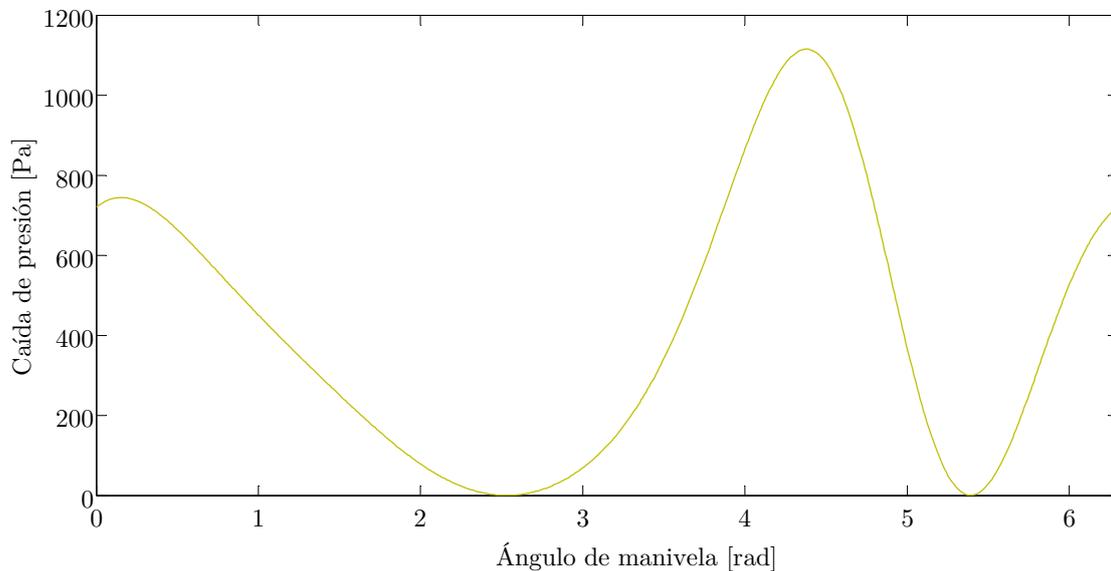


Figura 5.21: Caída de presión por contracción brusca en (1): entrada al regenerador desde lumbrera de expansión.

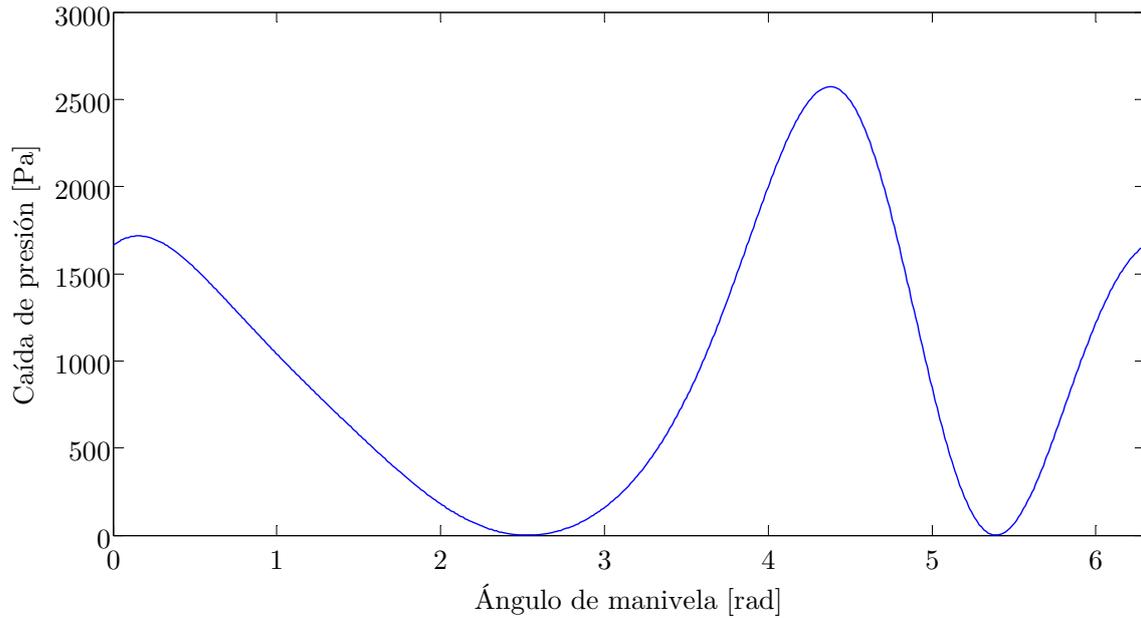


Figura 5.22: Caída de presión por contracción brusca (2): regenerador-entrada intercambiador de compresión.

5.3.6. Pérdidas de Presión por la Velocidad Lineal del Pistón

El movimiento alternativo del pistón desplazador “fuerza” al fluido de trabajo entrante en la cámara de expansión, hacia la cámara de compresión, generando unas ondas de presión, responsables de una pérdida de trabajo indicado en el motor. Mediante la Ec. 5.31 se evalúa cuantitativamente el valor de la caída de presión generada.

En la Fig. 5.23 se representa el valor de la caída de presión originada por el movimiento alternativo del pistón para las temperaturas 1019 K y 670 K, en función de las frecuencias de operación del motor Stirling diseñado. En la correlación elegida para su cálculo (Ec. 5.31), el valor de la velocidad lineal media (proporcional a las revoluciones del motor) y el factor de temperatura adimensional (N_T) son los parámetros determinantes en el valor de caída de presión. En línea discontinua se representa la condición nominal de funcionamiento del motor, donde el valor de la caída de presión es de 49994 Pa.

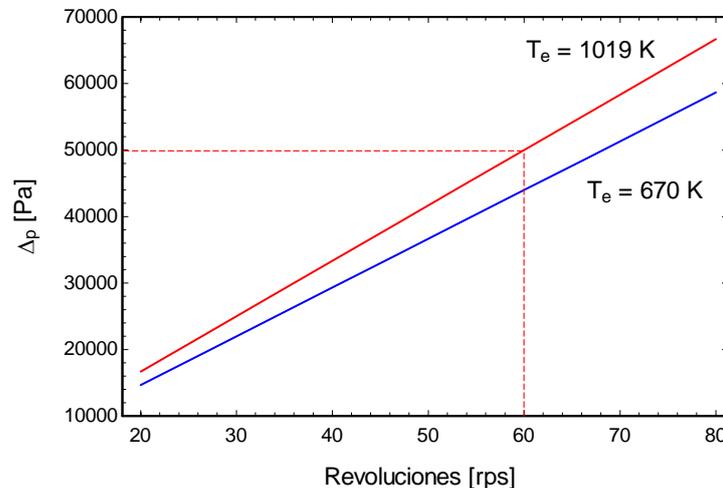


Figura 5.23: Caída de presión debida a la velocidad lineal media del pistón Vs frecuencia del motor.

5.3.7. Pérdidas de Presión por Fricción de Componentes Sólidos

Las pérdidas de presión media efectiva resultantes de la fricción mecánica de los elementos del motor Stirling se estiman mediante la [Ec. 5.34](#), expresada en [Pa] y dependiente únicamente de la velocidad lineal media del pistón desplazador (v_{pd}), como parámetro de funcionamiento, y del factor de compresión volumétrica (ϵ_v) como parámetro constructivo.

La [Fig. 5.24](#) representa la variación de la fricción mecánica con la frecuencia del motor, donde se aprecia la proporcionalidad lineal. En línea discontinua se presenta la condición de funcionamiento nominal (60 rps), cuya caída de presión corresponde a un valor de 19427 Pa.

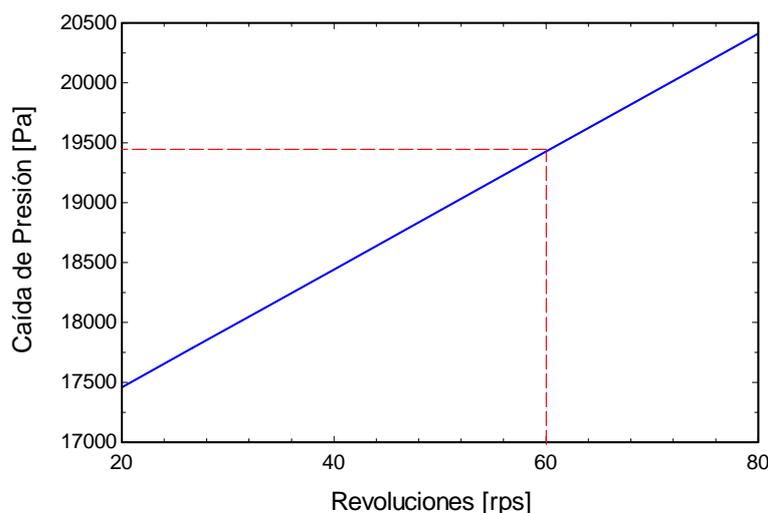


Figura 5.24: Caída de presión por fricción mecánica Vs frecuencia del motor.

5.4. ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA NETA

Las pérdidas térmicas y las pérdidas mecánicas también deben tenerse en cuenta para evaluar la potencia de salida y la eficiencia global. La potencia neta del motor se obtiene a partir de la potencia teórica. Esta última corresponde a la potencia que produce el motor en condiciones ideales, sin tener en cuenta las irreversibilidades calculadas en los apartados anteriores. Por tanto, físicamente, el valor estimado de potencia neta en el motor, se obtiene descontando cada una de las pérdidas analizadas a la potencia teórica. Para obtener la potencia neta, se calcula el trabajo neto adimensional producido por el ciclo (ζ_{Neto}), [Ec. 5.38](#).

$$\zeta_{\text{Neto}} = \zeta_{\text{Schmidt}} \eta_{\Delta p} - \zeta_{\text{Pérdidas}} \tag{Ec. 5.38}$$

Donde ζ_{Schmidt} , es el trabajo adimensional obtenido a través de la teoría de Schmidt, [Ec. 4.58](#); $\zeta_{\text{Pérdidas}}$, el sumatorio de los trabajos adimensionales perdidos a causa de las irreversibilidades de los procesos reales, y $\eta_{\Delta p}$ el rendimiento que cuantifica las pérdidas por caída de presión ([Bejan, 1997](#)), cuyo valor se obtiene mediante la [Ec. 5.39](#):

$$\eta_{\Delta p} = 1 - \frac{3\mu \frac{\Sigma \Delta p}{p_{\text{ref}}}}{\eta_{\text{Schmidt}} \eta_r N_T \text{Ln}(\epsilon_v)} \quad \text{Ec. 5.39}$$

Donde el parámetro ϵ_v , es la relación de compresión volumétrica del motor (Ec. 5.20) y N_T , es la razón entre la temperatura de expansión y de compresión.

Por otra parte, la pérdida de trabajo útil a lo largo de un ciclo ($\zeta_{\text{Pérdidas}}$), se obtiene mediante el sumatorio de las distintas pérdidas estudiadas:

1. Pérdidas de trabajo por transferencia de calor en el intercambiador de compresión y regenerador ($\zeta_{\text{TC}}^{\text{xc}}, \zeta_{\text{TC}}^{\text{r}}$).
2. Pérdidas de trabajo por fricción del gas en el intercambiador de compresión ($\zeta_{\text{FR}}^{\text{xc}}$).
3. Pérdidas de trabajo por efecto shuttle (ζ_{SH}).

Finalmente, puesto que las pérdidas se han obtenido como trabajo adimensional por ciclo, producido por el motor, la potencia real producida a la salida del motor se puede evaluar mediante la siguiente ecuación:

$$N'_{\text{MS}} = \zeta_{\text{Neto}} p_{\text{ref}} V_{\text{sw}} \omega \quad \text{Ec. 5.40}$$

Donde N'_{MS} es la potencia del motor Stirling, en [W], una vez restadas las pérdidas analizadas; p_{ref} , la presión de referencia ($6,9 \cdot 10^6$ Pa); V_{sw} , el volumen barrido por el motor ($118,63 \cdot 10^{-6}$ m³); y ω , la frecuencia de giro (60 rps).

La Fig. 5.25 representa los valores totales de pérdidas por transferencia de calor (TC) y caída de presión (FR) expresados en [W], función de la irradiancia solar directa (DNI) en [W/m²]. Los valores de referencia analizados son: (1) 400 W/m² con temperatura del gas en la cámara de expansión de 535 K; (2) 500 W/m² con temperatura del gas en la cámara de expansión de 910 K; (3) condiciones nominales de operación, a partir de 625 W/m² con temperatura del gas en la cámara de expansión de 1019 K. En este punto de funcionamiento, los sistemas de control (circuito de refrigeración principalmente) deben mantener la temperatura de operación nominal constante, aunque el valor de DNI aumente. En términos absolutos, las condiciones de funcionamiento nominales (3) proporcionan el menor porcentaje de pérdidas, un 23,4%, frente a un 46,77% para las condiciones (1), y 25,22% en (2).

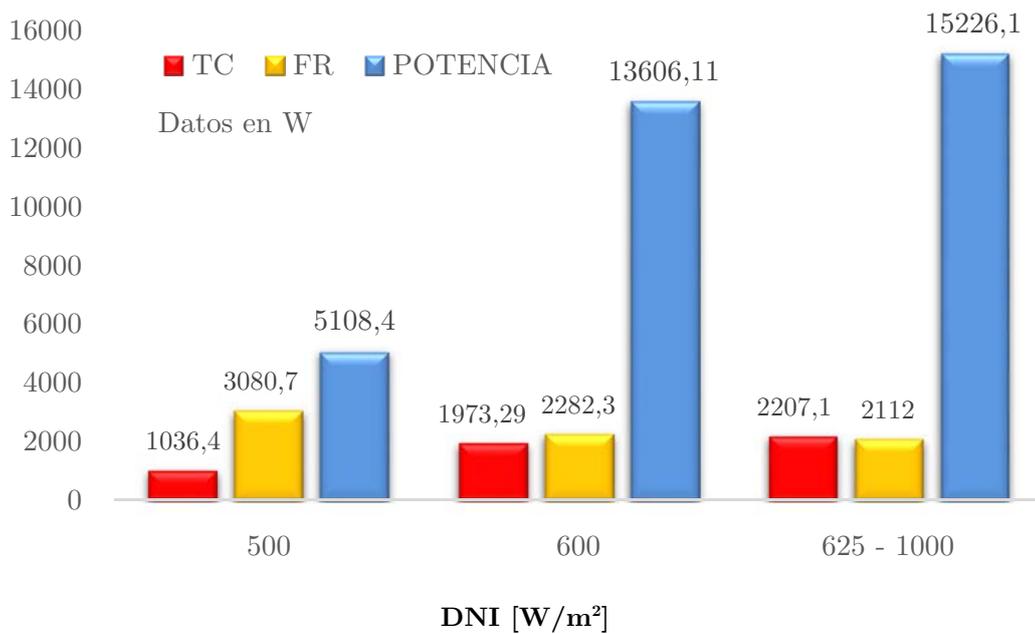


Figura 5.25 Pérdidas por transferencia de calor (TC) y fricción (FR) Vs Irradiancia solar directa (DNI).

Respecto a las pérdidas por FR, Fig. 5.25, se observa su disminución a medida que la temperatura del gas va aumentando. Ello se debe a la disminución de los parámetros termofísicos del gas (viscosidad y densidad) con el incremento de la temperatura debido al aumento del nivel de DNI. La caída de presión se ve incrementada cuando el gas posee mayores valores de densidad y viscosidad. La caída de presión es proporcional a la presión dinámica ($\Delta p \propto \frac{1}{2} v^2 \rho$), afectada por el correspondiente coeficiente en función de la zona a tratar (c_f , K_{EB} , K_{CB} , etc.). La variación de las pérdidas por FR con la temperatura sigue una tendencia lineal, para un aumento aproximado del doble en temperatura, las pérdidas se reducen a la mitad.

En las pérdidas por TC la dependencia es inversa, Fig. 5.25, ya que aumentan con el incremento de la temperatura. Con el incremento de DNI, la temperatura del gas en la cámara de expansión va aumentando, haciendo que la diferencia térmica entre los focos sea mayor. Ello supone una aceleración del flujo de calor entre las cámaras de expansión y compresión, aumentando el rendimiento del motor (según Carnot). Sin embargo, supone un aumento de pérdidas en el proceso de transferencia de calor en los intercambiadores. El incremento de temperatura conlleva un aumento en las capacidades caloríficas del gas, lo que supone que el número de Stanton disminuya, con el consecuente aumento de las pérdidas, según se ha analizado en la Ec. 5.9.

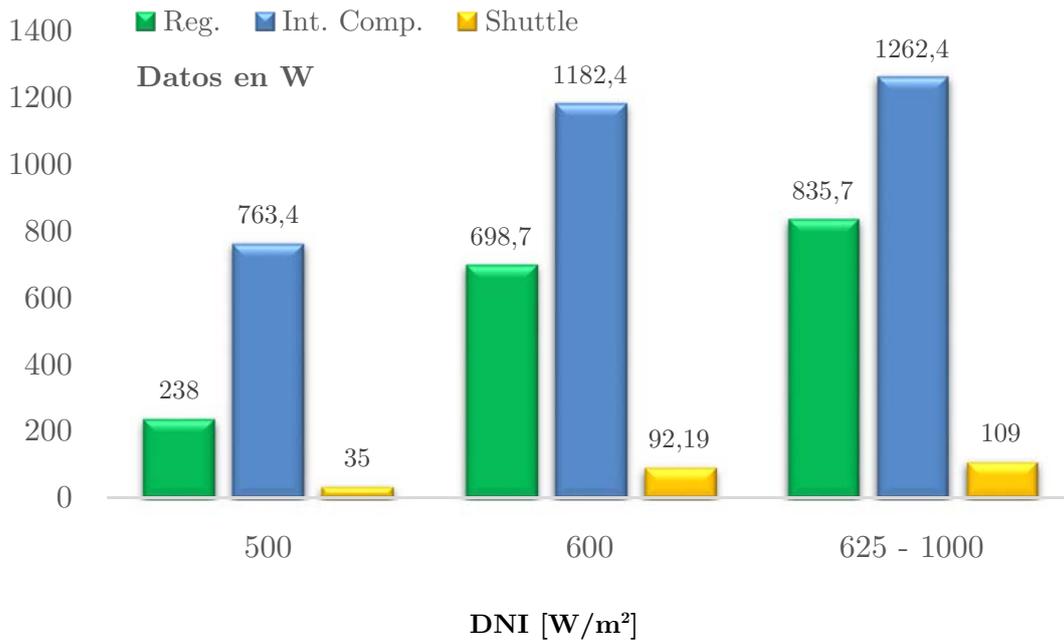


Figura 5.26: Pérdidas por transferencia de calor (TC) Vs Irradiancia solar directa (DNI).

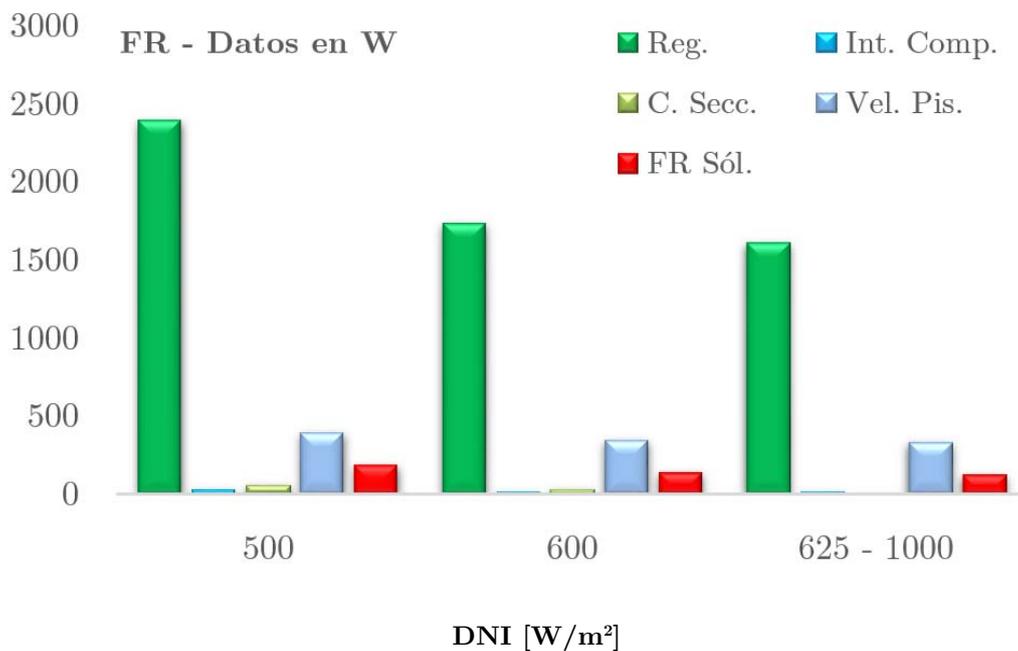


Figura 5.27: Pérdidas por fricción (FR) Vs Irradiancia solar directa (DNI).

En el análisis de resultados particularizado en TC, Fig. 5.26, se comprueba que el intercambiador de compresión es el componente que mayores pérdidas genera para todo el intervalo de DNI. Suponen el 27,14% sobre el total de pérdidas en condiciones de operación nominal, mientras que el regenerador y el efecto shuttle descienden al 17,96% y 2,35%, respectivamente.

En el estudio particularizado de pérdidas por FR, Fig. 5.27, el regenerador es el elemento que mayor irreversibilidad provoca en el motor. En este estudio, las pérdidas por FR en el regenerador alcanzan un 34,72% sobre el total, en condiciones nominales de operación, llegando a un 53% cuando la temperatura de expansión desciende a los 535 K (500 W/m^2). El resto de pérdidas por FR descienden considerablemente, siendo las causadas por la velocidad lineal del pistón desplazador de un 7,24% y la fricción por elementos sólidos de 2,85%. La fricción causada por cambios bruscos de sección y paso del gas a través del intercambiador de compresión es despreciable, al suponer unidas menos de un 1% sobre el total de pérdidas en condiciones nominales de operación.

Finalmente, se contrasta el modelo presentado en este trabajo con otros modelos implementados, cuyos datos experimentales se encuentran publicados en Mancini et al. (2003) y Baharoon et al. (2015). La Fig. 5.28 representa los valores de eficiencia conjunta motor-recibidor para los sistemas SAIC, SBP, SES y WGA, junto con el modelo objeto de estudio. Se comprueba que el motor Stirling solar diseñado en este trabajo presenta, al menos teóricamente, mejor aprovechamiento energético del flujo de calor que incide sobre el receptor, debido a que tiene un rendimiento del conjunto motor-recibidor superior al resto de sistemas contrastados.

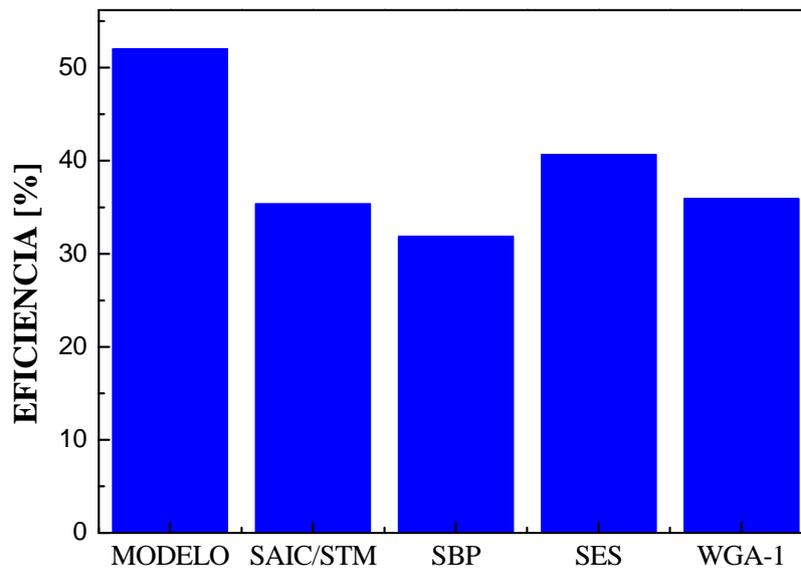


Figura 5.28: Rendimiento del conjunto receptor-motor Stirling para sistemas implementados.

5.5. CONCLUSIONES

En el presente capítulo, se han caracterizado las pérdidas más relevantes en el modelo del motor Stirling diseñado, siguiendo la metodología propuesta por [Organ \(1997; 2013\)](#) y [Petrescu et al., \(1999\)](#). Para el cálculo se ha considerado la hipótesis del modelo isoterma, asumiendo que las cámaras de expansión y compresión (incluido el intercambiador de compresión) se mantienen a temperatura constante para unas condiciones de funcionamiento determinadas.

Se desarrolla una metodología particularizada para cada tipología de pérdida a estudiar, se distingue entre: irreversibilidades en los procesos de transferencia de calor e irreversibilidades que generan caídas de presión. Posteriormente, se muestran los resultados a distintos niveles de irradiancia solar directa a la que está sometido el motor Stirling, los cuales conllevan distintos parámetros de funcionamiento.

Los resultados demuestran que las pérdidas por caída de presión en el regenerador son las más elevadas, alcanzando el 34,72%, seguidas de las pérdidas por transferencia de calor en el intercambiador de compresión, 27,14%, ambas en condiciones nominales de operación. Igualmente, queda demostrado que la caída de presión en el intercambiador de expansión y la generada por los cambios bruscos de sección, pueden ser despreciadas al suponer menos de un 1%.

El rendimiento neto motor-recibidor del modelo diseñado se ha comparado con sistemas Dish Stirling implementados, mostrando un comportamiento más eficiente. A pesar de que el resultado de este estudio es prometedor, actualmente, no existen datos experimentales sobre la tipología de recibidor analizada.

5.6. BIBLIOGRAFÍA

- Abdullah, S., Yousif, B.F., Sopian, K. (2005). Design consideration of low temperature differential double-acting Stirling engine for solar application. *Renew Energy*, 20 (30), 1923–1941.
- Babaelahi, M., & Sayyaadi, H. (2014). Simple-II: A new numerical thermal model for predicting thermal performance of Stirling engines. *Energy*, 69, 873-890.
- Bejan, A. (1996). Advanced engineering thermodynamics, 1997. *Interscience, New York*.
- Costa, S. C., Tutar, M., Barreno, I., Esnaola, J. A., Barrutia, H., García, D., & Prieto, J. I. (2014). Experimental and numerical flow investigation of Stirling engine regenerator. *Energy*, 72, 800-812.
- Costea, M., Petrescu, S., & Harman, C. (1999). The effect of irreversibilities on solar Stirling engine cycle performance. *Energy conversion and management*, 40 (15), 1723-1731.
- El-Din, M. S. (1999). Thermodynamic optimisation of irreversible solar heat engines. *Renewable Energy*, 17(2), 183-190.
- Finkelstein, T. (2001). Air engines: the history, science, and reality of the perfect engine/Theodor Finkelstein, Allan J. *Organ*.
- Graham, T. R., Charles, H. (1983). *Stirling Engines*, E. & F.N. Spon, London; New York.
- Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals* (Vol. 930). New York: McGraw-hill.
- Kays, W. M., & London, A. L. (1984). Compact heat exchangers.
- Organ, A.J. (1997). *The regenerator and the Stirling engine*. Wiley.
- Organ, A.J. (2013). *Stirling Cycle Engines: Inner Workings and Design*. John Wiley & Sons.
- Petrescu, S., Harman, C (1994). The connection between the first and second law of thermodynamics for processes with finite speed. A direct method for approaching and optimization of irreversible processes. *J Heat Transfer Society of Japan*, 33(128), 60-67.
- Petrescu, S., Costea, M., Harman, C., & Florea, T. (2002). Application of the direct method to irreversible Stirling cycles with finite speed. *International Journal of Energy Research*, 26(7), 589-609.
- Popescu, G., Radcenco, V., Costea, M., & Feidt, M. (1996). Optimisation thermodynamique en temps fini du moteur de Stirling endo-et exo-irréversible. *Revue générale de thermique*, 35(418), 656-661.

- Thombare, D. G., & Verma, S. K. (2008). Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(1), 1-38.
- Timoumi, Y., Tlili, I., & Nasrallah, S. B. (2008a). Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines. *Energy*, 33(7), 1100-1114.
- Timoumi, Y., Tlili, I., & Nasrallah, S. B. (2008b). Performance optimization of Stirling engines. *Renewable Energy*, 33(9), 2134-2144.
- Tlili, I., Timoumi, Y., & Ben Nasrallah, S. (2006). Numerical simulation and losses analysis in a Stirling engine. *Int J Heat Tech*, 24(1), 97-105.
- Tlili, I., Timoumi, Y., & Nasrallah, S. B. (2008). Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application. *Renewable Energy*, 33(8), 1911-1921.
- Tlili, I. (2012). Thermodynamic Study on Optimal Solar Stirling Engine Cycle Taking Into Account the Irreversibilities Effects. *Energy Procedia*, 14, 584-591.
- Urieli, I., & Berchowitz, D. M. (1984). *Stirling cycle engine analysis*. Taylor & Francis.
- Walker, G. (1983). Design guidelines for large stirling cryocoolers, cryogenics. *Guildford, UK: Butterworths Scientific Publishers*.
- Wang, J.T., & Chen, J. (2002). Influence of several irreversible losses on the performance of a ferroelectric Stirling refrigeration-cycle. *Applied energy*, 72(2), 495-511.
- West, D.C. (1986). *Principles and applications of Stirling engines*. Van Nostrand Reinhold Company. New York.
- White, F.M. (2008). *Mecánica de Fluidos*. Ed Mcgraw-Hill. Sexta Edn. Madrid.

CAPÍTULO 6:

M EJORA EN EL PROCESO DE REFRIGERACIÓN MEDIANTE NANOFLUIDOS

En este capítulo se evalúan las posibles mejoras en el intercambio de calor durante en el intercambiador de compresión. Para ello se estudia la viabilidad de emplear fluidos transportadores de calor frente al uso de refrigerantes convencionales (agua o aire). Estos fluidos portadores consisten en suspensiones coloidales de óxidos cerámicos nanoparticulados, óxido de aluminio en este caso. Su interés radica en el hecho de que poseen conductividades superiores a los fluidos refrigerantes comúnmente usados, agua o aire, pero su utilización requiere del estudio de sus propiedades termofísicas y los factores que intervienen en ellas: forma, tamaño, fluido base, pH, etc. Otro comportamiento relevante se relaciona con las propiedades de flujo, tales como la viscosidad, y la dependencia de ésta con la temperatura, al tratarse de fluidos no Newtonianos. El capítulo finaliza con un estudio de transferencia de calor en el intercambiador de compresión.

Índice Capítulo 6

6.1. INTRODUCCIÓN	245
6.2. ASPECTOS TEÓRICOS	247
6.2.1. Interacción Coloidal	247
6.2.1.1. Movilidad Electroforética: Potencial Zeta	248
6.2.2. Reología de Suspensiones	249
6.2.2.1. Tipos de Comportamiento de Flujo	249
6.2.3. Mecanismo de Transferencia de Calor en Nanofluidos	252
6.3. MATERIALES Y MÉTODOS	257
6.3.1. Materiales: Óxido de Aluminio	257
6.3.2. Medidas de Movilidad Electroforética	257
6.3.3. Medidas del Tamaño de Partícula por Dispersión de Luz	257
6.3.3. Medidas de Viscosidad	258
6.4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	260
6.4.1. Conductividad Térmica de Nanofluidos	260
6.4.1.1 Efecto del Tipo de Material	260
6.4.1.2 Efecto del Tamaño de Partícula	261
6.4.1.3 Efecto de la Forma de las Partículas	264
6.4.1.4 Efecto de la Fase Líquida	265
6.4.1.5 Efecto del pH	266
6.4.1.6 Efecto de la Temperatura	267
6.4.1.7 Efecto de Aditivos y Formación de Agregados	268
6.3.2. Propiedades de Flujo de Nanofluidos	269
6.3.3. Transferencia de Calor en el Intercambiador de Compresión	275
6.4. CONCLUSIONES	280
6.5. BIBLIOGRAFÍA	281

6.1. INTRODUCCIÓN

Muchos procesos industriales implican transferencia de calor, ya sea en forma de energía de entrada en sistemas complejos, o como energía de salida producida por los propios sistemas, la cual necesita ser eliminada por medio de dispositivos de refrigeración. En particular, el problema de la eliminación de calor y/o control de la temperatura se ha vuelto crucial en algunas aplicaciones críticas que involucran flujos de alta temperatura: plantas de fisión nuclear, sistemas de materiales de fusión, sistemas de electrónica de potencia, sistemas electromecánicos, sistemas para transporte, instalaciones de refrigeración, etc. En general, la transferencia de calor tiene lugar mediante un flujo turbulento o laminar de un fluido transferente de calor adecuado, típicamente aire, agua, aceite mineral, etilenglicol, pero también otros portadores de calor tales como fluidos de base orgánica. En estos procesos tanto la temperatura como la presión cubren una amplia gama de valores. Tales aplicaciones, sin duda, mejorarán si la resistencia térmica de transferencia de calor en los fluidos de refrigeración utilizados pudiera disminuir, lo que resulta en el desarrollo de unos sistemas de disipación más eficientes respecto a los utilizados habitualmente (Lomascolo et al., 2015).

En la actualidad se están llevando a cabo muchos estudios sobre fluidos portadores de calor, con el objetivo de mejorar sus coeficientes de transferencia de calor (Saidur et al., 2011; Humenic et al., 2012). La razón más importante es la relativamente baja conductividad térmica de los fluidos comúnmente utilizados. El agua es el de mayor conductividad térmica, 0,6 W/mK a temperatura ambiente, y es varios órdenes de magnitud inferior al valor de la conductividad de metales, óxidos metálicos, etc., como puede apreciarse en la Fig. 6.1.

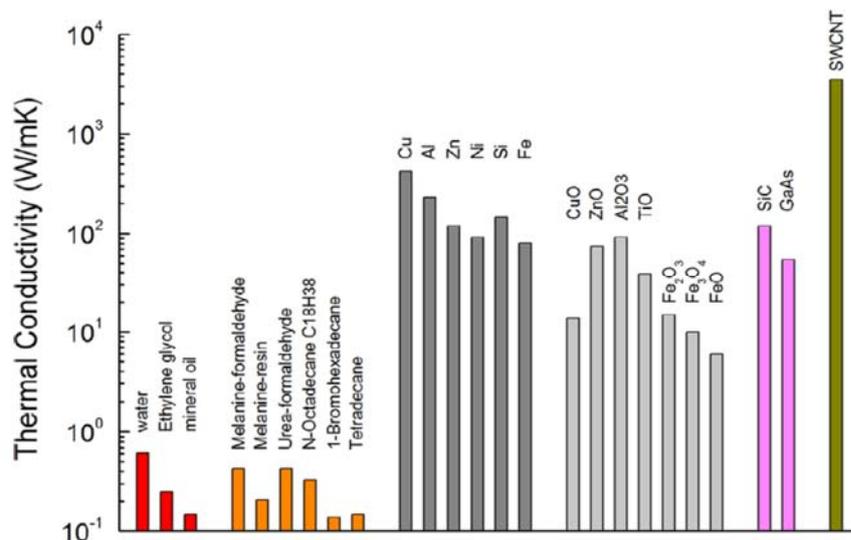


Figura 6.1: Conductividad térmica de materiales comúnmente usados en los procesos de transferencia de calor.

Fuente: (Lomascolo et al., 2015)

En las últimas décadas, los rápidos avances en la nanotecnología están dando paso a una nueva generación de fluidos refrigerantes llamados "nanofluidos". Dichas sustancias están formadas por partículas de tamaño nanométrico suspendidas en una base fluida. Algunos ejemplos típicos son: partículas de cobre en etilen-glicol, óxido de cobre en agua, etc. Los nanofluidos se desarrollaron hace dos décadas, con el objetivo específico de aumentar la conductividad térmica de fluidos en procesos de transferencia de calor (Choi et al., 1995). Actualmente evolucionan hacia un futuro prometedor. Las propiedades térmicas de los nanofluidos para aplicaciones de transferencia de calor representan una vertiente más de las aplicaciones de los coloides convencionales, si bien, el reducido tamaño de las nanopartículas, comparado con las suspensiones sólido-líquido convencionales, ofrecen una serie de ventajas para la transferencia de calor:

- Alta superficie específica, lo que conlleva más superficie de transferencia de calor.
- Alta estabilidad de la dispersión, debido al movimiento browniano predominante en las partículas.
- Reducción de la potencia de bombeo en comparación con el líquido puro para alcanzar una transferencia de calor equivalente.
- Reducción de la obstrucción de partículas respecto a las suspensiones convencionales, promoviendo así la miniaturización del sistema.
- Propiedades ajustables, incluyendo la conductividad térmica y la superficie de humectabilidad, mediante la variación de la concentración de partículas para que se adapte a diferentes aplicaciones.

Parece razonable diseñar un fluido compuesto obtenido añadiendo la cantidad adecuada de partículas sólidas al fluido transferente de calor convencional, con el objetivo de aumentar la conductividad térmica del sistema compuesto. Los primeros intentos se llevaron a cabo con partículas micrométricas y milimétricas suspendidas en un fluido base, pero no tuvieron éxito debido a la baja estabilidad de las suspensiones, y a problemas relacionados con la viscosidad y el flujo en tuberías. Por tanto, el control de propiedades superficiales tales como forma y tamaño de la partícula, estado de la superficie, movimiento del fluido (laminar o turbulento), etc., influyen en la capacidad de transferencia de calor de estos materiales (Paul et al., 2010). En este capítulo se van a describir y discutir los aspectos fisicoquímicos, así como las propiedades de flujo de los nanofluidos como agentes portadores de calor, exponiendo los resultados experimentales obtenidos en el intercambiador de compresión con suspensiones acuosas de óxido de aluminio (Al_2O_3). Primeramente, se realizan medidas de viscosidad, a distintas concentraciones y temperaturas, y con valores estimados mediante correlaciones semiempíricas de capacidades caloríficas y conductividades, se evalúan los números de Nusselt y coeficientes de transferencia de calor por convección para distintas concentraciones de partícula.

6.2. ASPECTOS TEÓRICOS

El control de las propiedades fisicoquímicas y el comportamiento de flujo de los denominados nanofluidos se rigen por las interacciones en la interfase sólido-líquido. A continuación se introducen los aspectos más relevantes de estas disciplinas para explicar algunos fenómenos desarrollados en este estudio.

6.2.1. Interacción Coloidal

Se denomina dispersión coloidal (o sistema coloidal) a los sistemas dispersos en los que el tamaño de la partícula (o alguna de sus dimensiones) está comprendida entre 1 nm y 1000 nm. La mayor parte de las propiedades de estos sistemas dependen de la naturaleza de la interfase entre la superficie de las partículas coloidales (fase dispersa) y el medio circundante (fase dispersante). Si el sistema consiste en partículas sólidas dispersas en un medio líquido, se denomina suspensión coloidal.

Cuando dos fases se ponen en contacto, se desarrolla, en general, una diferencia de potencial eléctrico entre ellas. Si hay iones o un exceso de electrones en una o ambas fases, aparecerá una tendencia de las cargas eléctricas a distribuirse no uniformemente en la interfase. La disposición de cargas en la superficie de la partícula coloidal y en el líquido adyacente se denomina doble capa eléctrica (DCE). La Fig. 6.2 representa esquemáticamente la distribución de iones alrededor de la partícula sólida como consecuencia de la carga que ésta adquiere en contacto con la fase líquida. Los iones disueltos en el medio fluido cuya carga tiene el mismo signo que la de la partícula coloidal se denominan coiones, mientras que los que poseen signo opuesto constituyen los contraiones. A esta organización de iones le corresponde una distribución de carga y de potencial, como muestra la Fig. 6.2 (Hunter, 2013).

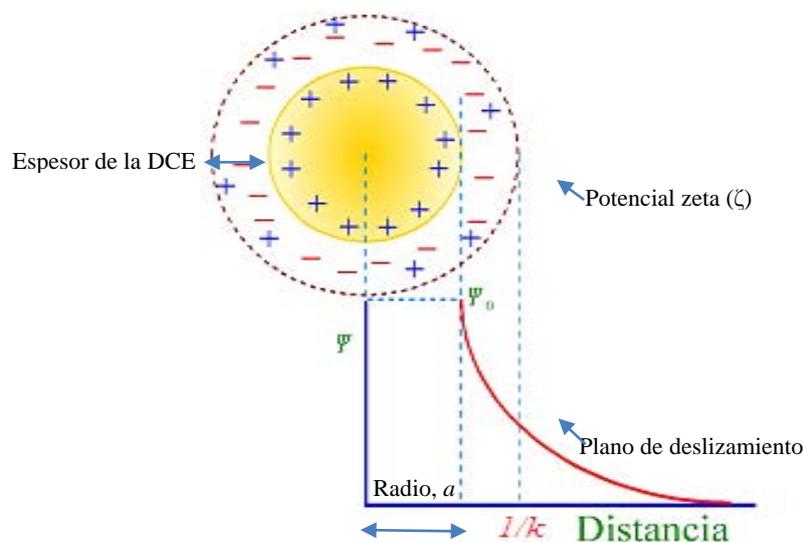


Figura 6.2: Distribución de iones alrededor de la interfase sólido/líquido: formación de la DCE. Ψ_0 es el potencial en la superficie de la partícula; ζ es el potencial en la superficie de deslizamiento. $1/\kappa$ es el espesor de la DCE.

Esta DCE es la responsable de la aparición de un conjunto de fenómenos denominados fenómenos electrocinéticos. Los fenómenos electrocinéticos clásicos son: *electroforesis*, *electroósmosis*, *potencial de flujo* y *potencial de sedimentación* (Oshima et al., 1998).

Estos fenómenos aparecen cuando, por efecto de algún campo externo, se produce un movimiento relativo entre las fases en contacto. La presencia de una DCE alrededor de las partículas coloidales también influye decisivamente en las propiedades reológicas, eléctricas y de estabilidad de los sistemas coloidales.

El análisis de los fenómenos relacionados con la presencia de una DCE se puede efectuar en función de la carga de las partículas o del potencial electrostático creado en la interfase. En este último caso nos referiremos al potencial medio en la superficie de deslizamiento, o potencial zeta. La superficie de deslizamiento es una superficie imaginaria, cercana a la superficie de la partícula coloidal, dentro de la cual el fluido permanece estacionario y que, por tanto, delimita la unidad cinética del sistema. El potencial zeta se puede calcular a partir de medidas de los fenómenos electrocinéticos anteriormente mencionados. En principio, si los modelos desarrollados son correctos, los potenciales zeta derivados de fenómenos distintos para un mismo sistema deben coincidir, según establece la teoría clásica (o estándar) de los fenómenos electrocinéticos.

6.2.1.1. Movilidad Electroforética: Potencial Zeta

Cuando se aplica un campo eléctrico externo a un sistema coloidal, consistente en una suspensión de partículas sólidas en un medio dispersante líquido, las partículas cargadas se ven forzadas a moverse respecto de la fase líquida. Este es el fenómeno electrocinético conocido como *electroforesis*. Las partículas alcanzan en su movimiento un régimen estacionario caracterizado por una determinada velocidad constante. A la razón entre esta velocidad y el campo externo aplicado se le llama *movilidad electroforética*. La electroforesis es la técnica electrocinética más ampliamente utilizada para la estimación del potencial de las dispersiones coloidales diluidas, dada su versatilidad y fácil manejo en el laboratorio, así como por ser, desde el punto de vista teórico, el fenómeno electrocinético con un desarrollo teórico más elaborado (Hunter, 1998).

Smoluchowski (1916), suponiendo que el campo era uniforme y paralelo en todos los puntos a la superficie de la partícula, propuso la siguiente expresión para la movilidad electroforética:

$$\mu_e = \frac{\epsilon_0 \epsilon_r \zeta}{\mu} \quad \text{Ec. 6.1}$$

Donde μ_e es la movilidad electroforética de la partícula, ζ el potencial en el plano de deslizamiento, o potencial zeta, ϵ_0 la permitividad del vacío, ϵ_r la constante dieléctrica y μ la viscosidad dinámica del medio líquido.

Posteriormente, Henry (1931) obtuvo que cuando el campo externo era superpuesto al campo local que rodeaba la partícula coloidal, la movilidad electroforética venía dada por la expresión:

$$\mu_e = \frac{2\varepsilon_0\varepsilon_r\zeta}{3\mu} f_1(\kappa a) \quad \text{Ec. 6.2}$$

Donde $f_1(\kappa a)$ es una complicada función que envuelve integrales exponenciales. Esta expresión incluye los resultados de Smoluchowski. Por otra parte, la ecuación es válida si se cumple la condición de potenciales bajos (típicamente $\zeta < 25$ mV a 25°C).

6.2.2. Reología de Suspensiones

La disipación de energía mecánica, que es consecuencia de la deformación permanente del fluido (debido a las fuerzas de cohesión moleculares), está relacionada con la viscosidad del mismo, viéndose sustancialmente modificada por la presencia de partículas en el medio. Dependiendo de las condiciones de composición de las suspensiones (fracción en volumen de sólido, tamaño y forma de partículas, propiedades físico-químicas del medio, etc.), la deformación experimentada como consecuencia del esfuerzo aplicado al sistema, pone de manifiesto un cambio en el valor de la viscosidad que puede llegar a ser de varios órdenes de magnitud respecto al valor que dicha propiedad toma para la fase líquida pura. Por otra parte, una fase líquida newtoniana puede convertirse en una suspensión no-newtoniana por la mera presencia de partículas de sólido en el medio. El proceso físico de deformación de una suspensión es la consecuencia de la transmisión, mediante las fuerzas de contacto entre la fase líquida y las partículas, de la deformación aplicada al fluido, de tal forma que las partículas se verán obligadas a desplazarse y reorientarse con el fin de atenuar la disipación de energía. En este estudio se considera que las suspensiones están gobernadas por la ecuación constitutiva del fluido viscoso general incompresible (Macosko, 1994):

$$\tilde{\mathbf{T}} = -p\tilde{\mathbf{I}} + \mu(2\tilde{\mathbf{D}}) \quad \text{Ec. 6.3}$$

En la Ec. 6.3, $\tilde{\mathbf{T}}$ representa el tensor de esfuerzos total, p la presión hidrostática, $\tilde{\mathbf{I}}$ el tensor identidad, μ la viscosidad de la suspensión y $2\tilde{\mathbf{D}}$ el tensor velocidad de deformación. Este modelo incluye los fluidos cuya viscosidad es independiente de la velocidad de deformación por cizalla (fluidos newtonianos) y los fluidos que son no-newtonianos, por depender su viscosidad de la velocidad de deformación por cizalla.

6.2.2.1. Tipos de Comportamiento de Flujo

Un fluido newtoniano es aquél en el que el esfuerzo de cizalla aplicado es directamente proporcional al gradiente de velocidad obtenido. La expresión matemática de la Ec. 6.3 para un fluido newtoniano adopta la siguiente forma:

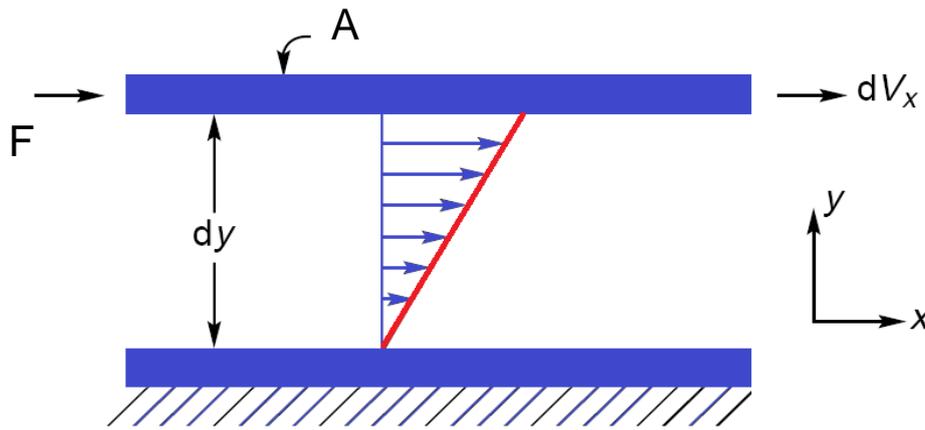


Figura 6.3: Gradiente de velocidad unidimensional en un fluido newtoniano.

$$\frac{F}{A} = \tau = \mu \left(-\frac{dv_x}{dy} \right) = \mu \dot{\gamma} \quad \text{Ec. 6.4}$$

Donde τ es el esfuerzo de cizalla [Pa], $\dot{\gamma}$ el gradiente de velocidad o velocidad de cizalla [1/s] y μ la viscosidad del líquido [Pa.s].

La Ec. 6.4 se denomina *Ley de Newton*, y por tanto, todos los materiales que cumplen esta ecuación se denominan fluidos newtonianos. En este caso, si se representa el esfuerzo frente a la velocidad de deformación de cizalla aplicada en estado estacionario, lo que se denomina *curva de flujo*, se obtiene una línea recta que pasa por el origen de coordenadas y cuya pendiente es la viscosidad del fluido, μ , Fig. 6.4.

Los fluidos que no cumplen esta relación de proporcionalidad presentan una curva de flujo que, o bien, es no lineal, o bien, no pasa por el origen, es decir, su viscosidad aparente (el cociente entre el esfuerzo y la velocidad de cizalla aplicadas no es constante para una temperatura y presión dadas y depende de las condiciones de flujo (geometría de flujo, velocidad de cizalla, etc.), se dice que tienen un comportamiento no-newtoniano. En ese caso, las respuestas son muy variadas, pero se pueden clasificar en tres grandes grupos (Barnes, 1989): comportamientos independientes del tiempo, comportamientos dependientes del tiempo y comportamientos viscoelásticos.

Los comportamientos independientes del tiempo se pueden subdividir en tres tipos, cuyas curvas de flujo, de manera cualitativa y a escala lineal, se han representado en la Fig. 6.4:

- *Comportamiento Reo-fluidizante o de “Shear-thinning”*: la viscosidad decrece al aumentar la velocidad de cizalla. Este comportamiento es el que, generalmente, exhiben las suspensiones de materiales cerámicos.
- *Comportamiento Reo-espesante o de “Shear-Thickening”*: la viscosidad aumenta con la velocidad de cizalla.

- *Comportamiento Viscoplástico*: el sistema requiere esfuerzo mínimo para empezar a fluir. A este valor de esfuerzo crítico se le denomina *límite de fluencia* o “*yield stress*”. Por debajo de este valor, el material se comporta como un sólido elástico; superado este valor empieza a fluir, siguiendo una relación lineal, comportamiento plástico de Bingham, o no lineal, comportamiento de Bingham modificado.

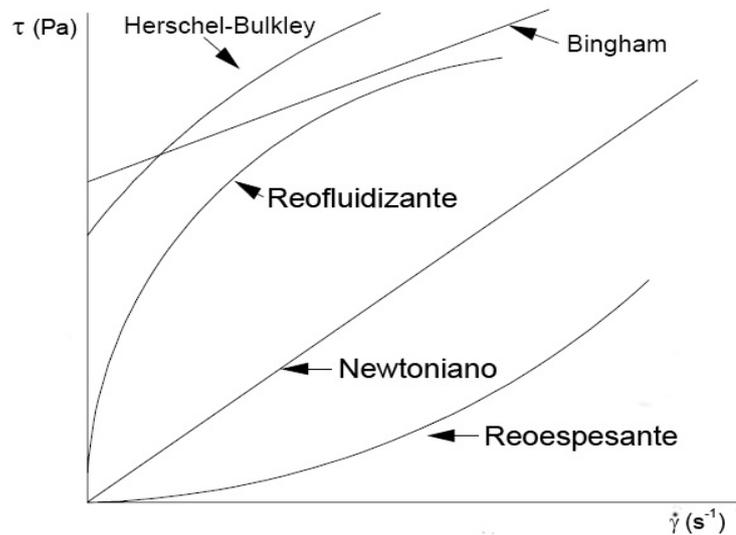


Figura 6.4: Tipos de curvas de flujo: comportamientos newtonianos y no newtonianos.

Las suspensiones coloidales requieren de una repulsión neta entre partículas para no formar agregados. La interacción repulsiva más común entre partículas coloidales es la fuerza repulsiva entre dobles capas eléctricas que, en definitiva, es el resultado de la carga superficial de las partículas. Las suspensiones coloidales de óxidos metálicos pueden desarrollar fenómenos reológicos muy diversos (shear-thinning, shear-thickening y tixotropía). La naturaleza y magnitud de las fuerzas que actúan sobre este tipo de sistemas son las responsables de estas respuestas reológicas tan complejas. En las suspensiones coloidales coexisten tres tipos de fuerzas en varios grados:

- *Fuerzas hidrodinámicas*, que aparecen como consecuencia del movimiento relativo de las partículas y el fluido circundante.
- *Fuerzas brownianas*, siempre presentes debido a la agitación térmica.
- *Fuerzas coloidales*, que son de naturaleza potencial y elástica. A su vez, todas ellas se pueden clasificar en dos grupos: fuerzas atractivas y fuerzas repulsivas. Las fuerzas atractivas incluyen fuerzas de Van der Waals, fuerzas electrostáticas atractivas (cargas superficiales de signo opuesto), hidrofóbicas, y de puentes de hidrógeno. Las fuerzas repulsivas incluyen las fuerzas electrostáticas repulsivas (cargas superficiales de igual signo), estéricas, de hidratación, y estructurales.

La interacción neta entre las partículas queda determinada por la suma de las componentes individuales, las cuales están influenciadas por la naturaleza de las partículas sólidas, las propiedades del medio dispersante y cualquier aditivo químico que pueda estar presente.

Las fuerzas hidrodinámicas aparecen en todas las suspensiones. La perturbación hidrodinámica del flujo de líneas de velocidad, inducida por las partículas sólidas en un medio líquido, conducen a una disipación de la energía y, por tanto, a un incremento de la viscosidad. Si el fluido está formado por partículas no coloidales, las fuerzas hidrodinámicas dominarán totalmente. Dichas fuerzas están influenciadas por la concentración de partículas, distribución de tamaño, forma y viscosidad de la fase dispersante.

El movimiento browniano siempre está presente, y aparece debido a las fuerzas de agitación térmica que obligan a las partículas a realizar movimientos constantes de traslación y rotación. Este movimiento tiene una fuerte dependencia con el tamaño de partícula y empieza a ser notable para tamaños menores que una micra (Barnes et al., 1989; Macosko, 1994).

Como se ha señalado anteriormente, hay diferentes tipos de interacciones que pueden estar presentes en una suspensión coloidal. Combinando todas las contribuciones de las interacciones que realmente existen podemos obtener las interacciones totales entre las partículas, tal y como describe la teoría de DLVO (Verwey et al., 1955). Fundamentalmente las contribuciones atractiva de Van der Waals y repulsiva debida a la DCE. En procesos coloidales, estas fuerzas pueden manipularse fácilmente, lo que permite controlar la reología de la suspensión.

6.2.3. Mecanismo de Transferencia de Calor en Nanofluidos

La teoría macroscópica de transmisión del calor en materiales de dos o más componentes (Hamilton-Crosser, 1962) asume la difusividad como forma de transporte del calor. Sin embargo, los resultados experimentales, respecto a los parámetros que mejoran la conductividad térmica de los nanofluidos, concluyen que la teoría macroscópica de transferencia del calor falla cuando se aplica a dispersiones. Para justificar las razones del aumento anómalo de la conductividad térmica en nanofluidos, Keblinski et al. (2002) e Eastman et al. (2004) proponen cuatro posibles mecanismos:

- Movimiento browniano de las nanopartículas.
- Formación de una capa estructurada en la interfase líquido/partícula.
- Naturaleza del transporte del calor en nanopartículas.
- Efecto de agregación de partículas.

Para posteriores análisis, es conveniente introducir el coeficiente de mejora del incremento de conductividad térmica, κ , definido como (Ec. 6.5):

$$\kappa = \frac{k_{nf} - k_f}{k_{HC} - k_f} \quad \text{Ec. 6.5}$$

Donde κ es la relación entre el incremento de conductividad térmica respecto al incremento que predice la teoría de Hamilton-Crosser; k_{nf} , la conductividad del nanofluido, y k_f la del fluido base. Si $\kappa = 1$, indica acuerdo entre la teoría macroscópica y el valor medido.

a. Movimiento browniano

El efecto del movimiento browniano puede ser ignorado frente a la contribución de la difusión térmica. Resultados experimentales muestran que es demasiado lento para transportar cantidades significativas de calor a través del nanofluido, conclusión basada en resultados de dinámica molecular (DM) (Evans et al., 2006). Sin embargo, el movimiento browniano puede jugar un papel indirecto importante en la formación de agregados de partículas, los cuales pueden mejorar significativamente la conductividad térmica del nanofluido.

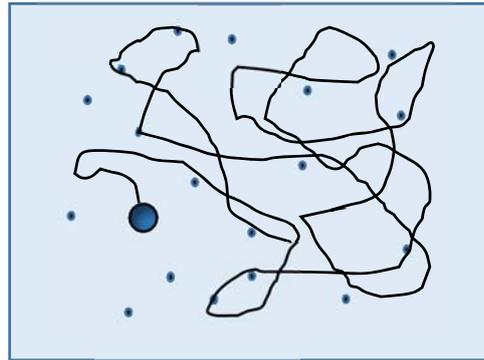


Figura 6.5: Trayectoria realizada por una partícula debido al movimiento browniano.

b. Formación de una capa estructurada en la interfase líquido-partícula

Un efecto que tiene lugar en la interfase sólido/líquido, que podría incrementar la conductividad térmica de la mezcla, es el debido a la formación de una capa de líquido alrededor de la partícula (Das et al., 2006), mediante la cual, la estructura de las moléculas o iones que forman dicha capa está más ordenada que en la fase líquida, Fig. 6.6. Dado que los sólidos cristalinos (estructuras moleculares ordenadas) presentan conductividades térmicas mayores, las capas estructuradas de líquido rodeando la partícula, podrían contribuir al incremento de la conductividad térmica del nanofluido. Así, para doblar el volumen efectivo de una partícula de $d = 10\text{nm}$, se requiere un valor de $h = 2,5\text{ nm}$. Sin embargo, experimentos de dinámica molecular (Henderson et al., 1984) han demostrado que el espesor de esta capa es del orden de la distancia interatómica (1 nm). Por tanto, aunque la formación de esta capa estructurada de líquido en la interfase puede contribuir a la mejora de la conductividad de la mezcla, no es la única responsable del incremento en la conductividad térmica del nanofluido.

La justificación sobre la conductividad térmica efectiva en materiales compuestos y mezclas se deriva de formulaciones fenomenológicas en medios continuos que incorporan la forma y fracción en volumen de la partícula como variables, y asumen la difusividad como la forma de transporte del calor en ambas fases: sólida y líquida. Los efectos debidos a las interacciones en la interfase sólido/líquido y la movilidad de la partícula se desprecian. Este enfoque proporciona una buena descripción en sistemas milimétricos y mayores tamaños de partícula, pero falla al describir el transporte térmico en fluidos.

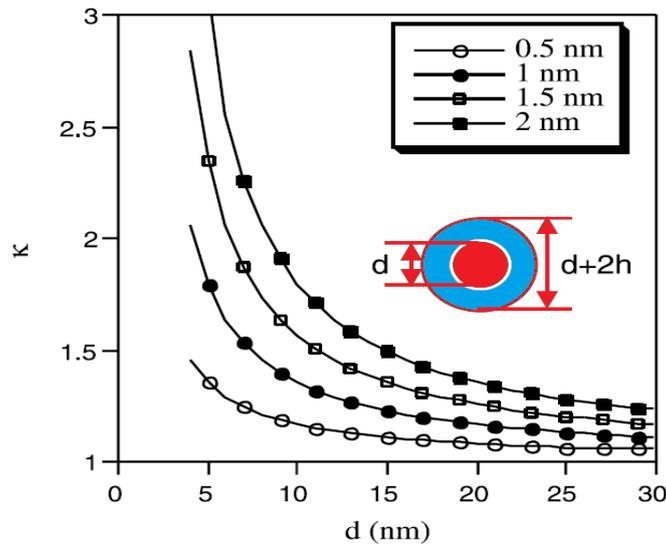


Figura 6.6: Mejora en el incremento de la conductividad térmica del nanofluido debido a la formación de una capa estructurada de líquido alrededor de la partícula.

Fuente: Koblinski et al., (2002).

c. Naturaleza del transporte del calor en nanopartículas

En sólidos cristalinos, como los utilizados en nanofluidos, el calor se transmite por fonones (propagación de vibraciones a través de la red cristalina). Dichos fonones se originan y propagan aleatoriamente, se dispersan entre sí o por defectos de la red, justificando la descripción macroscópica de transporte del calor. En metales, el calor es transportado por electrones, los cuales también experimentan movimientos de difusión a nivel microscópico. La teoría de Debye (Geiger et al., 1973), proporciona el recorrido libre medio de un fonón, Ec. 6.6:

$$l = \frac{10 a T_f}{\gamma T} \tag{Ec. 6.6}$$

Donde T_f es el punto de fusión del material; a , constante de la red (0,5 nm), y γ , constante cuyo valor es la unidad. Para una nanopartícula de Al_2O_3 , a temperatura ambiente: $T_f/T \approx 7$, lo que conduce a $l \approx 35$ nm. Consecuentemente, los fonones no se pueden difundir en partículas de $d \approx 10$ nm, pero se puede mover balísticamente (sometido únicamente a su propia inercia y a las fuerzas inherentes al medio en el que se desplaza), a través de la partícula, como

muestra la Fig. 6.7. Este análisis demuestra que la teoría de la difusividad para el transporte del calor en nanofluidos no es válida, por tanto, la teoría clásica de Hamilton-Crosser (1962) no se puede utilizar en estos sistemas, siendo necesario aplicar el transporte balístico de fonones (Jossi et al., 1993). Desde un punto de vista macroscópico, es difícil concebir cómo el transporte balístico de fonones puede ser más efectivo que el transporte de fonones por difusión rápida, especialmente para explicar el gran aumento de la conductividad térmica que aparece en dispersiones de Cobre.

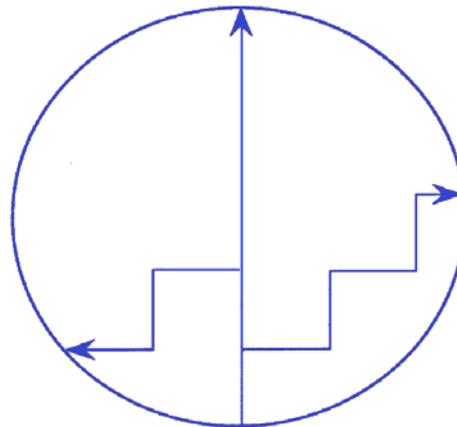


Figura 6.7: Diagrama esquemático del mecanismo de transporte de fonones: balístico y difusivo.

Fuente: Keblinski et al., (2002).

Sin embargo, si el transporte balístico se inicia en una partícula, propagándose en el líquido y alcanzando la partícula cercana, se podría esperar un incremento en la conductividad térmica. El recorrido libre medio del fonón es más corto en el líquido que en la partícula, pero este efecto es posible si la separación entre partículas es muy pequeña, probablemente es del orden del espesor de la capa líquida ($\approx 1 - 2$ nm). Además, debido al movimiento browniano, las partículas se encuentran en constante agitación y pueden aproximarse más entre ellas y facilitar el flujo de calor mediante el transporte de fonones.

d. Efecto de agregación de partículas

La Fig. 6.8 muestra el efecto de la formación de agregados sobre la conductividad térmica, en función de la fracción de empaquetamiento de agregados, ϕ . Los agregados producen un incremento en la conductividad térmica del nanofluido por la acción de provocar mayor volumen efectivo de agregados altamente conductores. El diagrama esquemático de la Fig. 6.8 muestra (de izquierda a derecha):

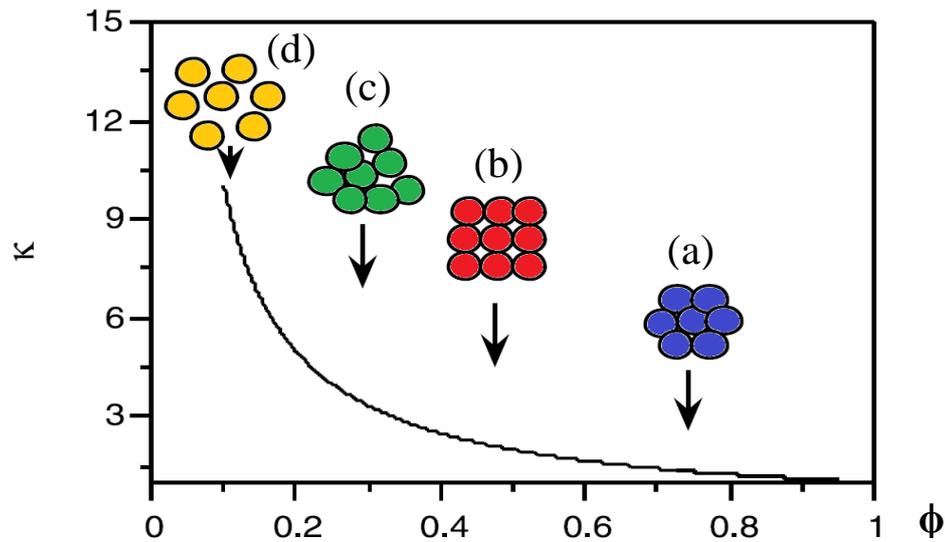


Figura 6.8: Coeficiente de mejora del incremento de la conductividad debido al incremento en el volumen efectivo de agregados altamente conductores.

Fuente: Koblinski et al., (2002).

- (a) agregados de partículas fuertemente unidos con estructura cúbica centrada en las caras.
- (b) reorganización cúbica simple.
- (c) agregados débilmente empaquetados con una estructura irregular de partículas en contacto físico.
- (d) agregados de partículas separados por capas de líquido suficientemente delgadas para permitir un rápido flujo de calor entre las partículas. En este último caso se observa un gran aumento incluso en agregados formados por partículas casi esféricas, casi el 25% del agregado lo constituye el líquido que rellena el espacio entre partículas, produciendo un aumento del volumen efectivo de casi el 30% respecto al sistema disperso. Para agregados más débilmente unidos, el volumen efectivo puede ser mayor.

De la Fig. 6.8 se deduce que el mayor aumento en el coeficiente de mejora del incremento de la conductividad térmica (κ) tiene lugar cuando las partículas no llegan a estar en contacto físico, pero se encuentran a una determinada distancia que permite una rápida circulación del calor entre ellas. Estos agregados líquido-sólido (grupo d, Fig. 6.8) poseen un gran volumen efectivo, el cual podría explicar ese inusual aumento de la conductividad térmica que es observado experimentalmente.

Por tanto, hasta el momento no existen mecanismos generales para justificar el extraño comportamiento de los nanofluidos, incluyendo el aumento en la conductividad térmica efectiva. Aunque se han considerado posibles justificaciones a este hecho experimental: el movimiento browniano de las partículas, la capa líquido-sólido rodeando la partícula, el transporte balístico de fonones y la magnitud de la carga superficial. No obstante, hay todavía

otras posibles explicaciones a escala macroscópica, como la convección natural impulsada por las partículas o convección inducida mediante electroforesis, termoforesis, etc. (Wang et al., 2007).

6.3. MATERIALES Y MÉTODOS

A continuación se describen los materiales y aparatos utilizados en este estudio, así como las medidas experimentales llevadas a cabo.

6.3.1 Materiales: Óxido de Aluminio

Todos los productos químicos utilizados en el trabajo experimental realizado en esta tesis fueron de grado analítico. El agua para la preparación de todas las disoluciones y suspensiones fue purificada mediante un sistema de ósmosis inversa (Millipore) seguida de percolación a través de carbón y resinas cambiadoras de iones. El óxido de aluminio fue suministrado por Sigma-Aldrich. De acuerdo con las indicaciones del fabricante tiene un tamaño de partícula de 50 nm y una pureza del 99%.

Las micrografías de transmisión electrónica (TEM) se realizaron en un microscopio JEOL JEM-100CX y FEI TECHNAI G20. Las micrografías de barrido electrónico (SEM) se llevaron a cabo en un aparato Phillips XL-30 operando a 20 kV. La partícula se dispersó en agua pura y se mantuvo en un baño de ultrasonido durante 20 minutos. Las muestras se colocaron en soportes de cobre Formvar añadiendo una gota de suspensión y evaporando el disolvente.

6.3.2. Medidas de Movilidad Electroforética

Las medidas de movilidad electroforética, a partir de las cuales se ha calculado el potencial electrocinético, se realizaron con un aparato de microelectroforesis Zetasizer 2000 (Malvern Inst.). Este dispositivo utiliza la técnica de espectroscopía de fotocorrelación para medir la movilidad. En las medidas con control de pH, el sistema se deja alcanzar el equilibrio durante tres minutos antes de realizar la medida. La cantidad de fase sólida presente en las muestras fue fijada en $4 \cdot 10^{-4}$ g de Al_2O_3 por ml de suspensión, tomando una densidad de 3,880 g/mL. Cada valor de movilidad electroforética es la media de seis medidas, tomadas en el nivel estacionario de una célula rectangular. Para evitar problemas de envejecimiento y contaminación al hacer las medidas, las muestras se preparan 24 horas antes en frascos de polipropileno.

6.3.3. Medidas del Tamaño de Partícula por Dispersión de Luz (DLS)

El radio hidrodinámico aparente de las partículas se obtuvo mediante el uso de la técnica de dispersión de luz dinámica (DLS) en un sistema Nano-S Zetasizer (Malvern Instruments, UK). Este instrumento utiliza un sistema de detección de retrodispersión (ángulo de dispersión $\theta = 173^\circ$). Está equipado con una fuente de láser de helio-neón (633 nm y 4.0 mW) y cuenta

con un control de temperatura integrada Peltier con una precisión de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$. Las suspensiones de concentración fija (1 g/mL), se sometieron a ultrasonidos durante 20 minutos, directamente vertidas en una cubeta que se enjuagó varias veces con agua ultrapura, antes de cada medición. Con el fin de obtener los valores del radio hidrodinámico, R_H , en un determinado rango de temperatura, se llevó a cabo un conjunto de experimentos mediante la programación de una serie de mediciones automatizadas a temperatura constante. La viscosidad del agua pura y de las soluciones de KCl se ajustó automáticamente a la temperatura de trabajo

6.3.4. Medidas de Viscosidad

Las medidas de viscosidad se obtuvieron a partir de las curvas de flujo estacionario, las cuales se realizaron en un reómetro tipo Searle de esfuerzo controlado, Haake RS600. En estos reómetros, el recipiente o plato que contiene la muestra no se mueve y está termostatizado, mientras que el elemento de medida (la geometría), que está en contacto con la muestra, está girando accionado por un motor. Estos dispositivos pueden operar tanto en modo de control de esfuerzo (Stress Control) como en modo de control de velocidad de cizalla (Rate Control).

Se utilizó la geometría Cono-Plato, que consiste en una parte fija en forma de plato, sobre la que se deposita la muestra, y una parte móvil, el cono, que aplica la cizalla a la muestra y que recibe la respuesta. Las geometrías cono-plato poseen la punta del cono truncada, Fig. 6.9. La distancia entre el cono y el plato debe ser tal que la punta imaginaria del cono toque con el plato. Las dimensiones geométricas del cono están definidas por el radio R y el ángulo α . Se ha considerado que el plato de 20 mm y el cono de 1° son las dimensiones más adecuadas para evitar los gradientes de temperatura, especialmente en ensayos superiores es inferiores a la temperatura ambiente.

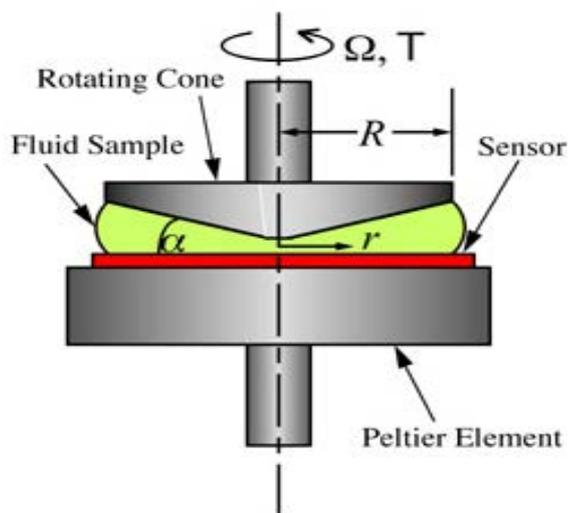


Figura 6.9: Representación esquemática de la geometría cono-plato.
Fuente: Thermo Scientific HAAKE RS600

Para evitar la influencia indeseable de efectos mecánicos en las muestras recién preparadas, éstas se sometieron a cizalla de 50 s^{-1} durante 1 minuto. Después de este protocolo de precizalla se dejó reposar el sistema durante 1 minuto antes de comenzar la medida. Las curvas de flujo estacionario se obtuvieron mediante la aplicación de sucesivas cizallas en el intervalo de 10^{-4} s^{-1} hasta 10^3 s^{-1} . Sólo cuando la variación de la tensión de cizalla correspondiente a cada velocidad era menor del 1% a lo largo de 30 segundos, el valor es aceptado como el esfuerzo de cizalla constante. Todas las mediciones se llevaron a cabo a $25,0 \pm 0,1^\circ\text{C}$. La Fig. 6.10 representa esquemáticamente la cinemática del protocolo para obtener la curva de flujo estacionario.

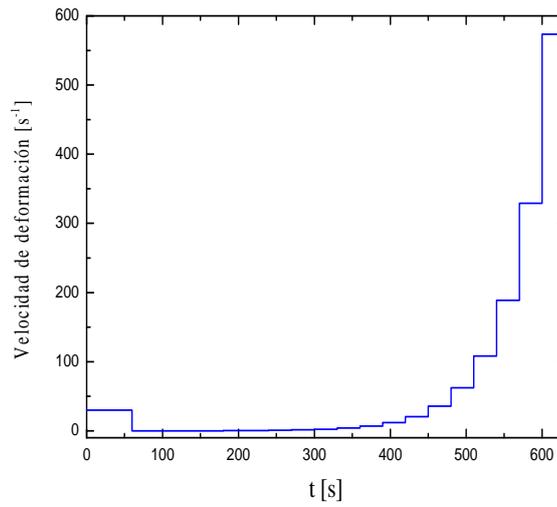


Figura 6.10: Representación gráfica de la cinemática llevada a cabo en los ensayos para obtener la curva de flujo estacionario.

6.4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

6.4.1. Conductividad Térmica de Nanofluidos

Los números adimensionales que caracterizan la capacidad para la transferencia de calor en flujos laminares o turbulentos de líquidos son los números de Nusselt y Prandtl, los cuales dependen de la conductividad térmica del fluido. Como consecuencia de ello, la conductividad térmica (k) (Paul et al., 2010) y el coeficiente convectivo de transferencia de calor (h) (Sakar, 2011) son los parámetros más investigados en el estudio de la transferencia de calor.

El aumento de la conductividad térmica de un fluido se ha estudiado considerando variaciones en los parámetros siguientes: tipo de material, tamaño y forma de nanopartículas, pH y aditivos, temperatura y fase líquida.

A continuación se describe y discute la influencia de estos parámetros en las suspensiones acuosas de Al_2O_3 .

6.4.1.1. Efecto del tipo de material

El efecto del tipo de material sobre la conductividad térmica del nanofluido se puede visualizar en la Fig. 6.1. En suspensiones acuosas de óxidos no hay demasiada influencia del material en la conductividad térmica de la suspensión (Xie et al., 2002a). Esta situación cambia cuando la sólido presenta una elevada conductividad térmica, tales como metales (Fe, Cu), los cuales producen el mismo incremento de conductividad con una concentración diez veces menor, comparado con Al_2O_3 en etilenglicol (Eastman et al., 2001). Sin embargo, las nanopartículas de Fe ($d = 10$ nm) dispersas en etilenglicol, preparadas por Hong et al., (2005), mostraron un mayor incremento en la conductividad térmica que las dispersiones de Cu. Los resultados de estos estudios indicaron que el material con más alta conductividad térmica no es siempre el mejor candidato para mejorar las características térmicas del fluido base. Eastman et al. (2001) midieron la conductividad térmica de nanofluidos formados por partículas de Al_2O_3 y CuO dispersas en agua y aceite (HS200). Se consiguió una mejora en la conductividad térmica del 60% respecto al fluido base, con tan solo un 5% en volumen de nanopartículas. Por tanto, comparando los nanofluidos de Fe con los de Cu, se encontró que las suspensiones de materiales altamente conductores del calor no siempre son eficaces para mejorar las propiedades de transporte térmico en nanofluidos.

No obstante, es necesario un estudio previo de la interfase sólido-líquido y del comportamiento reológico de las dispersiones antes de decidir la sustancia más adecuada para su uso como nanofluido transferente de calor. Por ello, se realizaron estudios previos sobre las propiedades reológicas y de interfase en suspensiones acuosas de Al_2O_3 , los cuales, junto a la amplia bibliografía disponible sobre las propiedades térmicas de estas suspensiones, hacen que sea un sistema adecuado para el estudio que se realiza en este estudio.

6.4.1.2 Efecto del tamaño de partícula

El efecto del tamaño de las partículas sobre las propiedades térmicas del nanofluido es aún hoy una cuestión que está lejos de ser contestada. A este respecto, los resultados publicados son contradictorios, incluso teniendo en cuenta las distintas condiciones en las que los experimentos se han llevado a cabo. De hecho, para las suspensiones acuosas de Al_2O_3 , que es uno de los más investigados, la conductividad térmica parece aumentar con el tamaño de la partícula, pero su tendencia, sin embargo, no es monótona con el incremento del tamaño de las partículas (Lee et al., 1999; Wang et al., 1999; Xie et al., 2002a; Baheta et al., 2013).

Otro estudio sistemático más reciente fue llevado a cabo por Beck et al. (2009), sobre la conductividad térmica en función del tamaño de partícula en suspensiones acuosas y de etilenglicol con partículas de Al_2O_3 , cuyos tamaños estaban dentro del rango de 8 - 282 nm. Observó que, para la misma concentración en volumen, la conductividad térmica disminuía con el tamaño de partícula, y el efecto era más marcado en partículas inferiores a 50 nm. Estos resultados están, sin embargo, en contradicción con el estudio realizado por Mints et al. (2009), también con suspensiones acuosas de Al_2O_3 . Según este estudio, el aumento de la conductividad térmica es aproximadamente el mismo a temperatura ambiente para los dos tamaños estudiados. A altas temperaturas, las partículas más pequeñas provocaban un mayor aumento en la conductividad térmica del nanofluido.

En otros estudios experimentales, se ha observado otra tendencia muy clara: el incremento en la conductividad térmica es mayor cuando disminuye el tamaño de la partícula (Chopk et al., 2006; 2008). Finalmente, es interesante el estudio realizado por Feng et al. (2007), el cual mostró que el efecto de la agregación de las partículas es más pronunciado en sistemas formados por pequeñas partículas. Esto puede explicar por qué se observó un pequeño aumento en la conductividad térmica cuando se utilizaron partículas más pequeñas.

A pesar de que los resultados no son concluyentes, la tendencia general en el comportamiento de estas suspensiones es el de un aumento en la conductividad térmica con la disminución del tamaño de partícula del nanofluido. Una posible explicación de este resultado se encuentra en la mayor superficie específica que presenta la interfase sólido-líquido cuando la partícula es más pequeña, para una misma fracción en volumen de sólido. Por tanto, la medida del tamaño de la partícula es crucial para poder interpretar estos resultados. En el caso de las suspensiones de alúmina utilizadas en este estudio, el tamaño de las partículas se ha estimado directamente, a partir del polvo, mediante micrografías TEM (Micrografía Electrónica de Transmisión) y SEM (Micrografía Electrónica de Barrido). Los resultados aparecen representados en las Figs. 6.11 6.12.

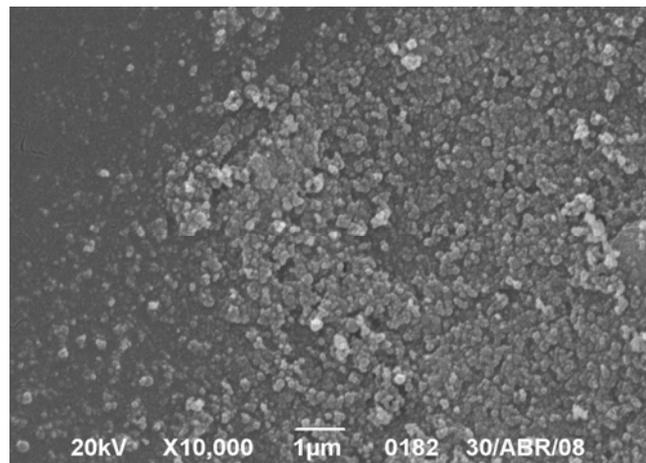


Figura 6.11: Imagen SEM: tamaño y morfología de las partículas óxido de Al_2O_3 utilizadas en este estudio.

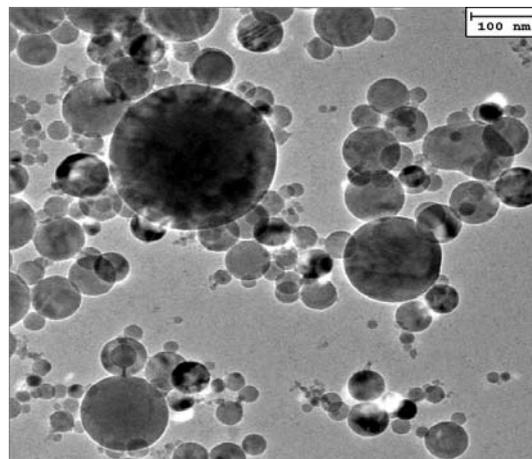


Figura 6.12: Imagen TEM de las partículas Al_2O_3 utilizadas en este estudio.

La micrografía SEM, Fig. 6.11, pone de manifiesto un sistema monodisperso formado por partículas esféricas de aproximadamente 30 ± 5 nm. Este valor se ha obtenido mediante el programa de procesamiento de imágenes de Matlab Toolbox, considerando el valor medio de 50 partículas. Por el contrario, la micrografía TEM, Fig. 6.12 proporciona una imagen más detallada de la morfología de las partículas. En este caso, se observan partículas esféricas, pero con cierto grado de polidispersidad. Utilizando el mismo sistema de procesamiento de imágenes, y a partir de distintas micrografías tomadas del mismo polvo, se determinaron distintos tamaños de partículas, tomando el promedio de 50 partículas, cuyo valor fue 70 ± 6 nm.

Con objeto de comprobar si las partículas forman agregados más o menos grandes, y determinar el tamaño de partícula que más se aproxima al sistema en suspensión, se utiliza la técnica de dispersión de luz dinámica (DLS). En este caso, la medida del tamaño de partícula se realiza en suspensión, con lo cual, se determina si la nanopartícula forma agregados y el tamaño real de las partículas en el nanofluido.

Con este objetivo, se realizaron las medidas de DLS en las suspensiones de alúmina, obteniéndose el resultado que aparece en las Figs. 6.13 y 6.14. En ambas figuras se aprecia como las partículas, forman agregados, puesto que el tamaño medio aproximado de éstas es de 230 nm. Sin embargo, este valor permanece casi constante en el tiempo. Luego, a efectos de su influencia en la conductividad térmica, podemos concluir que las partículas de Al_2O_3 forman suspensiones esféricas monodispersas de 230 nm de tamaño.

Probablemente, algunos de los estudios realizados sobre la influencia del tamaño de partícula en la conductividad térmica de las suspensiones de óxidos cerámicos, no son concluyentes porque no pueden haber considerado los tamaños derivados de la micrografías electrónicas. Estos valores no contemplan si el polvo nanoparticulado contiene agregados de partículas. Las propiedades de la fase líquida también pueden influir en el estado de agregación de las partículas.

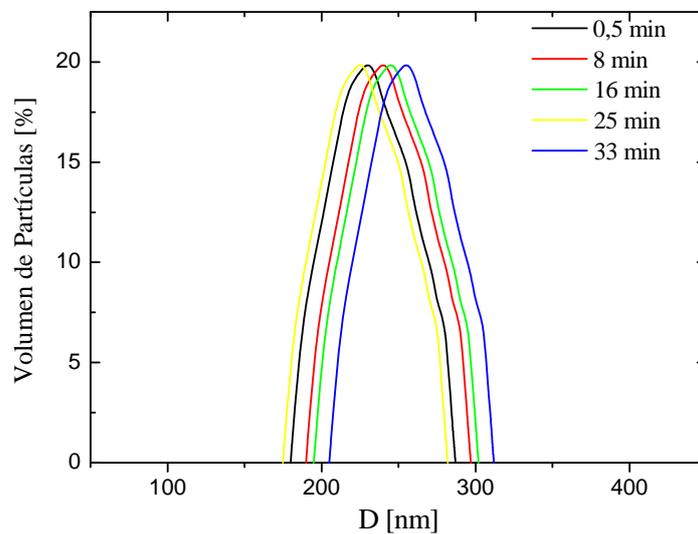


Figura 6.13: Tamaño de las partículas de Al_2O_3 obtenidas por la técnica de dispersión de luz (DLS). Se aprecia un tamaño medio de 230 nm. El sistema se puede considerar monodisperso.

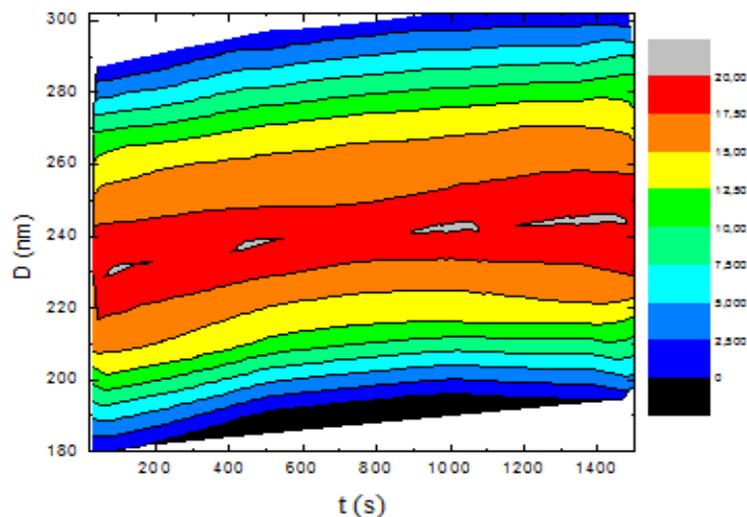


Figura 6.14 Mapa de superficies: tamaño de las partículas de Al_2O_3 Vs tiempo.

Sin embargo, la formación de agregados puede causar un efecto negativo sobre el incremento de la conductividad térmica, particularmente, a baja fracción en volumen. La sedimentación de estos aglomerados deja grandes espacios de la fase líquida libres de partículas, con alta resistencia térmica. En resumen, las medidas del tamaño de partículas en suspensión proporcionan resultados más fiables que las micrografías electrónicas para analizar la influencia del tamaño de partícula en la conductividad térmica.

6.4.1.3. Efecto de la forma de las partículas

En la investigación de nanofluidos, las dos formas que se han estudiado más extensamente son la esférica y la cilíndrica. Por ejemplo, los nanotubos de carbono, pueden considerarse como cilindros, al tener una altura mayor que el diámetro de la base. Xie et al. (2002b) estudiaron este efecto en suspensiones cilíndricas y esféricas, concluyendo que, a igualdad de los demás parámetros, las suspensiones formadas por partículas cilíndricas mostraban mayor incremento en la conductividad térmica (25 % de aumento en las cilíndricas frente al 15 % en las esféricas, para una fracción en volumen del 4% en ambos casos).

A partir de estos resultados, y teniendo en cuenta que las partículas que muestran el mayor incremento en la conductividad térmica son los nanotubos de carbono, se concluye que los nanofluidos formados por partículas cilíndricas, o alargadas, muestran mayores incrementos en la conductividad térmica que los formados por partículas esféricas del mismo material. Una posible explicación de este fenómeno puede estar relacionada con el hecho de que la conductividad térmica en la dirección longitudinal o elongacional es mayor que en la dirección transversal. Además de que las partículas cilíndricas se agregan más difícilmente que las esféricas, lo que daría lugar a nanofluidos de menor tamaño y, según lo expuesto anteriormente, con mayor incremento en su conductividad térmica.

Sin embargo, las partículas cilíndricas son más difíciles de sintetizar y aumentan considerablemente la viscosidad del fluido (Timofeeva et al., 2009), ya que provoca una mayor distorsión de las líneas de corriente del fluido, que aumenta la disipación de energía. Como consecuencia, requieren mayor potencia de bombeo, lo que dificulta su aplicación en la práctica.

Además, los estudios realizados por Xie et al. (2002a) sugieren que las mejoras en la conductividad térmica eran altamente dependientes de la superficie específica (SSA) de las nanopartículas. Sin embargo, la fase más o menos cristalina del material no parece tener ningún efecto evidente sobre la conductividad térmica de las suspensiones.

Después de lo expuesto anteriormente, la forma que presentan las partículas de Al_2O_3 utilizadas en este estudio, Figs. 6.11 y 6.12, son las más adecuadas para el propósito de mejora de transmisión del calor en el intercambiador de compresión.

6.4.1.4. Efecto de la fase líquida

En general, el incremento de la conductividad térmica de la suspensión es menor si la del líquido aumenta. El modelo de Maxwell (1881) de conductividad térmica de una mezcla, que establece la relación $k_r = k_{nf}/k_f$, predice que la conductividad térmica relativa, aumenta al disminuir la conductividad térmica de la fase líquida, k_f . Cuando la mezcla es un nanofluido (dispersión de nanopartículas en un líquido base) la situación es más compleja debido a los fenómenos que pueden influir en la conductividad térmica de éstos, como puede ser el movimiento browniano (Xie et al., 2002c).

Cuando se trata de una dispersión acuosa, la formación de la doble capa eléctrica (DCE) alrededor de la partícula da lugar a una situación más compleja. Lee et al. (2007) examinaron el efecto que ejerce la DCE que se forma alrededor de la partícula en la conductividad térmica del material (Fig. 6.2). Los resultados mostraron que ambos parámetros, conductividad y espesor de la DCE, dependen de la naturaleza del fluido base.

En esta idea, los estudios llevados a cabo por Xie et al. (2002c), con nanopartículas de Al_2O_3 ($a = 120$ nm) dispersas en agua, etilenglicol y aceite, mostraron que el incremento en la conductividad térmica relativa, $k_r = k_{nf}/k_f$, es menor cuanto mayor es la conductividad de la fase líquida. Sin embargo, otros estudios realizados por Chopkar et al. (2008), en suspensiones esféricas de Al_2Cu y Ag_2Al ($a = 15$ nm) en agua y etilenglicol, indicaron que las suspensiones acuosas mostraban un mayor incremento en la ratio, $k_r = k_{nf}/k_f$, que las dispersas en etilenglicol, a pesar de tener este último menor conductividad térmica que el agua.

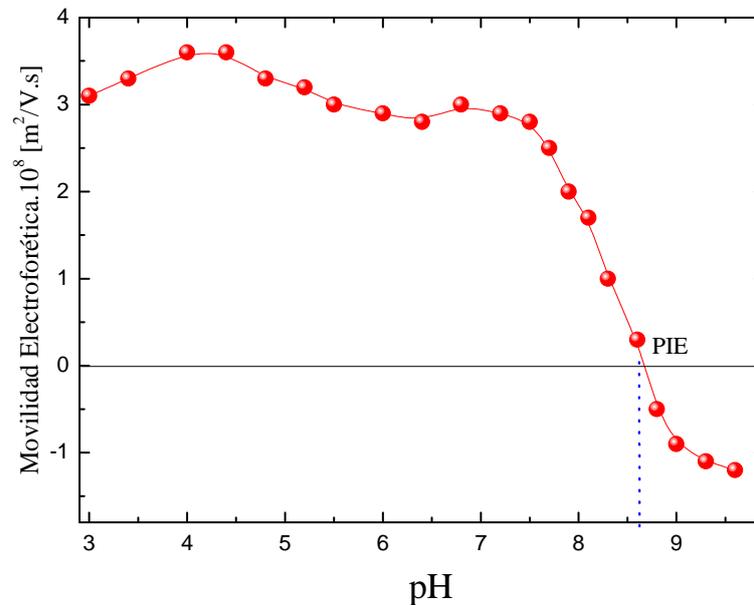


Figura 6.15 Movilidad electroforética de las partículas de Al_2O_3 en agua Vs pH. El pH_{PzIE} , (8,8) punto de movilidad nula se alcanza a valores muy alejados del pH natural (5,3).

Por tanto, los estudios realizados no son concluyentes en cuanto a la fase dispersante más adecuada. Considerando además, que de todos los fluidos anteriormente estudiados (agua, etilenglicol y aceite), es el agua donde mejor se dispersan las partículas por formación de la DCE, además de ser el de menor viscosidad.

6.4.1.5 Efecto del pH

Entre todos los parámetros que afectan a la conductividad térmica del nanofluido, el pH es el menos estudiado. En general, la acidez de la suspensión favorece la conductividad térmica del nanofluido. Además, la tasa de aumento de la conductividad térmica con la concentración en volumen de partícula sólida, depende del pH del nanofluido, lo que sugiere que existe un valor óptimo de pH para producir el efecto máximo sobre la relación k_{nf}/k_f .

Los estudios realizados por Xie et al (2002a) con suspensiones acuosas de Al_2O_3 y CuO explican la dependencia de la conductividad térmica con el pH de la suspensión, asumiendo que una mayor diferencia entre el pH del punto isoeléctrico (PIE) y el pH de la suspensión incrementa la movilidad de las partículas y, consecuentemente, aumenta el efecto de microconvección del calor. El pH_{PIE} es el valor del pH al cual la partícula no experimenta movilidad alguna bajo la acción de un campo eléctrico, debido, generalmente, a que no transporta carga eléctrica. Es decir, existe un valor óptimo de pH para el cual la carga superficial de la partícula es tal que predominan las fuerzas de repulsión electrostática, incrementando la movilidad de las partículas y reduciendo la posible formación de agregados. Otros estudios realizados por Ismay et al. (2013) con suspensiones acuosas de óxido de titanio (TiO_2) mostraron resultados análogos.

En resumen, el valor de pH tiene un efecto determinante sobre la conductividad térmica del nanofluido, debido principalmente a cambios en la carga superficial de las partículas. Las Figs. 6.15 y 6.16 ilustran los cambios de la movilidad electroforética y el potencial zeta, o potencial eléctrico en la interfase sólido-líquido, con el pH de la fase líquida, en suspensiones acuosas de Al_2O_3 . El potencial eléctrico se obtiene a partir de la movilidad electroforética, que es la magnitud experimentalmente medida, Fig. 6.15, con la aproximación teórica de Henry (Ec. 6.2). En estas figuras se aprecia que dichas suspensiones presentan un potencial eléctrico repulsivo, entre 40 y 50 mV, en un amplio intervalo de pH (entre 3 y 7).

Esto indica que el pH natural de la suspensión, sin ningún aditivo, presenta una buena estabilidad coloidal, sin necesidad de aditivos estabilizantes, o modificación del pH con ácido o base, posiblemente corrosivos. En estas dispersiones, el valor del PIE donde la repulsión eléctrica es nula se encuentra a un valor de pH 9, alejado del pH natural. Esta propiedad fisicoquímica de las suspensiones de Al_2O_3 hace que sean idóneas para estudios de transferencia de calor.

6.4.1.6. Efecto de la temperatura

En general, la conductividad térmica de una suspensión, de partículas mili o micrométricas, es más sensible a las variaciones de temperatura que el fluido base. En el caso de nanofluidos los cambios de temperatura pueden afectar a la capacidad de agregación y al movimiento browniano de las partículas, modificando el valor de la conductividad térmica (Lie et al., 2008). A pesar de que el efecto de la temperatura ha sido estudiado en distintos tipos de nanofluidos, los resultados publicados no son muy concluyentes, debido a la poca homogeneidad de los parámetros experimentales (tamaño, material, fluido base, intervalo de temperatura). Aunque la tendencia generalmente observada ha sido un incremento de la conductividad térmica (k_{nf}/k_f) con la temperatura, en suspensiones acuosas de Al_2O_3 ($d = 38,4$ nm) y CuO ($d = 28,6$ nm) (Das et al., 2003). Resultados análogos has sido descritos por Li et al. (2006) en suspensiones de Al_2O_3 ($d = 29$ nm) y CuO ($d = 36$ nm).

Por otra parte, otros estudios han obtenido diferentes resultados en la dependencia de la conductividad térmica con la temperatura. Turgut et al. (2009) han medido la conductividad térmica de suspensiones acuosas de TiO_2 ($d = 84$ nm) a distintas temperaturas: 13, 23, 40 y $55^\circ C$ a fracciones en volumen entre 0,2% y 3%. Los experimentos mostraron que la ratio k_{nf}/k_f no varía significativamente con la temperatura del nanofluido, en parcial desacuerdo con lo que se generalmente ha sido publicado.

Resultados similares han mostrado los trabajos realizados por Palabiyiketal (2011) con suspensiones de alúmina (Al_2O_3) y óxido de titanio (TiO_2) nanoparticulados en etilenglicol. Estos estudios han puesto de manifiesto que, en los dos tipos de suspensiones estudiadas, la conductividad térmica aumenta, mediante una función no lineal, con la concentración de partícula y es independiente de la temperatura.

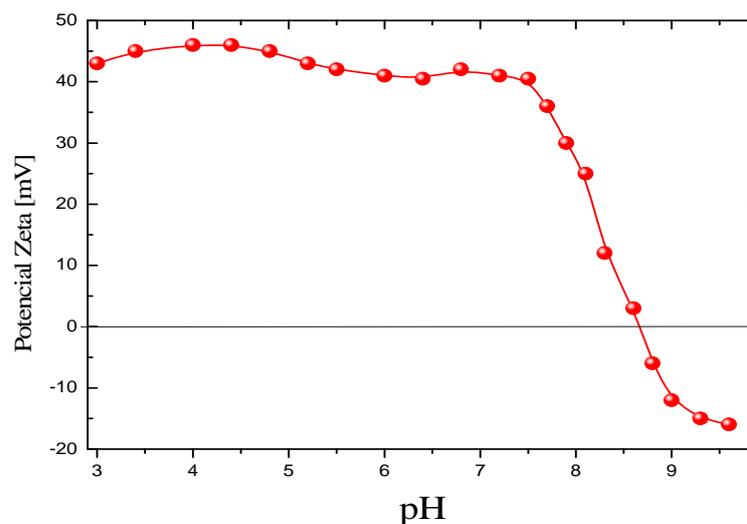


Figura 6.16: Potencial eléctrico en la DCE (potencial zeta) Vs pH en suspensiones acuosa de Al_2O_3 .

Puesto que los estudios de la influencia de la temperatura en la conductividad de las suspensiones no son concluyentes, en este estudio no se considera el efecto de este parámetro, ya que, el intercambiador de compresión se asume que funciona en régimen isoterma (aproximadamente a temperatura 308 K). En todo caso, algunos de los estudios realizados a este respecto apuntan hacia un aumento de la conductividad, lo cual mejora las condiciones de estudio.

6.4.1.7 Efecto de aditivos y formación de agregados

La formación de agregados de partículas está siempre presente en nanofluidos y constituye, de hecho, uno de los parámetros más eficaces para considerar la conveniencia de uso de un determinado material. Hong et al. (2006) estudiaron el efecto de la agregación, en suspensiones de partículas de Fe ($d = 40$ nm) en etilenglicol, sobre la conductividad térmica del nanofluido. Para ello realizaron medidas de conductividad térmica en función del tiempo de exposición de la dispersión a vibraciones ultrasónicas en un intervalo de 0 - 70 minutos. Los resultados mostraron que la ratio k_{nf}/k_f aumenta con el tiempo de sonicación hasta un determinado tiempo en el cual se estabiliza. Además, los experimentos permitieron concluir que:

- La conductividad térmica del nanofluido disminuye cuando cesa la sonicación, sugiriendo que cuando cesa la vibración, el efecto de la agregación aparece de nuevo.
- El tamaño medio de los agregados aumenta cuando cesa la el efecto de la sonicación.

Estos resultados sugieren que la agregación de partículas juega un papel importante en la determinación de las propiedades térmicas de los nanofluidos. En la Fig. 6.13 aparece representada la variación del tamaño de partícula frente al tiempo, suspensiones de Al_2O_3 . Se aprecia una gran estabilidad de la suspensión con el tiempo. Este comportamiento de estabilidad de la suspensión se ve reforzado por el efecto que tiene el tiempo de sonicación en el tamaño de los agregados, Fig. 6.17. Se comprueba que el tamaño apenas se modifica con el tiempo de vibración en ultrasonido. Estos resultados reafirman el comportamiento de suspensión acuosa estable que presentan las partículas de Al_2O_3 empleadas en este estudio, adecuadas para mejorar la transferencia de calor.

Por tanto, la formación de agregados, cuyos efectos se intensifican a más altas concentraciones en volumen, puede mejorar la conductividad térmica del sistema. Sin embargo, las suspensiones floculadas no incrementan la conductividad, ya que los flóculos o aglomerados dejan espacios de fluido libres de partícula sólida. Esta distribución de agregados no incrementa la conductividad del nanofluido, como explica el mecanismo de conducción del calor propuesto por Keblinski (2002). Así pues, es necesario ajustar las condiciones de pH y concentración de la suspensión para obtener los mejores resultados

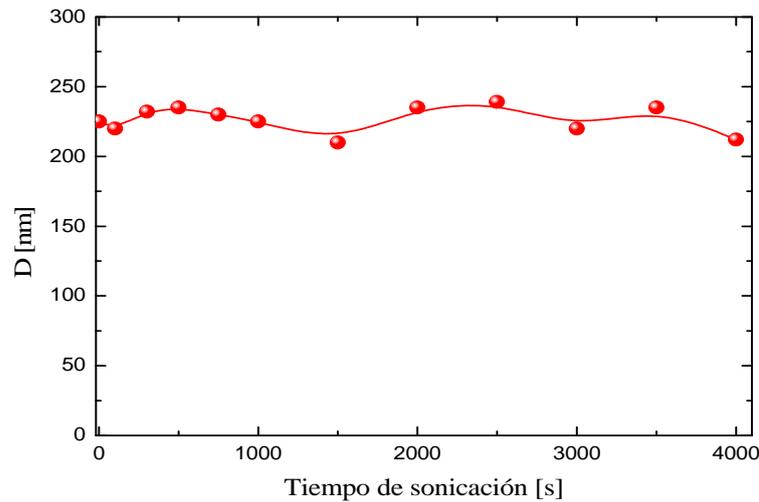


Figura 6.17: Efecto del tiempo de sonicación sobre el tamaño de partícula en suspensiones acuosas de Al_2O_3 .

6.4.2. Propiedades de Flujo de los Nanofluidos

El estudio reológico es de gran importancia en el análisis y control de las propiedades de las suspensiones de manera que presenten el comportamiento deseado en cuanto a las características del flujo. Las dispersiones de partículas requieren de una repulsión neta entre ellas para no formar agregados. La interacción más común es la fuerza repulsiva debido a la carga superficial de las partículas. Los así denominados nanofluidos pueden desarrollar comportamientos reológicos muy distintos, los cuales están, fundamentalmente, determinados por la importancia relevante de la fuerza hidrodinámica y las fuerzas entre partículas: atractivas (o de van der Waals) y repulsivas (de naturaleza electrostática). La interacción neta depende de parámetros tales como la velocidad de cizalla, la fracción en volumen de partículas dispersas, el potencial electrostático superficial, etc.

La Fig. 6.18 muestra el efecto de la concentración y la velocidad de deformación en la viscosidad de las suspensiones de Al_2O_3 , a 308 K, temperatura promedio de funcionamiento del intercambiador de compresión del motor Stirling solar diseñado. Se observa un pronunciado efecto de disminución de la viscosidad con la velocidad de deformación por cizalla (shear-thinning) para todas las concentraciones estudiadas, aunque este efecto es más pronunciado cuando hay más partículas dispersas en la fase líquida, como pone de manifiesto la pendiente de cada una de las curvas. Si una suspensión moderadamente concentrada fluye a baja velocidad de cizalla, la distribución de partículas permanece, esencialmente, constante debido a que el movimiento browniano domina sobre el movimiento de cizalla y restaura la distribución de partículas del estado de reposo. Entonces, la viscosidad permanece aproximadamente constante. El efecto de disminución de la viscosidad con la velocidad de cizalla se puede explicar considerando que el gradiente de velocidad induce una orientación de la estructura de las partículas, la cual no es restablecida por el movimiento browniano.

Sin embargo, esta orientación permite a las partículas moverse más libremente que a velocidades más bajas, de ahí, la disminución de la viscosidad. Si la velocidad sigue aumentando, la orientación de las partículas da lugar a la formación de capas claramente separadas por una fase continua, como se ilustra en la Fig. 6.19. La viscosidad alcanza, entonces, su valor mínimo.

La existencia de estas capas de partículas se ha confirmado por difracción de la luz (Barnes et al., 1996). Sin embargo, a altas velocidades e independientemente de la concentración de partícula, la viscosidad tiende hacia un valor constante, y las diferencias entre las viscosidades debido a la concentración son menores. En esta región, el comportamiento de la dispersión tiende al de un fluido newtoniano. La formación de agregados microestructurados generados por las interacciones dependientes de la velocidad de cizalla, justificarían la disminución de la viscosidad con el aumento de la velocidad de deformación por cizalla.

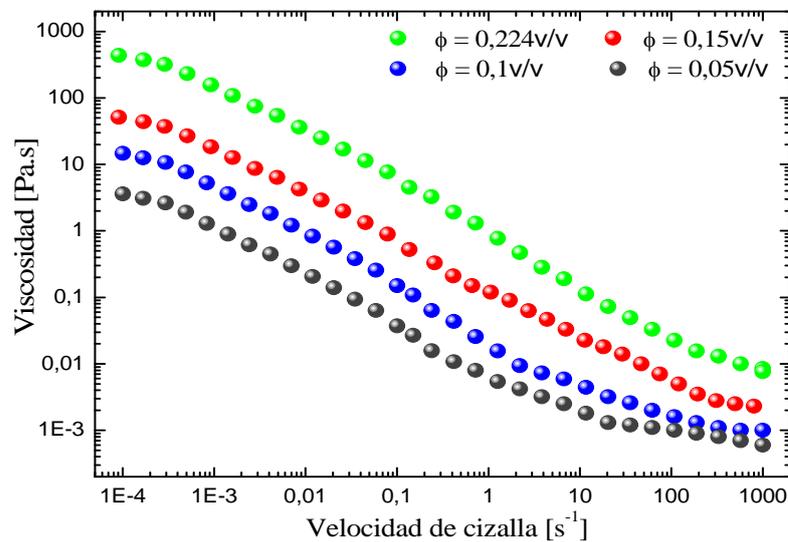


Figura 6.18: Viscosidad de las suspensiones de Al₂O₃ Vs velocidad de deformación por cizalla. Efecto de la concentración, para la temperatura de 308 K.

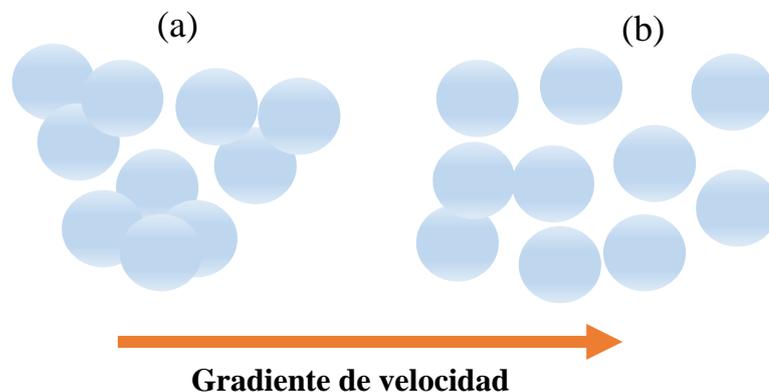


Figura 6.19. Reorganización de las partículas por el aumento de la velocidad de deformación por cizalla

La concentración de sólido también incrementa la viscosidad de la suspensión. Cuando la distancia entre las partículas disminuye, las posibilidades de formar agregados aumentan considerablemente. Estos agregados de partículas incrementan la viscosidad de la suspensión como consecuencia de la disipación de energía mecánica que tiene lugar cuando las líneas de corriente del fluido interactúan con las partículas en suspensión. El comportamiento del fluido es no newtoniano, incluso en suspensiones diluidas (0,05 en volumen). Pero a partir de velocidades de cizalla superiores a 100 s^{-1} , que corresponde a flujos de 1 m/s , la viscosidad disminuye hasta alcanzar valores cercanos a la del agua ($1 \text{ mPa} \cdot \text{s}$).

Existen distintas expresiones que relacionan la viscosidad con la fracción de sólido. Una de las más utilizadas es la expresión de Batchelor (1977), Ec. 6.7, que funciona bien para $\phi < 0,1$:

$$\mu_r = \frac{\mu_{nf}}{\mu_{fb}} = 1 + 2,5 \phi + 6,2 \phi^2 \quad \text{Ec. 6.7}$$

Existen otras expresiones semiempíricas (Masuda et al., 1993; Lee et al., 1999; Wang et al., 1999), Ec. 6.8, obtenidas para dispersiones de Al_2O_3 que se proponen como alternativas, ya que la expresión de Batchelor subestima la viscosidad, sobre todo a fracciones de sólido más elevadas.

$$\mu_r = \frac{\mu_{nf}}{\mu_{fb}} = 1 + 7,3 \phi + 123 \phi^2 \quad \text{Ec. 6.8}$$

La Fig 6.20 compara los valores experimentales de viscosidad con los valores obtenidos mediante las Ec. 6.3 y 6.4.

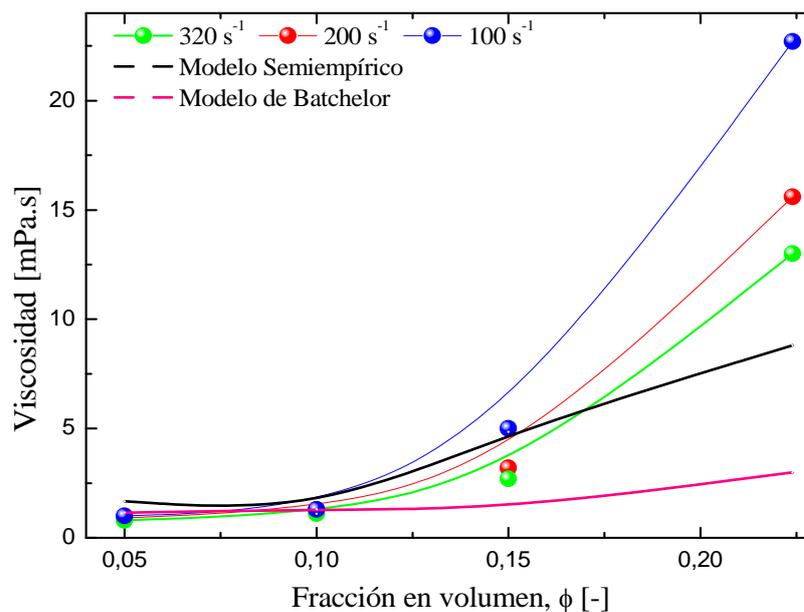


Figura 6.20: Representación gráfica de viscosidad Vs fracción en volumen de sólido, ϕ .

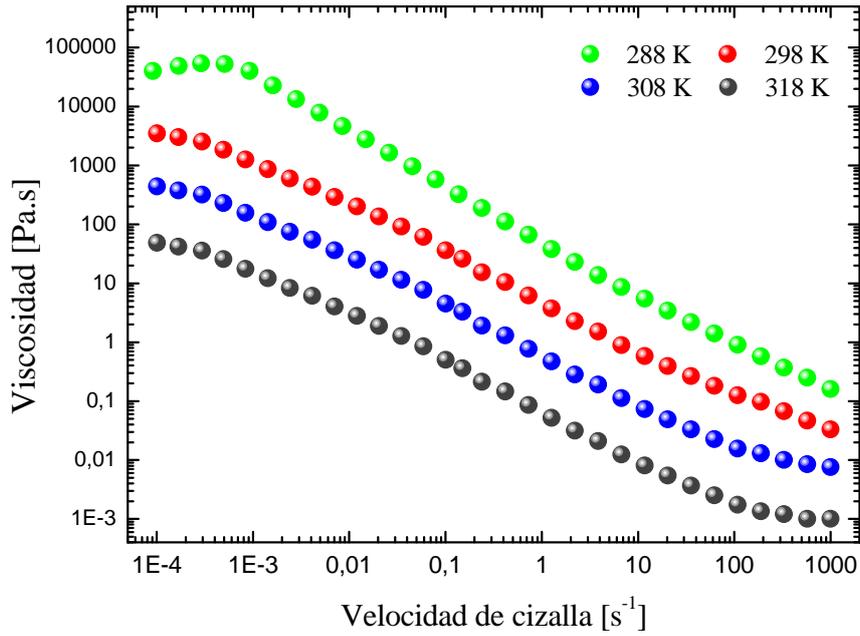


Figura 6.21: Viscosidad de las suspensiones de Al_2O_3 Vs velocidad de deformación por cizalla. Efecto de la temperatura, $\phi=0,224$.

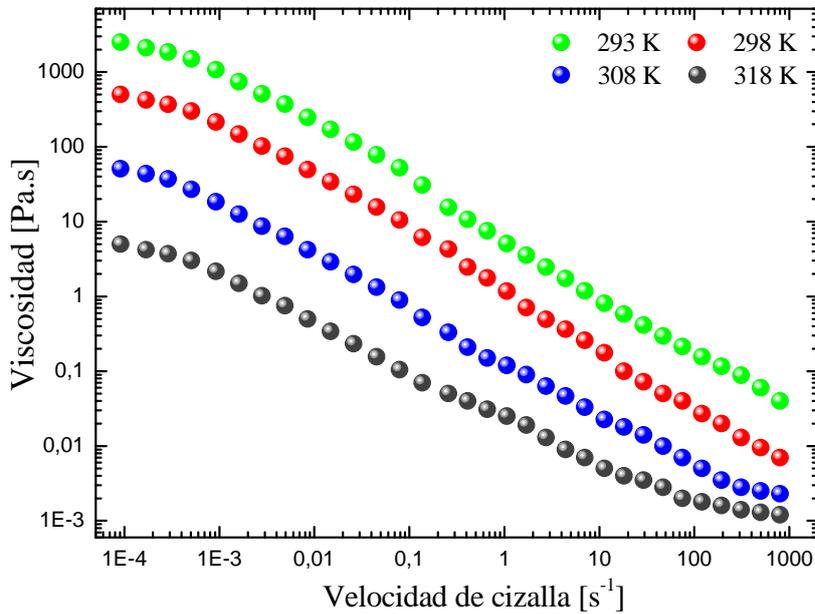


Figura 6.22: Viscosidad de las suspensiones de Al_2O_3 Vs velocidad de deformación por cizalla. Efecto de la temperatura, $\phi =0,15$.

En los dos modelos representados, para fracciones superiores a 0,1, los valores estimados divergen de los experimentales, aunque el modelo de Batchelor se aleja aún más de los valores experimentales. No obstante, para suspensiones diluidas ($<0,1$) la concordancia con los datos experimentales es aceptable, sobre todo, en el modelo semiempírico. En este estudio se utilizan los valores experimentales de viscosidades.

El aumento de la temperatura también ejerce un efecto de disminución de la viscosidad. En este caso, el movimiento browniano predomina sobre el movimiento de cizalla, y el aumento de la temperatura permite a las partículas moverse con más libertad. Esto se refleja en una disminución de la viscosidad. Las Figs 6.21 y 6.22 representan la influencia de la temperatura en las curvas de viscosidad, a dos concentraciones distintas. La forma de las curvas es similar, con un claro efecto de disminución de la viscosidad con la velocidad de deformación y una tendencia hacia una región newtoniana de alta velocidad de deformación. Esta región de velocidad constante es más perceptible a altas temperaturas, 308 y 318 K respectivamente. También se aprecia como la viscosidad tiene una fuerte dependencia con la concentración de partícula y con la temperatura. Así, a bajas temperaturas, 288 K y alta concentración, $\phi=0,224$, se observa una región newtoniana de baja velocidad de cizalla. Este comportamiento no se ha observado en ningún otro ensayo realizado en las condiciones que se describen en las figuras respectivas. Sin embargo, es un comportamiento ampliamente descrito en dispersiones coloidales de óxidos cerámicos (Larson, 1999).

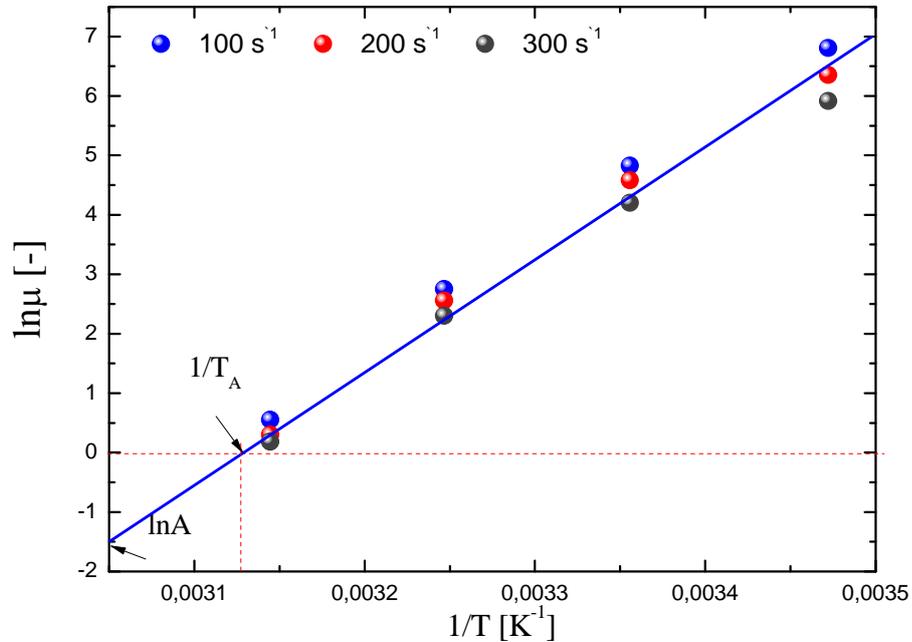


Figura 6.23: Representación gráfica de $\ln \mu$ Vs $1/T$, para la concentración 0,224 v/v, a partir de la expresión de Arrhenius, para tres velocidades de cizalla distintas.

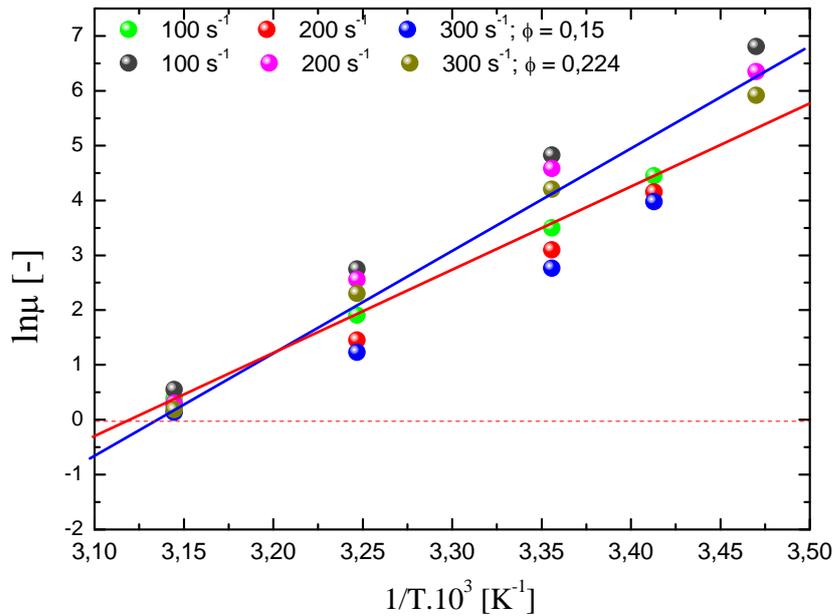


Figura 6.24: Representación gráfica de $\ln \mu$ Vs $1/T$, a partir de la expresión de Arrhenius, Ec. 6.

La Ec.6.9 expresa la relación de la viscosidad con la temperatura (Ec. de Arrhenius):

$$\mu = Ae^{E_a/RT} \tag{Ec. 6.9}$$

En la Ec. 6.9, μ es la viscosidad dinámica de la suspensión, A es un parámetro relacionado con la entropía, E_a la energía de activación, R la constante universal de los gases y T la temperatura termodinámica. Esta ecuación se transforma en la ecuación lineal siguiente:

$$\ln \mu = \ln A + \frac{E_a}{RT} \tag{Ec. 6.10}$$

Al representar $\ln \mu$ frente al $1/T$ se obtiene una recta de cuya pendiente se calcula la E_a , para una concentración dada. La Fig. 6.23 muestra el resultado para 0,224 v/v, a tres velocidades de deformación distintas. El comportamiento es el mismo para las tres velocidades estudiadas. El parámetro T_A , se denomina temperatura de Arrhenius. Su significado físico no es fácil de interpretar, pero es un parámetro útil a efectos comparativos entre distintos sistemas. Su valor es 311 K para 0,224 v/v.

La Fig. 6.24 representa los comportamientos de viscosidad frente al inverso de la temperatura para las dos concentraciones representadas en la Figs. 6.21 y 6.22. En ella se aprecia que, en ambos casos, la relación es lineal, y la pendiente aumenta con la concentración de partícula. Por tanto, la E_a también aumenta con la concentración de partícula mientras que la llamada temperatura de Arrhenius (Haj-Kacem et al., 2014), T_A , disminuye. Desde el punto de vista microscópico, tentativamente, se puede justificar este hecho analizando el comportamiento microscópico de las suspensiones.

En estado de reposo, la suspensión de partículas adquiere un microestructura ((a), en la Fig 6.19), con más o menos agregados de partículas, dependiendo de las características de la interfase sólido/líquido. La velocidad que adquiere el fluido en la tubería produce un efecto de cizalla que le suministra al sistema una determinada cantidad de energía mecánica. La suspensión almacena dicha energía en forma de energía de activación, la cual se interpreta como la energía necesaria para modificar la microestructura de la dispersión, y pasar de la estructura (a) a la estructura (b). Cuanto mayor es el número de partículas en el medio líquido, más energía mecánica será necesaria para romper la microestructura (a) y adoptar la distribución de partículas (b). Al mismo tiempo, la constante A disminuye con la concentración, indicando que el sistema está más estructurado (comportamiento más tipo sólido) y posee menor entropía.

Este razonamiento también puede justificar el proceso de transferencia de calor que se ha expuesto en el Apdo. 6.2. La estructura (a) de la suspensión (Fig. 6.19) corresponde a las posiciones (a), (b) o (c) de la Fig. 6.8, dependiendo de las propiedades físicoquímicas de la interfase, concentración de partícula, etc. En esta distribución, las partículas se agregan entre sí dejando espacios de fluido sin sólido disperso. Esta estructura no favorece la conducción del calor a través del nanofluido. Ahora bien, la velocidad del fluido a través de la tubería le suministra una energía mecánica que la suspensión almacena como energía de activación, adquiriendo una microestructura más parecida a la distribución de partículas (d) de la Fig. 6.8. Esta estructura favorece la conducción del calor a través del líquido, como propone Keblinski (2002).

6.4.3. Transferencia de Calor en el Intercambiador de Compresión

En principio, los motores Stirling pueden ser refrigerados por agua o aire. A medida que la temperatura del líquido refrigerante aumenta existe una considerable caída de la eficiencia térmica del motor, por lo que es deseable mantener la temperatura de refrigeración en su valor mínimo posible. Casi todos los diseñadores de motores han optado por la refrigeración por agua, pero existen otros fluidos que ofrecen interesantes características en los procesos de transferencia de calor, en comparación con los refrigerantes convencionales. Los estudios realizados con nanofluidos ponen de manifiesto una considerable mejora en la transferencia de calor, especialmente en la conductividad térmica y la transmisión de calor por convección. Eastman et al. (2001), Liu et al., (2006), y Mintsa et al., (2009) observaron un gran incremento en el coeficiente de transferencia de calor respecto a los refrigerantes convencionales. Kim et al., (2009), y Sharma et al., (2009) justifican una mejora de la transferencia de calor por convección de dichos sistemas nanoparticulados.

El polvo de Al_2O_3 utilizado en este estudio presenta las propiedades termofísicas que se recogen en la Tabla 6.1:

Propiedad	Agua	Alúmina (Al ₂ O ₃)
Densidad [kg/m ³]	997	3880
Calor específico [J/kg · K]	4170	729
Masa molecular [kg/kmol]	18	101
Conductividad térmica [W/m · K]	0,5979	34
Viscosidad dinámica [kg/m · s]	0,00072	-

Tabla 6.1: Propiedades termofísicas de agua y alúmina a 300 K.

Al asumir que las partículas se encuentran completamente dispersas en el fluido base, la concentración de partículas puede considerarse uniforme en todo el dominio, y conociendo las propiedades de los componentes y sus respectivas concentraciones, las propiedades físicas efectivas de las mezclas estudiadas pueden ser evaluadas usando algunas expresiones clásicas para fluidos de dos fases. Las siguientes ecuaciones se utilizan para estimar la densidad, ρ , capacidad calorífica, c , y conductividad, k , del nanofluido. Los subíndices “p”, “fb” y “nf” se refieren, respectivamente, a las partículas, el fluido base y el nanofluido, (Ec.6.11):

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_{fb} + \phi\rho_p \quad \text{Ec. 6.11}$$

La capacidad calorífica se obtiene por la expresión proporcionada por Park et al., (1998):

$$c_{nf} = \frac{(1 - \phi)\rho_{fb}c_{fb} + \phi\rho_p c_p}{(1 - \phi)\rho_{fb} + \phi\rho_p} \quad \text{Ec. 6.12}$$

La conductividad térmica se estima mediante la siguiente expresión (Maïga et al.; 2005):

$$k_{nf} = (1 - \phi)k_{fb} + \phi k_p \quad \text{Ec. 6.13}$$

A partir de las propiedades termofísicas se determinan los números adimensionales de Reynolds y Prandtl, obtenidos con las ecuaciones expresadas en el Apdo. 4.5.4. El número de Nusselt, mediante el cual se calcula el coeficiente de convección, h , se evalúa utilizando la correlación propuesta por Maïga et al. (2005), válida para $Re < 1000$ y de $6,0 < Pr < 753$ (Ec.6.14):

$$\text{Nu}_{\text{nf}} = 0,086 \text{Re}^{0,55} \text{Pr}^{0,5} \quad \text{Ec. 6.14}$$

El número de Nusselt permite calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección, mediante la siguiente expresión (Ec.6.15):

$$h_{\text{nf}} = \frac{\text{Nu} k_{\text{nf}}}{D_h} \quad \text{Ec. 6.15}$$

Donde D_h es el diámetro hidráulico, cuyo valor se obtiene de la geometría del intercambiador ($7,9 \cdot 10^{-3}$ m) (Kays et al., 1984). La geometría del intercambiador de compresión se muestra en la Fig 6.25. El diámetro interior es de 4,5 cm, el exterior 6,25 cm y la altura 4,6 cm. En el espacio anular se acoplan 312 capilares cuyo diámetro externo es 0,159 cm.

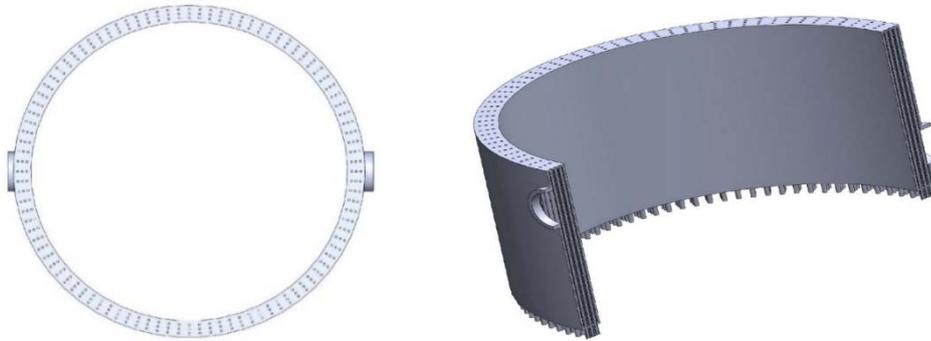


Figura 6.25: Intercambiador de compresión: a. Vista superior; b. Sección frontal.

La Fig. 6.26 representa la influencia del Número de Reynolds y la concentración de partícula en el Número de Nusselt, estimado por la correlación expresada en la Ec. 6.8. Los valores de las viscosidades, a las distintas concentraciones de partícula, se han obtenido mediante la curva experimental representada en la Fig. 6.18. Las restantes propiedades termofísicas han sido estimadas (Ecs. 6.11-6.13), a partir de éstas se han calculado Reynolds y Nusselt. La correlación utilizada para estimar los números de Nusselt es válida para fracciones de partícula pequeñas, inferiores a 0,15. Por consiguiente, los valores obtenidos para fracciones 0,15 y 0,224 deben ser interpretados con prudencia. No obstante, la tendencia observada es lineal en los tres valores de Reynolds estudiados. Aunque, ciertamente, aumenta con la velocidad y, por tanto, con el Reynolds, como es de esperar.

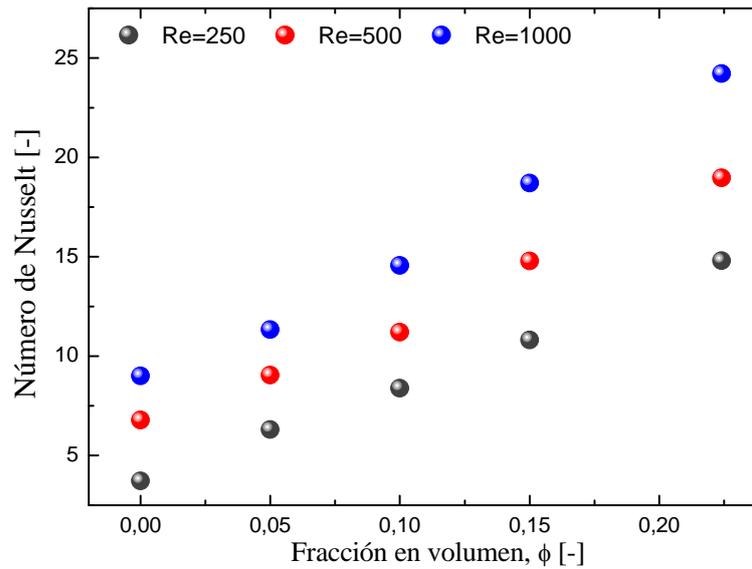


Figura 6.26: Número de Nusselt promedio Vs concentración de partícula. Influencia del número de Reynolds.

Otros autores (Maïga et al., 2005) han llevado a cabo estudios similares con partículas de Al_2O_3 , calculando Nusselt para fracciones hasta 0,1. Sus resultados son análogos a los realizados en este estudio, en cuanto a valores de Nusselt, pero con mejor ajuste lineal. Como ya se indicó, la correlación para calcular el número de Nusselt promedio es válida para concentraciones inferiores a 0,1, aunque los resultados obtenidos en este trabajo son satisfactorios, incluso a fracciones superiores a 0,1, probablemente por realizar los cálculos empleando valores experimentales de viscosidades para estimar los números de Reynolds y Nusselt. No obstante, por encima de 0,15 v/v la relación empieza a ser no lineal, especialmente a Reynolds más altos.

La Fig. 6.27 muestra el efecto global que tiene, sobre el coeficiente de convección, la inclusión de partículas en la fase líquida. Es interesante destacar que los anteriormente discutidos efectos beneficiosos debido a las partículas aparecen independientemente del número de Reynolds. Para cada valor de Reynolds, el coeficiente de convección aumenta con la concentración de partícula. Esta mejora en la transferencia de calor es más relevante a mayores valores del Reynolds y de concentración de partículas. Para representar más claramente la mayor efectividad en el intercambio de calor se introduce el coeficiente relativo (h_r), el cual expresa la transmisión de calor de la suspensión respecto a la del agua, en las mismas condiciones, es decir, el grado en la mejora de la transferencia de calor respecto al fluido base.

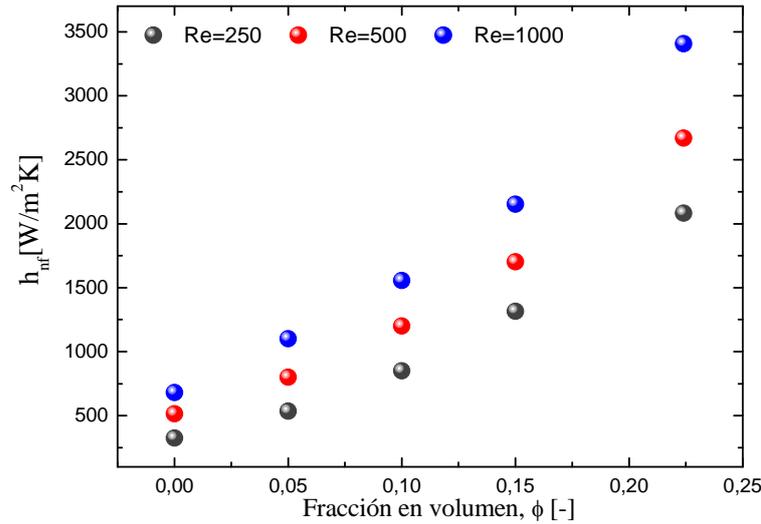


Figura 6.27: Coeficiente de convección promedio Vs concentración de partícula. Influencia del Reynolds.

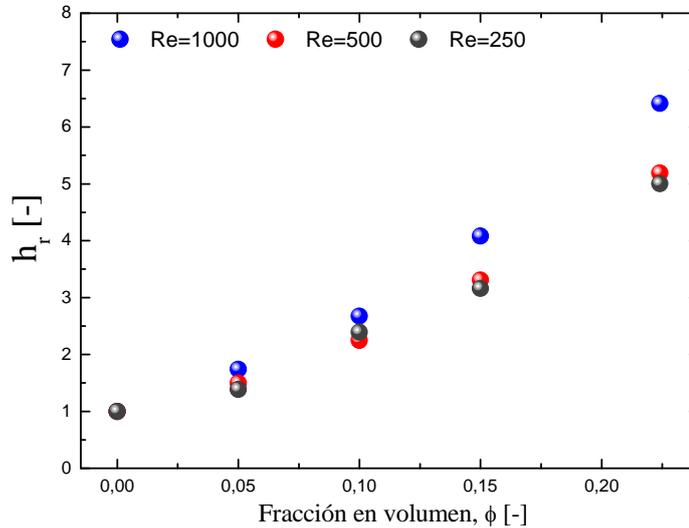


Figura 6.28: Coeficiente de convección relativo promedio Vs concentración de partícula. Influencia del Reynolds.

La Fig. 6.28 muestra la dependencia de h_r con la fracción de sólido, a distintos valores del número de Reynolds. En todos los casos, la transferencia de calor mejora con la adición de partículas a la fase líquida. A bajas concentraciones esta dependencia es lineal, especialmente a $Re < 1000$. A valores altos de Reynolds y concentraciones por encima de 0,15 v/v el coeficiente de convección relativo, h_r , sigue una relación no lineal con la fracción de sólido.

Otros estudios realizados con Al_2O_3 (Maiga et al., 2005) han contrastado la influencia del número de Reynolds de 250, 500 y 1000 hasta la concentración de 0,1 v/v, en los coeficientes de convección h y h_r , obteniendo una relación lineal en ambos coeficientes con valores análogos a los obtenidos en este estudio. Cabe resaltar la importancia que tiene utilizar valores experimentales de viscosidades y conductividades en los cálculos de los números de Nusselt y los coeficientes convectivos h y h_r , así como la repercusión en el cálculo final de la transferencia de calor a efectos de estimaciones de potencias de bombeo.

Sin embargo, existen algunos inconvenientes en la utilización de estos materiales: estabilidad, coste, incremento de la viscosidad, etc. Además, el aumento de la concentración de partícula da lugar a una mayor caída de presión.

6.5. CONCLUSIONES

Se ha encontrado que la mejora térmica de las conductividades de nanofluidos es uno de los factores determinantes para un mejor rendimiento en diferentes aplicaciones. Se ha comprobado que los nanofluidos pueden ser considerados como potenciales candidatos para muchas aplicaciones, aunque es necesario caracterizar muy bien el sistema en lo que a forma, tamaño, propiedades de interfase y reológicas se refiere, en función de la aplicación específica.

El mecanismo exacto, que explica el fenómeno de transferencia de calor en sistemas nanoparticulados, no está completamente justificado. La formación de sistemas estructurados que pueda permitir la circulación del calor por las partículas a través de la fase líquida con más eficiencia, justificaría el incremento en la conductividad térmica observado en muchos sistemas dispersos.

La estimación de los números adimensionales Reynolds y Nusselt con valores experimentales de viscosidades, proporciona coeficientes de convección más fiables, incluso a concentraciones superiores a 0,1 v/v. Esto permite ajustar con más fiabilidad y eficiencia la potencia de bombeo en el intercambiador de compresión. Así, a la concentración de 0,224 v/v de Al_2O_3 , la eficiencia en la transferencia de calor supone entre 50 - 60% de ahorro respecto al uso de agua como refrigerante, mientras que para 0,1 v/v la mejora está entre 20 - 30 %.

La estabilidad de estos sistemas, así como los costes de producción, son las mayores desventajas a considerar para las potenciales aplicaciones de estos fluidos. No obstante, la estabilidad se puede mejorar con una completa caracterización físico-química de la interfase.

6.6. BIBLIOGRAFÍA

- Baheta, A. T., Woldeyohannes, A. D. (2013). Effect of particle size on effective thermal conductivity of nanofluids. *Asian J Sci Res*, 6 (2), 339–345.
- Barnes, H. A., Hutton, J. F., & Walters, K. (1989). *An introduction to rheology* (Vol. 3). Elsevier.
- Chopkar, M., Das, P. K., & Manna, I. (2006). Synthesis and characterization of nanofluid for advanced heat transfer applications. *Scripta Materialia*, 55(6), 549-552.
- Chopkar, M., Sudarshan, S., Das, P. K., & Manna, I. (2008). Effect of particle size on thermal conductivity of nanofluid. *Metallurgical and Materials Transactions A*, 39(7), 1535-1542.
- Choi, S. US, 1995,“. *Enhancing Thermal Conductivity of Fluids With Nanoparticles,*” *Developments and Applications of Non-Newtonian Flows*, ASME, New York, 231, 99-105.
- Das, S. K., Putra, N., Thiesen, P., & Roetzel, W. (2003). Temperature dependence of thermal conductivity enhancement for nanofluids. *Journal of Heat Transfer*, 125(4), 567-574.
- Eastman, J. A., Choi, S. U. S., Li, S., Yu, W., & Thompson, L. J. (2001). Anomalously increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles. *Applied physics letters*, 78(6), 718-720.
- Eastman, J. A., Phillpot, S. R., Choi, S. U. S., & Keblinski, P. (2004). Thermal transport in nanofluids 1. *Annu. Rev. Mater. Res.*, 34, 219-246.
- Evans, W., Fish, J., & Keblinski, P. (2006). Role of Brownian motion hydrodynamics on nanofluid thermal conductivity. *Applied Physics Letters*, 88(9), 093116.
- Feng, Y., Yu, B., Xu, P., & Zou, M. (2007). The effective thermal conductivity of nanofluids based on the nanolayer and the aggregation of nanoparticles. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 40(10), 3164.
- Geiger, G. H., & Poirier, D. R. (1973). Transport phenomena in metallurgy. *Addison-Wesley Publishing Co., Reading, Mass. 1973, 616 p.*
- Haj-Kacem, R. B., Ouerfelli, N., Herráez, J. V., Guettari, M., Hamda, H., & Dallel, M. (2014). Contribution to modeling the viscosity Arrhenius-type equation for some solvents by statistical correlations analysis. *Fluid Phase Equilibria*, 383, 11-20.

- Hamilton, R. L., & Crosser, O. K. (1962). Thermal conductivity of heterogeneous two-component systems. *Industrial & Engineering chemistry fundamentals*, 1(3), 187-191.
- Henderson, J. R., & van Swol, F. (1984). On the interface between a fluid and a planar wall: theory and simulations of a hard sphere fluid at a hard wall. *Molecular Physics*, 51(4), 991-1010.
- Henry, D. C. (1931, September). The cataphoresis of suspended particles. Part I. The equation of cataphoresis. In *Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* (Vol. 133, No. 821, pp. 106-129). The Royal Society.
- Hong, T. K., Yang, H. S., & Choi, C. J. (2005). Study of the enhanced thermal conductivity of Fe nanofluids. *Journal of Applied Physics*, 97(6), 064311.
- Hong, K. S., Hong, T. K., & Yang, H. S. (2006). Thermal conductivity of Fe nanofluids depending on the cluster size of nanoparticles. *Applied Physics Letters*, 88(3), 1-3.
- Huminic, G., & Huminic, A. (2012). Application of nanofluids in heat exchangers: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(8), 5625-5638.
- Hunter, R. J. (2013). *Zeta potential in colloid science: principles and applications* (Vol. 2). Academic press.
- Ismay, M. J., Doroodchi, E., & Moghtaderi, B. (2013). Effects of colloidal properties on sensible heat transfer in water-based titania nanofluids. *Chemical Engineering Research and Design*, 91(3), 426-436.
- Kays, W. M., & London, A. L. (1984). Compact heat exchangers.
- Kebllinski, P., Phillpot, S. R., Choi, S. U. S., & Eastman, J. A. (2002). Mechanisms of heat flow in suspensions of nano-sized particles (nanofluids). *International journal of heat and mass transfer*, 45(4), 855-863.
- Kim, D., Kwon, Y., Cho, Y., Li, C., Cheong, S., Hwang, Y., ... & Moon, S. (2009). Convective heat transfer characteristics of nanofluids under laminar and turbulent flow conditions. *Current Applied Physics*, 9(2), e119-e123.
- Larson, R. G. (1999). *The structure and rheology of complex fluids* (Vol. 33). New York: Oxford university press.

- Lee, S., Choi, S. S., Li, S. A., & Eastman, J. A. (1999). Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticles. *Journal of Heat Transfer*, 121(2), 280-289.
- Lee, D. (2007). Thermophysical properties of interfacial layer in nanofluids. *Langmuir*, 23(11), 6011-6018.
- Li, C. H., & Peterson, G. P. (2006). Experimental investigation of temperature and volume fraction variations on the effective thermal conductivity of nanoparticle suspensions (nanofluids). *Journal of Applied Physics*, 99(8), 084314.
- Li, C. H., Williams, W., Buongiorno, J., Hu, L. W., & Peterson, G. P. (2008). Transient and Steady-State Experimental Comparison Study of Effective Thermal Conductivity of Al₂O₃/Water Nanofluids. *Journal of Heat Transfer*, 130(4), 042407.
- Liu, M. S., Lin, M. C., Huang, I. T., & Wang, C. C. (2006). Enhancement of thermal conductivity with CuO for nanofluids. *Chemical engineering & technology*, 29(1), 72-77.
- Lomascolo, M., Colangelo, G., Milanese, M., & de Risi, A. (2015). Review of heat transfer in nanofluids: Conductive, convective and radiative experimental results. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43, 1182-1198.
- Masuda, H., Ebata, A., & Teramae, K. (1993). Alteration of thermal conductivity and viscosity of liquid by dispersing ultra-fine particles. Dispersion of Al₂O₃, SiO₂ and TiO₂ ultra-fine particles. *Netsu Bussei (in Japanese)* 4 (4), 227-233.
- Maiga, S. E. B., Palm, S. J., Nguyen, C. T., Roy, G., & Galanis, N. (2005). Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26(4), 530-546.
- Maxwell, J. C. (1881). *A treatise on electricity and magnetism* (Vol. 1). Clarendon press.
- Mintsa, H. A., Roy, G., Nguyen, C. T., & Doucet, D. (2009). New temperature dependent thermal conductivity data for water-based nanofluids. *International Journal of Thermal Sciences*, 48(2), 363-371.
- Ohshima, H., & Furusawa, K. (Eds.). (1998). *Electrical Phenomena at Interfaces: Fundamentals: Measurements, and Applications* (Vol. 76). CRC Press.

- Pak, B. C., & Cho, Y. I. (1998). Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer an International Journal*, 11(2), 151-170.
- Paul, G., Chopkar, M., Manna, I, Das, P. K. (2010). Techniques for measuring the thermal conductivity of nanofluids: a review. *Renewable Sustainable Energy Rev*, 14 (7), 1913–1924.
- Powell, R. W., Ho, C. Y., & Liley, P. E. (1966). Thermal conductivity of selected materials (No. NSRDS-NBS-8). NATIONAL STANDARD REFERENCE DATA SYSTEM.
- Sharma, K. V., Sundar, L. S., & Sarma, P. K. (2009). Estimation of heat transfer coefficient and friction factor in the transition flow with low volume concentration of Al₂O₃ nanofluid flowing in a circular tube and with twisted tape insert. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36(5), 503-507.
- Saidur, R., Leong, K. Y., & Mohammad, H. A. (2011). A review on applications and challenges of nanofluids. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(3), 1646-1668.
- Sarkar, J. (2011). A critical review on convective heat transfer correlations of nanofluids. *Renewable Sustainable Energy Rev*, 15(6), 3271–3277.
- Smoluchowski, M. V. (1916). Drei vortrage uber diffusion, brownsche bewegung und koagulation von kolloidteilchen. *Zeitschrift fur Physik*, 17, 557-585.
- Thombare, D. G., & Verma, S. K. (2008). Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(1), 1-38.
- Timofeeva, E. V., Routbort, J. L., & Singh, D. (2009). Particle shape effects on thermophysical properties of alumina nanofluids. *Journal of Applied Physics*, 106(1), 014304.
- Turgut, A., Tavman, I., Chirtoc, M., Schuchmann, H. P., Sauter, C., & Tavman, S. (2009). Thermal conductivity and viscosity measurements of water-based TiO₂ nanofluids. *International Journal of Thermophysics*, 30(4), 1213-1226.
- Verwey, E. J. W., & Overbeek, J. T. G. (1955). Theory of the stability of lyophobic colloids. *Journal of Colloid Science*, 10(2), 224-225.
- Wang, X., Xu, X., & S. Choi, S. U. (1999). Thermal conductivity of nanoparticle-fluid mixture. *Journal of thermophysics and heat transfer*, 13(4), 474-480.

- Wang, X. Q., & Mujumdar, A. S. (2007). Heat transfer characteristics of nanofluids: a review. *International journal of thermal sciences*, 46(1), 1-19.
- Xie, H., Wang, J., Xi, T., Liu, Y., Ai, F., & Wu, Q. (2002a). Thermal conductivity enhancement of suspensions containing nanosized alumina particles. *Journal of Applied Physics*, 91(7), 4568-4572.
- Xie, H. Q., Wang, J. C., Xi, T. G., & Liu, Y. (2002b). Thermal conductivity of suspensions containing nanosized SiC particles. *International Journal of Thermophysics*, 23(2), 571-580.
- Xie, H., Wang, J., Xi, T., Liu, Y., & Ai, F. (2002c). Dependence of the thermal conductivity of nanoparticle-fluid mixture on the base fluid. *Journal of Materials Science Letters*, 21(19), 1469-1471.
- Xuan, Y., Li, Q., & Hu, W. (2003). Aggregation structure and thermal conductivity of nanofluids. *AIChE Journal*, 49(4), 1038-1043.

ANEXO A:

ESTUDIOS MEDIANTE ANÁLISIS NUMÉRICO CFD BAJO ENTORNO COMSOL MULTIPHYSICS

FLUJO LAMINAR

ECUACIONES DE GOBIERNO

- Ley de Conservación de la Energía:

$$\rho C_p \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T_f = \nabla \cdot (k \nabla T_f) + \dot{Q} + \dot{Q}_{DV} + \dot{Q}_p \quad \text{Ec. A.1}$$

- Hipótesis de aislamiento térmicos en las paredes:

$$-\mathbf{n} \cdot (-k \nabla T_f) = 0 \quad \text{Ec. A.2}$$

- Ley de enfriamiento de Newton:

$$-\mathbf{n} \cdot (-k \nabla T_f) = h (T_{\text{ext}} - T_f) \quad \text{Ec. A.3}$$

- Transferencia de calor por conducción en sólidos:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T) + \dot{Q} \quad \text{Ec. A.4}$$

- Conservación de la cantidad de movimiento:

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla P + \nabla \cdot \left[\mu (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \right] + \mathbf{F} \quad \text{Ec. A.5}$$

- Conservación de la masa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad \text{Ec. A.6}$$

ECUACIONES DE GOBIERNO – FLUJO TURBULENTO

MODELO DE CIERRE DE LA TURBULENCIA k - ε

En flujos turbulentos, la viscosidad de turbulencia se define por una correlación empírica y variable para la cual se precisan unas ecuaciones de transporte específicas. Estas ecuaciones junto con las ecuaciones de continuidad y momento lineal clasifican el modelo de turbulencia aplicado. En el caso particular del *modelo k - ε* , se incorporan dos nuevas variables con sus correspondientes ecuaciones: k , energía cinética turbulenta, y ε velocidad de disipación de la turbulencia. Este modelo relaciona la viscosidad turbulenta con las variables de turbulencia mediante la [Ec. A.7](#), donde C_μ es una constante empírica.

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{Ec. A.7}$$

Las ecuaciones de transporte que se establecen para k y para ε son:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla k = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_k - \rho \varepsilon \quad \text{Ec. A.8}$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla \varepsilon = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - f_\varepsilon C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad \text{Ec. A.9}$$

Las constantes experimentales en las [Ecs. A.8 y A.9](#) se muestran en la [Tabla A.1](#):

Constante	Valor
C_μ	0.09
$C_{\varepsilon 1}$	1.44
$C_{\varepsilon 2}$	1.92
σ_k	1.0
σ_ε	1.3

Tabla A.1: Constantes experimentales modelo k - ε