

***“Desarrollo de una metodología de cálculo para el
diseño de una bomba de calor Stirling oscilante”***

Doctorando:

Igor Barreno Fernández

Directores:

Dr. Idoia Urrutibeascoa

Dr. Germán Castillo



**Tesis dirigida a la obtención del título de
Doctor por Mondragon Unibertsitatea**

**Departamento de Mecánica y Producción Industrial
Mondragon Unibertsitatea
Noviembre 2015**

Agradecimientos

Esta investigación ha sido financiada por Centro Stirling y por el programa SAIOTEK. Por esta razón, mis primeras palabras de agradecimiento son para el Dr. Javier Aranceta, por brindarme la oportunidad de poder realizar este doctorado y trabajar como investigador en el Centro Stirling.

Me gustaría agradecer a mis directores de tesis, la Dr. Idoia Urrutibeascoa y el Dr. Germán Castillo por su apoyo, orientación, sugerencias y paciencia durante este trabajo de investigación. Aprecio su tiempo y dedicación. También me gustaría dar las gracias al Dr. Xabier Gomez y al Dr. Mustafa Tutar por su soporte y ayuda.

Estoy profundamente agradecido a mi compañera de trabajo y amiga Carolina Costa, por su incondicional apoyo, amistad y compañía en los incontables fines de semana y vacaciones dedicadas. Sin su ayuda este trabajo hubiese sido muy duro.

También quiero agradecer a todos los amigos y personas que en momentos puntuales me han dado ánimo ¡Muchas gracias!

Por último, pero no menos importante, quiero expresar mi profundo agradecimiento a mi familia, especialmente a mi padre y a mi madre. Por un lado, él me ha inculcado en la perseverancia y me ha enseñado a luchar por mis sueños, y por otro, mi madre es la persona más trabajadora y luchadora que conozco; son el mejor ejemplo que he podido tener.

Resumen // Laburpena

Estudios recientes muestran que las medidas de la UE y los esfuerzos relacionados con la industria deberían aumentarse para alcanzar el objetivo de ahorro de energía. Una de las medidas de ahorro de energía en el entorno de la construcción es la mejora de la conversión de la energía en los edificios mediante la sustitución de las tecnologías menos eficientes por otras más eficientes. Las alternativas más destacables en este campo son los sistemas de micro-cogeneración y las bombas de calor.

Los sistemas de micro-cogeneración basados en la tecnología Stirling han demostrado ser una alternativa altamente competitiva, alcanzando eficiencias globales en torno al 90%. En comparación, las centrales eléctricas más modernas de ciclo combinado ofrecen un rendimiento en torno al 58%.

Recientes estudios proponen a la tecnología Stirling como una potencial alternativa a las máquinas de compresión de vapor empleadas en aplicaciones de calefacción. Las bombas de calor Stirling se plantean como una eficiente alternativa evitando el uso de sustancias perjudiciales para el ozono. En su lugar se emplean gases respetuosos con el medio ambiente, como puedan ser el nitrógeno o el helio.

Son numerosos los desarrollos en torno a la tecnología durante los últimos años, cabe destacar como ejemplo los Stirling de pistón libre. En comparación con las configuraciones clásicas, se busca simplificar la tecnología Stirling, ya que a pesar de haber demostrado una alta eficiencia y confiabilidad, las soluciones disponibles siguen siendo complejas.

Otra evolución más reciente son los Stirling giratorios y oscilantes. Al igual que en el caso de los Stirling de pistón libre, estas alternativas pretenden simplificar las máquinas Stirling. Para ello, se trata de simplificar o eliminar el mecanismo de transmisión, uno de los componentes de coste más elevado del equipo. El presente trabajo de investigación propone abordar las arquitecturas Stirling oscilantes. En este tipo de configuración, un motor oscilante es directamente acoplado a los pistones de trabajo, de modo que no es necesario ningún mecanismo de transmisión intermedio consiguiéndose así aumentar la eficiencia global y reducir el coste del equipo.

Un punto crucial para el futuro desarrollo de soluciones basadas en la tecnología Stirling es la falta de metodologías de diseño fiables que consideren las peculiaridades de configuraciones novedosas como la considerada en el presente estudio. Dada la complejidad de una aplicación Stirling, el diseño de este tipo de sistemas suele realizarse de un modo secuencial, de modo que cada etapa de diseño aborde con más detalle los diferentes fenómenos que ocurren. Inicialmente se emplean modelos sencillos, para una vez obtenido un diseño preliminar pasar a emplear modelos más complejos.

La correcta modelización de los diferentes componentes de un equipo Stirling es fundamental para garantizar la fiabilidad de una herramienta de diseño. Entre los diferentes componentes, los intercambiadores de calor son los que en mayor medida afectan al rendimiento y costo del conjunto. Estos, trabajan bajo condiciones de flujo oscilante transitorio y turbulento, para las que se desconoce de la existencia de correlaciones válidas que caractericen la caída de presión y transferencia de calor.

El objetivo del presente trabajo de investigación es contribuir en el conocimiento de una novedosa configuración Stirling oscilante analizándose su modo de funcionamiento y estudiando su respuesta ante posibles situaciones en funcionamiento como son la fase de arranque y cambios en las temperaturas de trabajo. Se propone una nueva metodología de diseño para el dimensionamiento preliminar de bombas basadas la configuración Stirling oscilante.

En segundo lugar, se pretende contribuir al desarrollo de futuras metodologías y herramientas de cálculo, aportando conocimiento en torno al flujo oscilante y al proceso de transferencia de calor en los intercambiadores de calor empleados en la tecnología Stirling.

Europar batasunean finkatutako energia aurrezpen helburuak lortu ahal izateko, gaur egun arte bultzatutako neurri eta ahaleginak areagotu beharko lirakeela erakusten digute azkenaldian burutu diren hainbat ikerketek. Eraikuntza arloan, energia aurrezteko neurrietariko bat, energiaren eraldaketaren hobekuntza da teknologia efizienteagoen erabilera eginez. Aipagarrienak kogenerazio eta bero ponpak dira.

Stirling teknologian oinarritutako kogenerazio sistemek, aukera lehiakorra direla frogatu dute, %90 inguruko efizientziak lortuz, ziklo konbinatuko zentralak, ordea, %58 inguruko efizientziak lortzen dituztelarik.

Ikerketa berri ezberdinek, Stirling teknologia bero ponpen alternatiba gisa proposatzen dute; bai efizientzia aldetik, eta baita erabiltzen dituzten ingurumenarekiko kuxakorrak ez diren gasengaitik ere: nitrogenoa edo helioa. Azken urteotan aurrerakuntza ugari egin da Stirling teknologiaren inguruan: Stirling akustikoak edo sistema oszilatzaileak. Ikerketa lan hau, sistema oszilatzaileetan oinarritutako Stirling teknologia buruz jardungo da. Konfigurazio mota honetan, transmisio mekanismorik ez da behar, eta ondorioz, efizientzia handiagoak eta kostu txikiagoak lortzen dira.

Stirling teknologiak aurrera egin dezan, ezinbestekoak dira konfigurazio berritzaileen berezitasunak kontuan dauzkaten diseinu metodologia fidagarriak garatzea, aztergai dugun lan honetan izan diren berezitasunak kasu. Stirling teknologian oinarritutako makinaren konplexutasuna dela eta, diseinua urrats desberdinetan banatzen da. Era honetan urrats bakoitzean gertatzen diren fenomenoak modu sakonago batean azter daitezke. Hasiera batean eredu soilak erabiltzen dira, hauen bidez aurre-diseinu bat egin da eta ondoren eredu konplexuagoak erabiltzen dira.

Diseinu erreminta baten fidagarritasuna bermatzeko, ezinbestekoa da Stirling makinaren osagarri desberdinen modelaketa zuzena egitea. Osagarri desberdinen artean, bero trukagailuak dira efizientzia eta kostuan eragin nabarmenena dutenak. Hauek, fluxu oszilakor iragankor eta zurrumbilotsu balditzetan egiten dute lan. Gaur egun, ez dira ezagutzen lan baldintza hauetan onargarriak diren korrelaziorik bero transferentzia eta presio galera kalkulatu ahal izateko.

Ikerketa honen helburua Stirling teknologian oinarritutako kalkulu metodologiaren garapenean laguntzea da. Honetarako, lehenik eta behin, konfigurazio oszilakor berritzaile batean oinarritutako diseinu metodologia baten garapena egin behar da.

Bigarrenik, diseinu metodologietan erabilgarriak diren korrelazioen garapena du helburu lan honek. Korrelazio hauek, fluxu oszilakor iragankor eta zurrumbilotsu balditzetan bero transferentzia eta presio galera kalkulatu ahal izateko baliagarriak izango dira.

Índice

Notación	XVII
Lista de figuras	XXIII
Lista de tablas	XXVII
Capítulo 1: Introducción	31
1.1. Contexto actual.....	33
1.2. Introducción a la tecnología Stirling	34
1.3. Evolución histórica de la tecnología Stirling	39
1.4. Motivación del presente trabajo de investigación	41
1.5. Estructura del documento	43
Capítulo 2: Estado del arte.....	45
2.1. Ciclo inverso Stirling: teoría y práctica.....	47
2.1.1. Tecnología Stirling en la práctica: refrigeración	47
2.1.2. Tecnología Stirling en la práctica: calefacción.....	49
2.2. Métodos de cálculo	50
2.2.1. Modelos de primer orden	50
2.2.2. Modelos de segundo orden	52
2.2.3. Modelos de tercer y cuarto orden	53
2.2.4. Técnicas de escalado y semejanza	54
2.3. Análisis de la dinámica en las máquinas Stirling.....	55
2.3.1. Biela-manivela.....	55
2.3.2. Mecanismo rómbico	56
2.3.3. Plato inclinado	56
2.3.4. Pistón libre	56
2.4. Arranque en las máquinas Stirling	57
2.5. Intercambiadores de calor en la tecnología Stirling	58
2.6. Análisis crítico del estado del arte.....	63
2.7. Objetivos	63
Capítulo 3: Metodología de diseño para el desarrollo de una bomba de calor Stirling oscilante	65
3.1. Introducción	67
3.2. Termodinámica de las máquinas Stirling	68
3.3. Análisis de la dinámica de la bomba de calor Stirling oscilante	75
3.3.2. Metodología de diseño propuesta	79
3.4. Conclusiones	81
Capítulo 4: Respuesta del sistema ante cambios en las condiciones de trabajo.....	83
4.1. Introducción	85
4.2. Fase de arranque del equipo	85
4.3. Conclusiones	88

Capítulo 5: Análisis numérico del flujo oscilante.....	89
5.1. Introducción	91
5.2. Descripción matemática del problema	92
5.2.1. Modelos de turbulencia.....	93
5.2.2. Ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds (RANS).....	94
5.2.3. Modelo k-ε standard.....	95
5.2.4. Modelo turbulento k-ε Lam-Bremhorst para bajos números de Reynolds	96
5.2.5. Modelo turbulento k-ω SST	96
5.2.6. Modelo turbulento RSM, Reynolds Stress Model	97
5.3. Descripción del modelo numérico.....	98
5.3.1. Descripción geométrica y propiedades del fluido.....	98
5.3.2. Condiciones de contorno	98
5.3.3. Generación de la malla	99
5.3.4. Métodos numéricos empleados y criterios de convergencia	100
5.3.5. Análisis de sensibilidad de la malla	100
5.4. Flujo oscilante laminar	101
5.5. Flujo oscilante transitorio.....	101
5.6. Flujo oscilante turbulento.....	106
5.7. Estudio de la pérdida de carga bajo condiciones de flujo oscilante	107
5.8. Transferencia de calor bajo condiciones de flujo oscilante.....	112
5.9. Conclusiones	115
Capítulo 6: Pérdida de potencia en máquinas Stirling.....	117
6.1. Introducción	119
6.2. Pérdida de carga en los intercambiadores	120
6.3. Eficiencia de los intercambiadores de calor	122
6.4. Conclusiones	124
Capítulo 7: Conclusiones y líneas futuras.....	125
7.1. Conclusiones	127
7.2. Líneas futuras	129
Capítulo 8: Aportación científica.....	131
8.1. Publicaciones en revistas internacionales	133
8.2. Publicaciones en congresos internacionales.....	133
8.3. Publicaciones en revisión	134
Capítulo 9: Bibliografía	135

Notación

A	Área
A_{h1}, A_{h2}, A_k	Área de transferencia de calor
A_0	Amplitud adimensional de oscilación, x_{\max}/D o $2Re_{\omega}Re_{\max}$
c_f	Factor de fricción de Fanning
c_p	Calor específico
D	Diámetro del ducto
d	Distancia desde el punto de aplicación de la carga al eje de rotación
E	Energía total
\vec{F}, \vec{f}	Fuerzas externas e internas
F_1, F_2	Funciones del modelo turbulento $k-\omega$ SST
f_1, f_2	Aumento del término de fricción, según Ec. (5.46 y 5.50)
f	Frecuencia
f_A	Coefficiente de Carlovist
f_{μ}, f_a, f_b	Funciones del modelo $k-\varepsilon$ Lam-Bremhorst para bajos números de Reynolds
G_b, G_{ω}	Generación de energía cinética turbulenta y disipación
h, h_1, h_2	Coefficiente de convección
I	Inercia
k	Energía cinética turbulenta o conductividad térmica
L	Longitud del ducto
m_t	Masa total del gas de trabajo
N	Velocidad del motor
Nu	Número de Nusselt, según Ec. (5.53)
Nu_{fil}	Número de Nusselt correspondiente a un flujo laminar completamente desarrollado
Nu_{gn}	Número de Nusselt obtenido según correlación de Gnielinski, Ec. (5.57)
$Nu_{\text{min}}, Nu_{\text{max}}$	Número de Nusselt mínimo y máximo
\overline{Nu}	Número de Nusselt promedio, según Ec. (5.56)
p	Valor instantáneo de la presión del ciclo
p_m	Presión media en a lo largo de un ciclo
P	Potencia
P_e	Potencia suministrada por la máquina oscilante
P_i	Potencia debida a la inercia total del sistema
P_p	Potencia debida a la presión del ciclo
Pr	Número de Prandtl
q	Flujo de calor
\dot{Q}_c	Potencia térmica
Q_c	Calor aportado al sistema (motor) o calor generado por el sistema (bomba de calor)
r	Posición radial
R	Radio del ducto o resistencia térmica
$R_{\text{conv}}, R_{\text{cond}}, R_{\text{total}}$	Resistencias térmicas de convección, conducción y total
R_g	Constante del gas
R_1	Radio interior del pistón
R_2	Radio exterior del pistón
Re	Número de Reynolds, $\frac{\rho u_m D}{\mu}$
Re_{ω}	Número de Reynolds cinético, $\frac{\rho \omega D^2}{\mu}$
Re_{max}	Número de Reynolds máximo
Re_y, Re_t	Número turbulento de Reynolds según Ec. (5.20-5.21)
S	Tensor de deformación

t	Tiempo
T_b	Temperatura local del fluido promediada
T_h	Temperatura en el foco caliente
T_{hw}	Temperatura en la pared del intercambiador del foco caliente
T_k	Temperatura en el foco frío
T_{kw}	Temperatura en la pared del intercambiador del foco frío
T_r	Temperatura en el regenerador
T_w, T_{w1}, T_{w2}	Temperatura de pared
TI	Intensidad de la turbulencia, según Ec. (5.35)
U	Coefficiente de transferencia de calor total
u	Velocidad
$u(u_1)$	Velocidad del flujo en x
U_0	Amplitud de la velocidad promedio en la sección, $\frac{A_0 Re_\omega \mu}{2\rho D}$
$v(u_2)$	Velocidad del flujo en y
\vec{V}	Vector de velocidad
V_c	Volumen instantáneo de la cámara de compresión
V_D	Volumen muerto total
V_d	Volumen muerto adicional
V_{dd}	Volumen muerto canales de distribución
V_e	Volumen instantáneo de la cámara de expansión
V_{dh}	Volumen del intercambiador de la cámara de expansión
V_{dk}	Volumen del intercambiador de la cámara de compresión
V_{dr}	Volumen muerto del regenerador
V_{swc}	Volumen máximo de la cámara expansión
V_{swe}	Volumen máximo de la cámara compresión
X	Ratio de volumen muerto
y	Distancia a la pared
y^+	Distancia adimensional a la pared
W	Trabajo mecánico por ciclo
W_B	Potencia alcanzable definida por Beale según Ec. (2.5)
W_c	Trabajo en la cámara de compresión por ciclo
W_e	Trabajo en la cámara de expansión por ciclo
$w(u_3)$	Velocidad del flujo en z
Z	Número de ciclos termodinámicos del motor

Símbolos griegos

β	Indicador adimensional del tipo de régimen, $A_0 \sqrt{Re_\omega}$
β_E	Número de Beale
δ_{ij}	Delta de Kronecker
ε	Ratio de disipación turbulenta
θ	Desplazamiento angular
θ_{p1}, θ_{p2}	Desplazamiento angular del pistón 1 y 2
Θ	Amplitud del movimiento oscilante
μ	Viscosidad dinámica
μ_t	Viscosidad dinámica turbulenta
η	Eficiencia

η_{Carnot}	Eficiencia de Carnot
η_{exp}	Valor de eficiencia obtenido experimentalmente
η_h	Eficiencia del intercambiador de calor del foco caliente
η_M	Eficiencia del mecanismo de transmisión
ρ	Densidad
τ_w	Esfuerzo cortante en la pared
$\bar{\tau}$	Tensor de viscosidad
Γ	Par o coeficiente de transporte
Γ_e	Par debido al motor
Γ_i	Par debido a la inercia
Γ_p	Par debido a la presión del ciclo termodinámico
Γ_k, Γ_ω	Difusión de la energía cinética turbulenta y del ratio de disipación, según Ec. (5.26-5.27)
ϕ	Ángulo de fase entre el esfuerzo cortante en la pared y la velocidad promedio
ω	Frecuencia angular o ratio de disipación específico

Superíndices

'	Componente fluctuante
-	Cantidad promediada

Lista de figuras

Figura 1: Motor Stirling del año 1928 [8].....	34
Figura 2: Esquema de un motor Stirling	34
Figura 3: Procesos termodinámicos característicos en un motor Stirling ideal [9].....	35
Figura 4: Procesos termodinámicos característicos en un motor Stirling ideal	36
Figura 5: Esquema de un refrigerador Stirling.....	36
Figura 6: Procesos termodinámicos característicos en un ciclo inverso Stirling ideal [9].....	37
Figura 7: Procesos termodinámicos característicos en un motor Stirling ideal	37
Figura 8: Configuración tipo alfa [11]	38
Figura 9: Configuración tipo beta [12].....	38
Figura 10: Configuración tipo gamma [12].....	39
Figura 11: Efecto del desplazador en la presión del gas [13].....	39
Figura 12: Máquina refrigeradora desarrollada por Alexander Kirk [14].....	40
Figura 13: Sección del licuador Philips tipo A [8].....	41
Figura 14: Vista general del licuador Philips [14]	41
Figura 15: Licuador de la empresa Stirling Cryogenics [17].....	41
Figura 16: Refrigerador de pistón libre de la empresa Sunpower [19].....	41
Figura 17: Esquema Stirling oscilante [20].....	41
Figura 18: Evolución de los volúmenes de expansión y compresión a lo largo de un ciclo [20]	41
Figura 19: Configuración alfa de doble acción [12]	42
Figura 20: Movimiento de los pistones a lo largo de un ciclo	42
Figura 21: Coeficiente de rendimiento del prototipo desarrollado por Haywood, David [21]	47
Figura 22: Coeficiente de rendimiento STM4-120RF frente a un refrigerador convencional [24]	47
Figura 23: Comparativa de consumo refrigerador convencional y Stirling de pistón libre [28]	48
Figura 24: Comparativa de la figura de mérito para diferentes refrigeradores [27]	48
Figura 25: Eficiencia para refrigeradores Stirling en función de la T^a del foco frío, obtenida de [8].....	48
Figura 26: Comparativa de eficiencia a 80K en función de la potencia consumida [30]	49
Figura 27: Comparativa de eficiencia en función de la temperatura del foco frío [30]	49
Figura 28: Comparativa rendimiento de una bomba de calor Stirling [21]	50
Figura 29: Propuesta de proceso de diseño G. T. Reader y C. Hooper [10].....	50
Figura 30: Esquema análisis adiabático de Urieli [34]	53
Figura 31: Modelo numérico de Kraitong y Mahkamov [38].....	54
Figura 32: Perfil temperatura, simetría axial [39].....	54
Figura 33: Sistemas mecánicos empleados en soluciones Stirling [10].....	55
Figura 34: Esquema mecanismo rómbico [10]	56
Figura 35: Esquema del motor Stirling 4-235 de Philips [8]	56
Figura 36: Esquema motor Stirling 4-215 de Ford-Philips [8]	56
Figura 37: Esquema motor Stirling de pistón libre [41].....	57
Figura 38: Elementos considerados en el análisis de la dinámica [41].....	57
Figura 39: Equipo de cogeneración de la empresa SOLO	58
Figura 40: Caída de temperatura a través del intercambiador de calor [48]	59
Figura 41: Intercambiadores asociados a la cámara de expansión en aplicaciones Stirling	59
Figura 42: Intercambiadores asociados a la cámara de compresión en aplicaciones Stirling.....	60
Figura 43: Efecto volumen muerto en la presión, obtenida de [10].....	60
Figura 44: Efecto del volumen muerto en la eficiencia [10].....	60
Figura 45: Rango de trabajo de los intercambiadores de calor Stirling, A_0 vs. Re_ω [52]	61
Figura 46: Comparación de perfiles de velocidad para flujo oscilante obtenidos experimental y analíticamente [57].....	62
Figura 47: Perfil de velocidad, flujo oscilante, datos experimentales de Zhao y Cheng [60].....	62
Figura 48: Concepto de bomba de calor oscilante [76].....	68
Figura 49: Evolución de los pistones a lo largo de un ciclo [76].....	68
Figura 50: Amplitud del movimiento [76]	69
Figura 51: Geometría del pistón [76]	69

Figura 52: Movimiento, velocidad y aceleración angulares de los pistones de trabajo [76]	70
Figura 53: Evolución de la presión a lo largo del ciclo [76]	70
Figura 54: Relación entre el volumen de barrido y la presión de carga [76]	72
Figura 55: Evolución de los volúmenes de barrido (ciclo 1) a lo largo de un ciclo, ejemplo de aplicación	73
Figura 56: Evolución de la presión del gas de trabajo (ciclo 1) a lo largo de un ciclo, ejemplo de aplicación	73
Figura 57: Evolución de la presión del gas de trabajo de los cuatro ciclos y resultante sobre los dos pistones	73
Figura 58: Diagrama presión-volumen, ejemplo de aplicación	73
Figura 59: Esquema de la metodología propuesta	74
Figura 60: Par debido a la presión e inercia [76]	76
Figura 61: Desplazamiento, velocidad y aceleración angulares de los dos pistones de trabajo	77
Figura 62: Par debido a la presión e inercia para los dos pistones, (a) pistón 1 y (b) pistón 2	78
Figura 63: Potencia debida a la presión e inercia para los dos pistones, (a) pistón 1 y (b) pistón 2	78
Figura 64: Potencia a suministrar por los motores oscilantes a lo largo de un ciclo	79
Figura 65: Esquema metodología de diseño propuesta	79
Figura 66: Ejemplo de aplicación de la metodología de diseño propuesta	80
Figura 67: Valores máximos de las potencias debidas a la presión, inercia y motor [76]	85
Figura 68: Valores máximos de las potencias en la fase de arranque [76]	86
Figura 69: Valores máximos de las potencia, propuesta arranque alternativa [76]	86
Figura 70: Influencia de la T^a en la relación entre p_m y V_{swe} [76]	87
Figura 71: Valores máximos de las potencias debidas a la presión, inercia y motor [76]	88
Figura 72: Valores máximos de las potencias debidas a la presión, inercia y motor, opciones propuestas [76]	88
Figura 73: Entrada y salida de flujo másico en un volumen de control a lo largo del eje x [80]	92
Figura 74: Componente media y fluctuante de las variables turbulentas [80]	93
Figura 75: Esquema modelo numérico	99
Figura 76: Esquema de procesado de la malla [52]	99
Figura 77: Comparativa de perfiles de velocidad [52]	101
Figura 78: Comparativa de perfiles de velocidad $Re_\omega = 66,6$ y $A_0 = 97$ [52]	103
Figura 79: Comparativa de perfiles de velocidad, $Re_\omega = 302,2$ y $A_0 = 47,3$ [52]	104
Figura 80: Energía cinética turbulenta [m^2/s^2] computada, $Re_\omega = 66,6$ y $A_0 = 97$ [52]	105
Figura 81: Vectores de velocidad con colores según las tensiones de Reynolds, $Re_\omega = 66,6$ y $A_0 = 97$ [52]	105
Figura 82: Comparativa perfiles de velocidad, $Re_\omega = 302,2$ y $A_0 = 97$ [60]	106
Figura 83: Comparativa esfuerzo cortante en la pared normalizado, $Re_\omega = 898,9$ y $A_0 = 50,9$ [57]	106
Figura 84: Término de fricción normalizado, $L/D = 120$ [52]	107
Figura 85: Ángulo de fase ϕ [52]	108
Figura 86: Caída de presión normalizada, componentes inerciales y friccionales	110
Figura 87: Comparación del término de fricción normalizado, $L/D = 120$ [52]	110
Figura 88: Comparativa de la correlación propuesta, Eq. (5.49), $Re_\omega = 200$, $A_0 = 201$ y $L/D = 40$ [52]	111
Figura 89: Término de fricción normalizado, $Re_\omega = cte = 300$	112
Figura 90: Número de Nusselt promediado en la longitud [52]	113
Figura 91: Incremento de Nu (flujo oscilante respecto flujo unidireccional) de acuerdo a la ecuación (5.60) [52]	115
Figura 92: Efecto de las pérdidas por fricción en la eficiencia de los cuatro motores considerados	121
Figura 93: Efecto de la eficiencia de los intercambiadores de calor en la eficiencia de los motores	123
Figura 94: Comparativa de la pérdida de eficiencia de los motores	124

Lista de tablas

Tabla 1: Diferencias entre las condiciones para correlaciones de uso general y Stirling	61
Tabla 2: Procesos termodinámicos en cada ciclo.....	69
Tabla 3: Características ejemplo de aplicación.....	71
Tabla 4: Volúmenes muertos propuestos	71
Tabla 5: Comparativa de resultados experimentales y teóricos	72
Tabla 6: Valores de eficiencia encontrados en la literatura	74
Tabla 7: Resumen estrategia de arranque.....	86
Tabla 8: Comparación de las potencias media y pico para las situaciones planteadas	87
Tabla 9: Propiedades del fluido de trabajo.....	98
Tabla 10: Análisis de sensibilidad de la malla	100
Tabla 11: Correlaciones para el cálculo del coeficiente de fricción	108
Tabla 12: Condiciones de trabajo de los cuatro motores Stirling considerados.....	119
Tabla 13: Trabajo desarrollado, calor consumido y eficiencia de los cuatro motores analizados.	120
Tabla 14: Condiciones de trabajo de los cuatro motores Stirling considerados.....	120
Tabla 15: Pérdida eficiencia causada por los efectos friccionales de los intercambiadores de calor	121
Tabla 16: Pérdida eficiencia causada por la eficiencia de los intercambiadores de calor.....	122
Tabla 17: Comparativa de la pérdida de eficiencia de los motores.....	123

Capítulo 1: Introducción

1.1. Contexto actual

De acuerdo con la Directiva 2010/31/EU relativa a la eficiencia energética de los edificios, el 40% del consumo total de energía en la unión europea corresponde a edificios. Por ello, la reducción del consumo de energía y el uso de energía procedente de fuentes renovables en el sector de la edificación constituyen una parte importante de las medidas necesarias para reducir la dependencia energética de la UE y las emisiones de gases de efecto invernadero [1].

La necesidad de soluciones innovadoras para sistemas de calefacción y aire acondicionado en la edificación se debe a preocupaciones económicas y ambientales apoyadas por diferentes directivas de la UE y por el Plan de Ciencia, Tecnología e Innovación del Gobierno Vasco.

Estudios realizados por IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía) [2], apuntan a que el sector residencial es un sector clave en el contexto energético actual, tanto nacional como comunitario. En España, y en términos de energía final, implica el 17% del consumo final total y el 25% de la demanda de energía eléctrica. Diversos factores explican la representatividad y la tendencia al alza de sus consumos energéticos, tales como el incremento del número de hogares, el mayor confort requerido por los mismos y, consecuentemente, el aumento de equipamiento.

Para poder alcanzar estos objetivos de reducción de consumo de energía y emisiones, el Consejo Europeo subraya la necesidad de aumentar la eficiencia energética a fin de lograr el objetivo de reducir en un 20% el consumo energético para el año 2020 de acuerdo a la estrategia “Europa 2020”. Para ello, los Estados miembro se asegurarán de que:

- a) después del 31 de diciembre de 2018, los edificios nuevos que estén ocupados y sean propiedad de autoridades públicas sean edificios de consumo de energía casi nulo.
- b) a más tardar el 31 de diciembre de 2020, todos los edificios nuevos sean edificios de consumo de energía casi nulo [1].

Cumplido este objetivo se lograrían reducir las facturas de energía por un total de 78.000 millones de euros y disminuir las emisiones de CO₂ en 560 mil toneladas [3]. En este contexto, existen estudios que indican que tecnologías de calefacción como las bombas de calor, pueden contribuir a alcanzar estos objetivos, ya que permiten una reducción en las emisiones de CO₂ en torno al 23% en comparación con calderas de gas convencionales [4].

El Plan de Ciencia Tecnología e Innovación elaborado por el Gobierno Vasco incide en la importancia de las tecnologías eficientes energéticamente hablando. De acuerdo con los grandes objetivos de la Estrategia Energética de Euskadi (3E2020), es de interés el desarrollo de soluciones de eficiencia energética en el sector de la edificación. Se debe contribuir a reducir el consumo de energía y atenuar las emisiones de gases de efecto invernadero, generando nuevos productos y servicios a las empresas de nuestro entorno en nuevos nichos de mercado [5].

1.2. Introducción a la tecnología Stirling

En el contexto actual, para poder alcanzar un ahorro en el consumo de energía, deberán implementarse en los próximos años nuevas estrategias que contribuyan al cumplimiento de este objetivo. La sustitución de tecnologías menos eficientes por otras más eficientes viene a ser una de las medidas de ahorro de energía en edificios, siendo las alternativas más destacables en este campo los sistemas de micro-cogeneración y las bombas de calor [4].

Los sistemas de micro-cogeneración basados en la tecnología Stirling han demostrado ser una alternativa altamente competitiva, alcanzando eficiencias globales de en torno al 90% [6]. En comparación, las centrales eléctricas más modernas de ciclo combinado ofrecen un rendimiento en torno al 58%.

Recientes estudios [7] proponen la tecnología Stirling como una potencial alternativa a las bombas de calor basadas en la compresión de vapor que son empleadas mayoritariamente en aplicaciones de calefacción dada su elevada eficiencia. La tecnología Stirling evita a su vez el uso de sustancias perjudiciales para la capa de ozono, en su lugar, emplea gases respetuosos con el medio ambiente, como puedan ser el nitrógeno o el helio.

Se describe a continuación el modo de funcionamiento de las máquinas basadas en la tecnología Stirling.

En la Figura 1 se observa un motor Stirling de 1928 donde se pueden identificar: (A) una cámara de expansión mantenida a una temperatura normalmente superior a los 500°C gracias a un aporte de calor externo. (B) Un pistón que separa las cámaras de expansión y compresión. (C) Una cámara de compresión que se mantiene refrigerada mediante una fuente externa. (D) Regenerador o economizador, que comunica las cámaras de expansión y compresión.

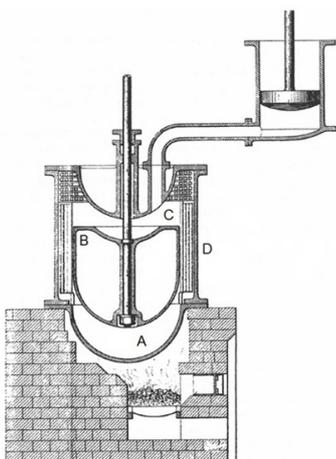


Figura 1: Motor Stirling del año 1928 [8]

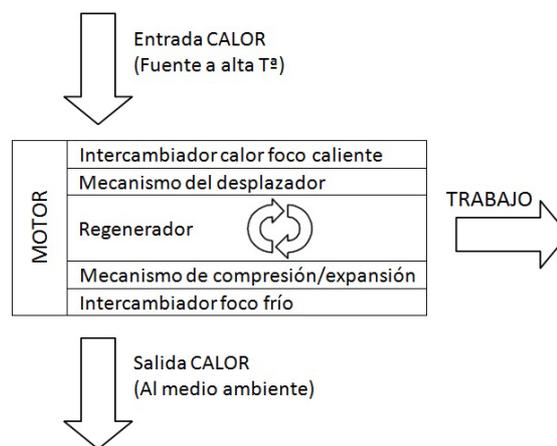


Figura 2: Esquema de un motor Stirling

Los cinco componentes principales de un motor Stirling, tal y como se muestra en la Figura 2 son:

- (1) *Gas de trabajo*: el ciclo Stirling es un ciclo cerrado y los distintos procesos termodinámicos suceden en un gas de trabajo contenido en el sistema. Los gases más empleados son: Helio, nitrógeno o hidrógeno.
- (2) *Intercambiadores de calor*: el primer intercambiador se emplea para absorber calor de una fuente externa al sistema, por ejemplo desde un quemador hasta el gas de trabajo y está asociado a la cámara de expansión. El segundo intercambiador se emplea para transferir calor del gas de trabajo al exterior del sistema, como podría ser una camisa de agua que refrigera el gas de trabajo y está asociado a la cámara de compresión.
- (3) *Mecanismo*: se encarga de desplazar el gas de trabajo entre el foco frío y caliente a través del regenerador y de expandir y comprimir el gas de trabajo. En el caso de una máquina térmica, produce un trabajo de salida y en el caso de una bomba de calor aporta una entrada de trabajo.
- (4) *Regenerador*: se trata del principal aporte de la invención de Robert Stirling. Este componente permite que el ciclo Stirling alcance una alta eficiencia térmica ya que actúa como almacén temporal de calor entre el foco caliente y el frío. La eficiencia teórica de un motor Stirling con regeneración ideal es igual a la eficiencia de Carnot, es decir, la máxima alcanzable para máquinas funcionando entre las mismas fuentes térmicas.

En un motor de Stirling ideal, los componentes de la máquina interactúan de modo que se produzcan los cuatro procesos termodinámicos que lo caracterizan. Estos procesos se ilustran en la Figura 3 y se muestran en los diagramas presión-volumen y temperatura-entropía de la Figura 4.

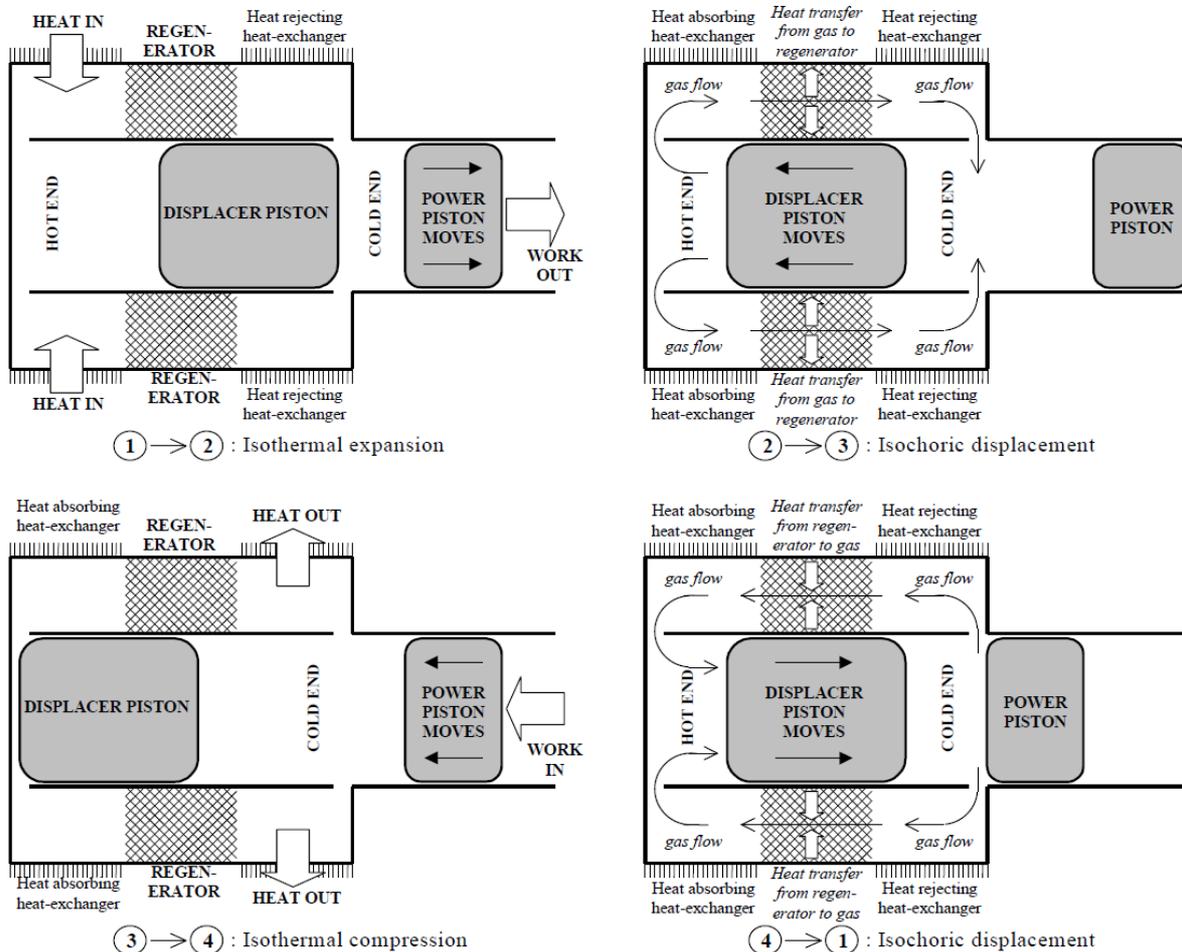


Figura 3: Procesos termodinámicos característicos en un motor Stirling ideal [9]

Se describen a continuación estos cuatro procesos termodinámicos:

Proceso 1→2: Expansión isoterma. El gas de trabajo a alta presión absorbe calor desde una fuente a alta temperatura y se expande realizando un trabajo sobre el pistón. Esta expansión se realiza a temperatura constante.

Proceso 2→3: Enfriamiento isocórico. Se transfiere calor desde el gas de trabajo al regenerador en un proceso reversible a volumen constante. El movimiento del desplazador hace que el gas de trabajo pase del foco caliente de la máquina a su foco frío pasando a través del regenerador. En el proceso 4→1 este calor se devuelve al gas de trabajo.

Proceso 3→4: Compresión isoterma. El pistón realiza un trabajo sobre el gas de trabajo. Esta compresión ocurre a temperatura constante, de modo que un calor es rechazado a una fuente a baja temperatura. El gas de trabajo se encuentra a una presión inferior a la del proceso 1→2, de modo que el trabajo requerido para llevar a cabo esta compresión es menor que el trabajo realizado durante la expansión. El ciclo tiene de este modo una salida de trabajo positiva.

Proceso 4→1: Calentamiento isocórico. Se transfiere calor desde el regenerador al gas de trabajo en un proceso a volumen constante. El gas de trabajo absorbe este calor de modo que se incrementa su presión y temperatura.

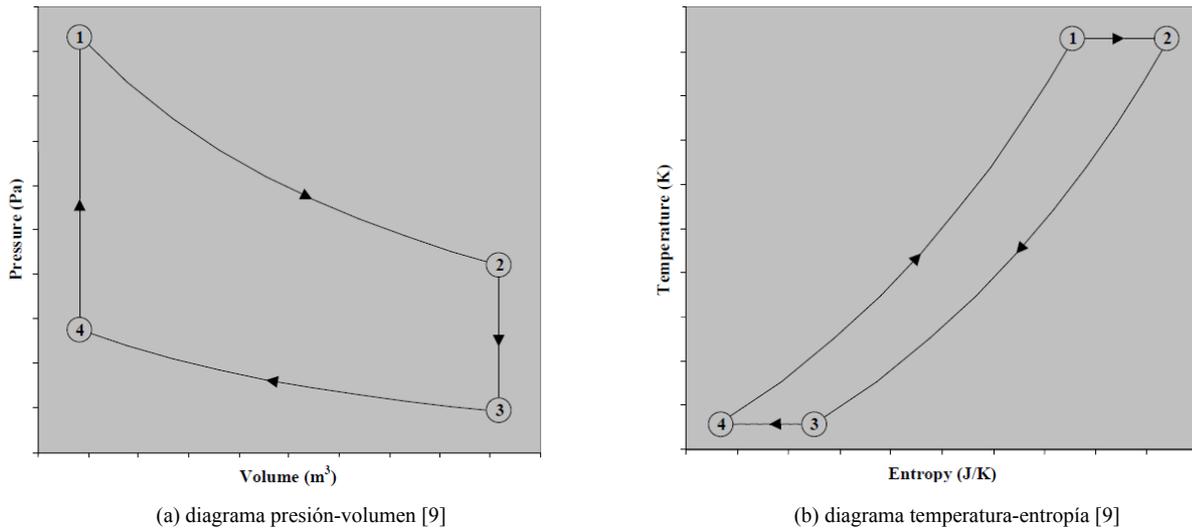


Figura 4: Procesos termodinámicos característicos en un motor Stirling ideal

El caso del ciclo inverso Stirling es similar al caso del motor, pero en este caso, el calor se absorbe desde el foco frío de la máquina y se rechaza al foco caliente. Se muestra esquemáticamente en la Figura 5 un Stirling inverso; se representa en este caso un refrigerador. Los cuatro procesos termodinámicos característicos se ilustran en la Figura 6 y se muestran en los diagramas presión-volumen y temperatura-entropía de la Figura 7.

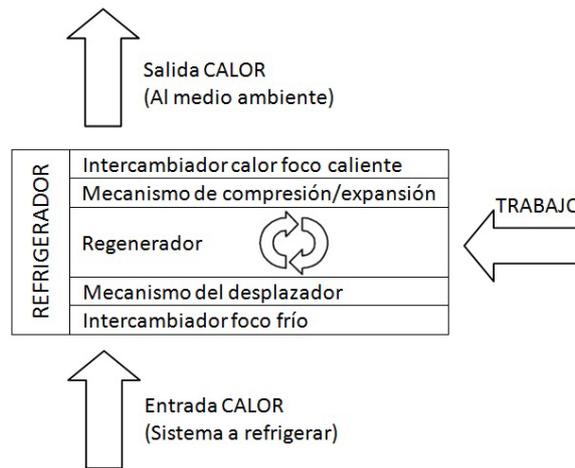


Figura 5: Esquema de un refrigerador Stirling

Se describen a continuación los cuatro procesos termodinámicos característicos:

Proceso 1→2: Expansión isoterma. El gas de trabajo a baja presión se expande de modo isoterma absorbiendo calor desde una fuente a baja temperatura.

Proceso 2→3: Calentamiento isocórico. Se transfiere calor desde el regenerador al gas de trabajo en un proceso reversible a volumen constante. En el proceso 4→1 este calor se devuelve al gas de trabajo. El movimiento del desplazador hace que el gas de trabajo pase del foco frío de la máquina a su foco caliente pasando a través del regenerador.

Proceso 3→4: Compresión isoterma. El pistón realiza un trabajo sobre el gas de trabajo. Esta compresión ocurre a temperatura constante, de modo que un calor es rechazado a una fuente a baja temperatura. El gas de trabajo se encuentra a una presión inferior a la del proceso 1→2, de modo que el trabajo requerido para llevar a cabo esta compresión es menor que el trabajo realizado durante la expansión. El ciclo tiene de este modo una salida de trabajo positiva.

Proceso 4→1: Calentamiento isocórico. Se transfiere calor desde el regenerador al gas de trabajo en un proceso a volumen constante. El gas de trabajo absorbe este calor de modo que se incrementa su presión y temperatura.

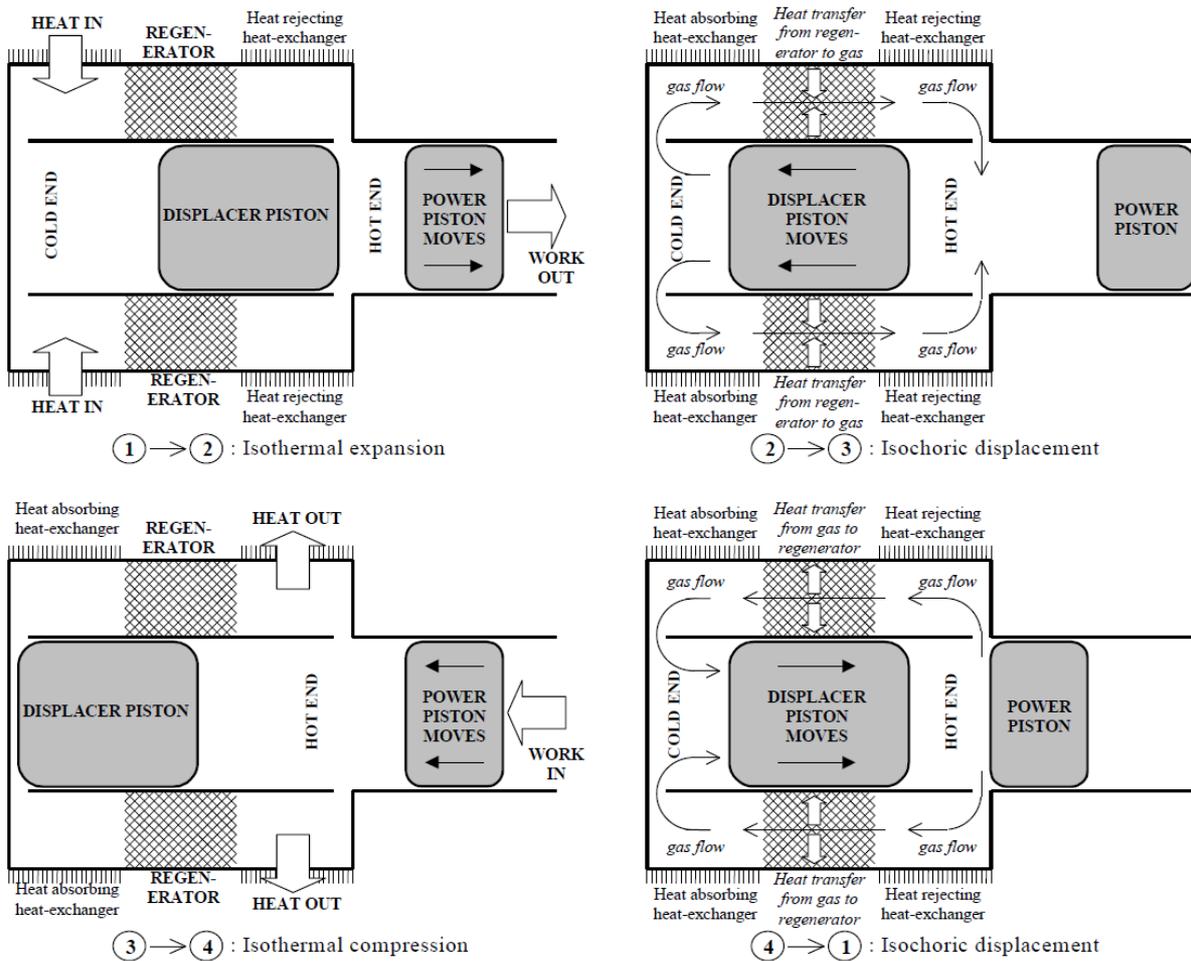


Figura 6: Procesos termodinámicos característicos en un ciclo inverso Stirling ideal [9]

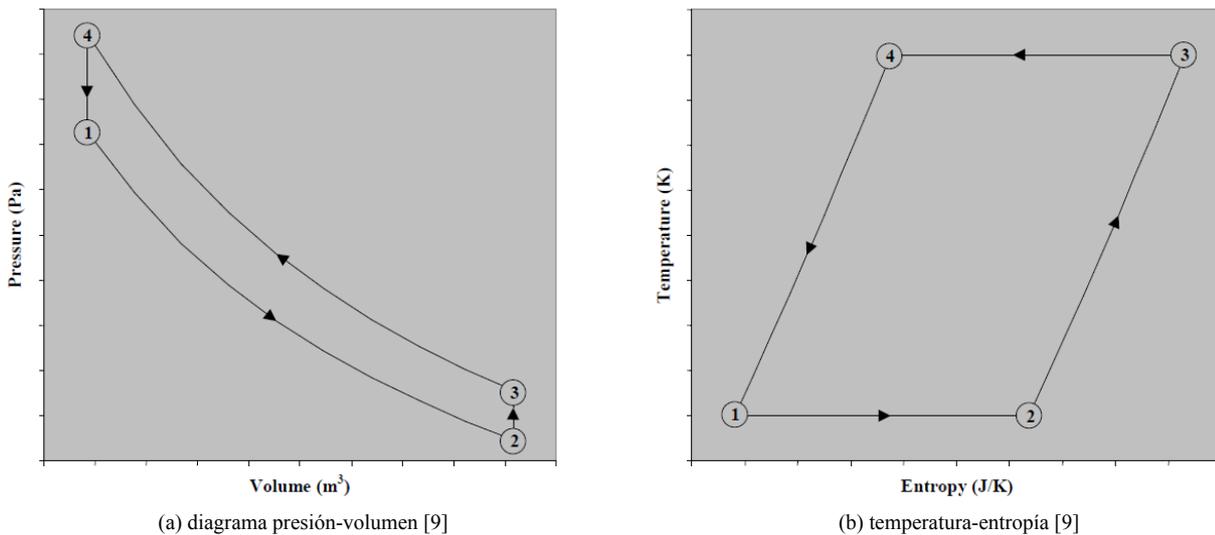


Figura 7: Procesos termodinámicos característicos en un motor Stirling ideal

Según la distribución de sus componentes, las configuraciones clásicas de las máquinas Stirling son: alfa, beta y gamma. Se describen a continuación las peculiaridades de cada una de estas configuraciones.

Configuración tipo alfa

Este tipo de configuración fue desarrollado por Rider en Estados Unidos [10]. Una máquina Stirling de tipo alfa consta de dos cilindros independientes conectados entre sí a través de una cámara en la que se sitúa el regenerador. En el interior de cada uno de los cilindros hay un pistón. El movimiento de los dos pistones tiene un desfase de 90 grados, de modo que el fluido de trabajo pasa de un cilindro a otro. En la Figura 8 se muestra una sección del popular motor Stirling V-160 basado en una configuración tipo alfa [11].

Este tipo de motor tiene una relación potencia / volumen alta en comparación a otras posibles configuraciones [10]. Por lo general, las bielas de los dos pistones se encuentran montadas en el mismo pasador del cigüeñal, lo que hace que el mecanismo de transmisión de potencia sea sencillo. Como contrapartida, esta configuración presenta dificultades a la hora de mantener el gas de trabajo dentro de las diferentes cámaras que componen la máquina, ya que el sellado de las partes móviles es complejo. Las mayores dificultades se encuentran en el sellado del pistón en contacto con el foco caliente, dado el deterioro de los materiales a las altas temperaturas.

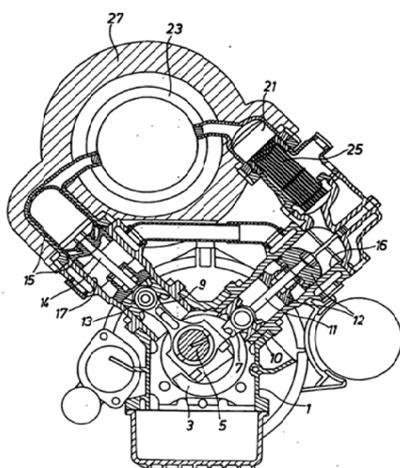


Figura 8: Configuración tipo alfa [11]

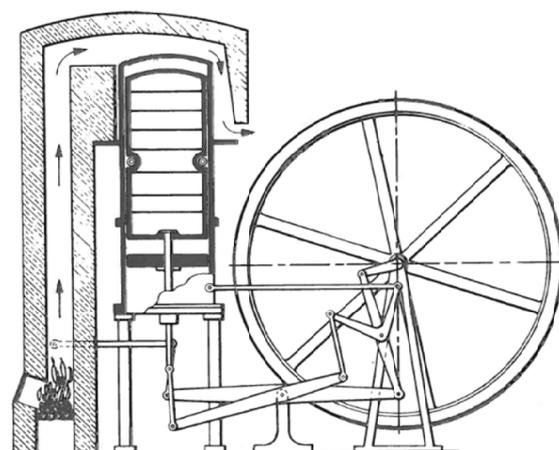


Figura 9: Configuración tipo beta [12]

Configuración tipo beta

La configuración del motor originariamente desarrollado por Robert Stirling era tipo beta, se muestra un esquema en la Figura 9. A diferencia de la configuración tipo alfa, esta configuración consta de un solo cilindro, en el que se disponen los dos focos de los que consta la máquina. En el interior del cilindro se encuentra también el desplazador cuya función es mover el gas de trabajo entre el foco frío y caliente.

Para un correcto funcionamiento de la máquina es necesario que el pistón de potencia sea concéntrico al desplazador. El desfase en el movimiento del pistón y desplazador se logra mediante un mecanismo de transmisión. Desde el punto de vista termodinámico, se considera como la configuración más eficiente, como contrapartida, su construcción es compleja [8, 10].

Configuración tipo gamma

La configuración tipo gamma es un desarrollo basado en la configuración Beta que ofrece una construcción más sencilla. La diferencia con la configuración tipo beta se encuentra en que el desplazador y el pistón de potencia se encuentran en cilindros separados. Se muestra un esquema de este tipo de configuración en la Figura 10.

Esta configuración suele alcanzar una menor relación de compresión, pero como ventaja, los mecanismos de transmisión empleados suelen ser más sencillos [8, 10]. Este tipo de configuración se ha empleado extensamente en pequeños prototipos y maquetas, sin embargo se desconoce de su aplicación en el ámbito industrial.

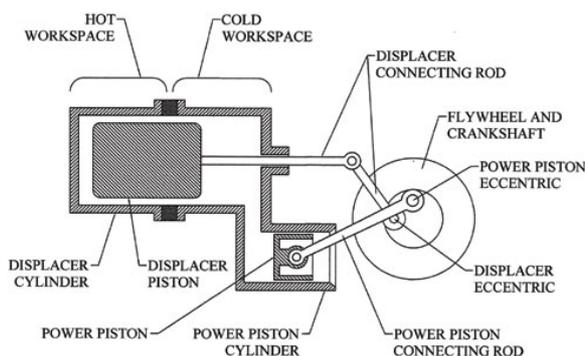


Figura 10: Configuración tipo gamma [12]

Stirling de pistón libre

El funcionamiento de un Stirling de pistón libre se explica a partir del movimiento que se origina entre desplazador y pistón. El desplazador es un componente que se encarga de mover el gas de trabajo de una zona a alta temperatura a otra zona a baja temperatura. Entre las dos cámaras que separa el desplazador existe por lo tanto una diferencia de temperatura, sin embargo gracias a la holgura con el cilindro que lo contiene, no existe diferencia de presión (Figura 11). Cuando el desplazador se encuentra en la parte baja del cilindro, la presión se eleva como consecuencia del aumento de temperatura. Por el contrario, cuando el desplazador se encuentra en la parte alta del cilindro, la presión disminuye.

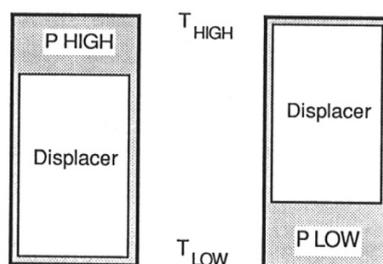


Figura 11: Efecto del desplazador en la presión del gas [13]

El pistón es otro componente oscilatorio; en este caso, existe una diferencia de presión debido al ajuste con el cilindro que lo contiene. En su parte superior, el pistón está en contacto con el gas de trabajo y en su parte inferior con un espacio lo suficientemente grande como para que su presión se pueda considerar constante a lo largo del ciclo. En el caso de una bomba de calor de pistón libre, el movimiento oscilatorio del pistón es controlado mediante un actuador lineal.

Los Stirling de pistón libre son una evolución de las configuraciones anteriormente mostradas. Comparativamente su diseño es más complejo, pero constructivamente es una solución más sencilla, ya que se elimina el mecanismo de transmisión.

1.3. Evolución histórica de la tecnología Stirling

El motor Stirling fue inventado por Robert Stirling en 1816 como un desarrollo de los motores de aire caliente de la época. Este motor se basa en un ciclo termodinámico cerrado y reversible. En su origen, sus principales virtudes fueron simplicidad, fiabilidad y seguridad de uso.

En la época de la revolución industrial, el motor Stirling parecía ser la respuesta a los problemas de las máquinas de vapor. Estas últimas eran ineficientes consumiendo grandes cantidades de carbón y peligrosas debido a las explosiones que ocurrían ocasionalmente. Los motores Stirling no lograron imponerse a pesar de su funcionamiento seguro y eficiente. La causa principal parece encontrarse en problemas asociados con la corrosión de los metales a altas temperaturas [8].

Con el paso del tiempo, la tecnología avanzó y cuando parecían haberse solucionado los problemas de materiales asociados a la tecnología Stirling, aparecieron en escena los motores de combustión interna. De este modo, la tecnología Stirling quedó prácticamente olvidada.

En lo que se refiere al ciclo inverso Stirling, la primera aplicación fue desarrollada por John Gorrie para la producción de hielo en torno a 1849 de acuerdo a las descripciones publicadas por Alexander Kirk en 1862. Este último, también empleó la tecnología Stirling en aplicaciones de refrigeración industrial; se muestra un esquema de una de sus máquinas en la Figura 12.

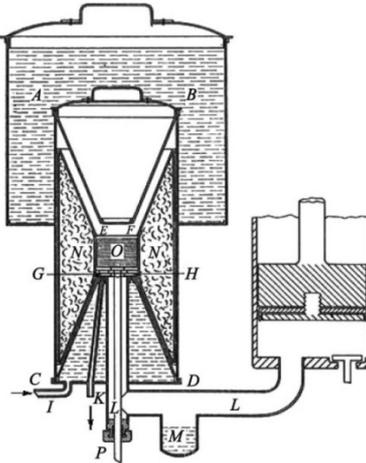


Figura 12: Máquina refrigeradora desarrollada por Alexander Kirk [14]

La tecnología Stirling en el campo de la refrigeración fue desarrollándose en los años consecuentes a la aplicación de Alexander Kirk, sin embargo, como consecuencia del gran éxito de los refrigeradores basados en la compresión de vapor desarrollados por Von Linde el interés por la tecnología Stirling disminuyó [15]. Durante años fue prácticamente inexistente el trabajo en torno a la tecnología Stirling, hasta que en 1938 la compañía holandesa Philips se interesó nuevamente en ella. Inicialmente, se trabajó en torno a las posibilidades del ciclo Stirling como generador de electricidad para equipos de radio en lugares sin posibilidad de conexión a red.

El interés por la tecnología Stirling creció dentro de la compañía Philips, realizándose trabajos tanto en el campo de la generación, como en el de la refrigeración. La compañía obtuvo más de 312 patentes en 6 países europeos y se generó un volumen importante de publicaciones técnicas y científicas. Hoy en día, poca es la información disponible sobre sus modelos teóricos y datos experimentales.

El desarrollo del Stirling inverso comenzó en la compañía Philips en el año 1941: uno de sus ingenieros observó que haciendo funcionar un motor Stirling en su modo inverso se alcanzaban temperaturas cercanas a los 100°C bajo cero. En 1945, se logró licuar aire empleando hidrógeno como gas de trabajo y un regenerador compuesto por lana de algodón. La potencia frigorífica del prototipo era muy baja, pero la baja temperatura obtenida era esperanzadora, de modo que se formó un grupo de trabajo en la compañía dedicado plenamente al Stirling inverso. Entre los diferentes logros en este campo, destaca la máquina criogénica denominada tipo A. Las principales mejoras respecto de los prototipos iniciales fueron el aumento de la presión media de trabajo y el uso de un regenerador de tipo metálico. Fueron necesarios 5 años de trabajo para resolver los problemas básicos de esta máquina. Finalmente, en 1955, Philips comenzó a comercializar esta máquina. Se muestra una sección de la máquina en la Figura 13 y una vista general del licuador de aire en la Figura 14 [8].

La máquina tipo A de Philips fue bastante popular en laboratorios y aplicaciones industriales donde aire o nitrógeno líquido era requerido en pequeña escala. La capacidad frigorífica de la máquina era de aproximadamente 1kW a -196°C. Con el paso del tiempo, aparecieron posibilidades de suministros comerciales de gases licuados, siendo estos más convenientes [16].

Actualmente, la empresa holandesa Stirling Cryogenics [17] fabrica una versión evolucionada del licuador tipo A desarrollado por la compañía Philips. Se muestra una imagen de la máquina en la Figura 15.

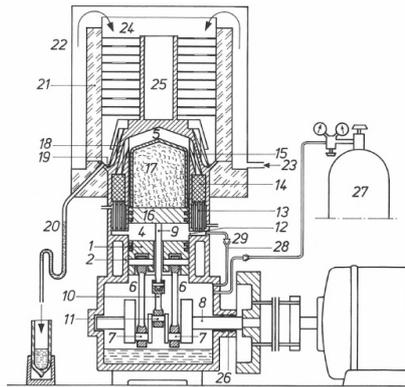


Figura 13: Sección del licuador Philips tipo A [8]

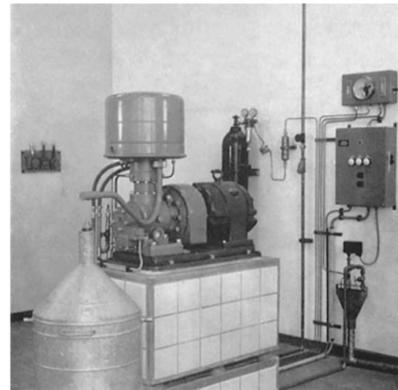


Figura 14: Vista general del licuador Philips [14]

La tecnología Stirling ha seguido desarrollándose, sumándose a las múltiples variantes de esta tecnología los Stirling de pistón libre. Este tipo de configuración desarrollada por William T. Beale [18] en la Universidad de Ohio, busca simplificar la tecnología Stirling, ya que a pesar de haber demostrado una alta eficiencia y confiabilidad, las soluciones disponibles siguen siendo complejas debido principalmente al mecanismo de transmisión empleado. Se muestra como ejemplo en la Figura 16 un refrigerador Stirling de pistón libre fabricado actualmente por la empresa estadounidense Sunpower [19].



Figura 15: Licuador de la empresa Stirling Cryogenics [17]



Figura 16: Refrigerador de pistón libre de la empresa Sunpower [19]

1.4. Motivación del presente trabajo de investigación

Las necesidades actuales de ahorro de energía impulsan el desarrollo de tecnologías más eficientes. Siendo el campo de los sistemas de calefacción basados en bombas de calor Stirling una alternativa potencialmente competitiva, el presente trabajo de investigación considera una novedosa configuración mostrada en la Figura 17. Se trata de una bomba de calor Stirling formada por cuatro ciclos termodinámicos cuyo funcionamiento se basa en el movimiento oscilante de dos pistones en desfase.

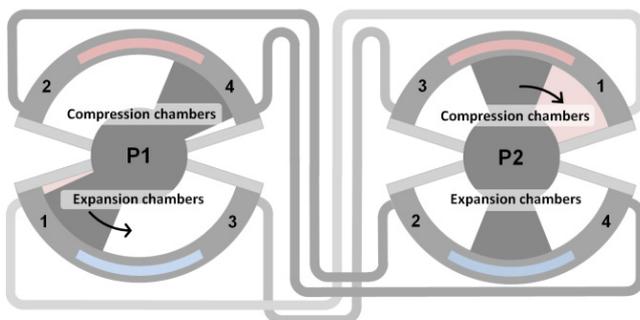


Figura 17: Esquema Stirling oscilante [20]

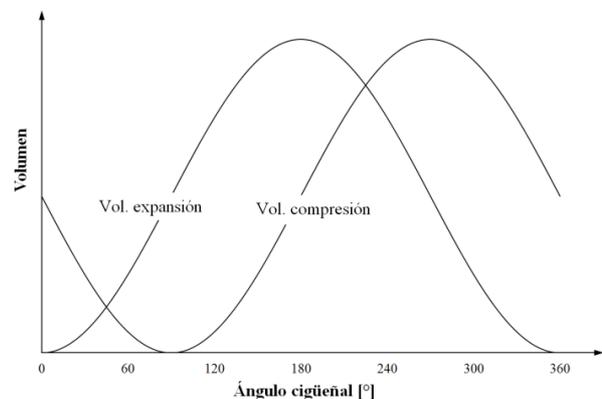


Figura 18: Evolución de los volúmenes de expansión y compresión a lo largo de un ciclo [20]

Se muestra en la Figura 18 la evolución resultante de los volúmenes correspondientes a las cámaras de expansión y compresión identificadas con el número 1 en la Figura 17. Se trata de una evolución en la configuración clásica alfa de doble acción empleada comúnmente en aplicaciones Stirling y que se muestra en la Figura 19.

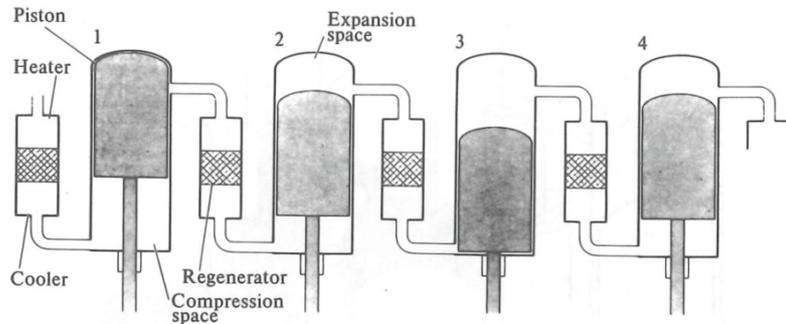


Figura 19: Configuración alfa de doble acción [12]

En la Figura 17 se muestra como se unen las cámaras de expansión y compresión de los cuatro ciclos termodinámicos que componen la bomba de calor y en la Figura 20 el movimiento de los pistones a lo largo de un ciclo. Los cuatro procesos termodinámicos que distinguen al ciclo Stirling para el caso de las cámaras identificadas en la Figura 17 y en la Figura 20 con el número 1 son:

- Posición 1 → 2: enfriamiento isocórico
- Posición 2 → 3: expansión isoterma
- Posición 3 → 4: calentamiento isocórico
- Posición 4 → 1: compresión isoterma

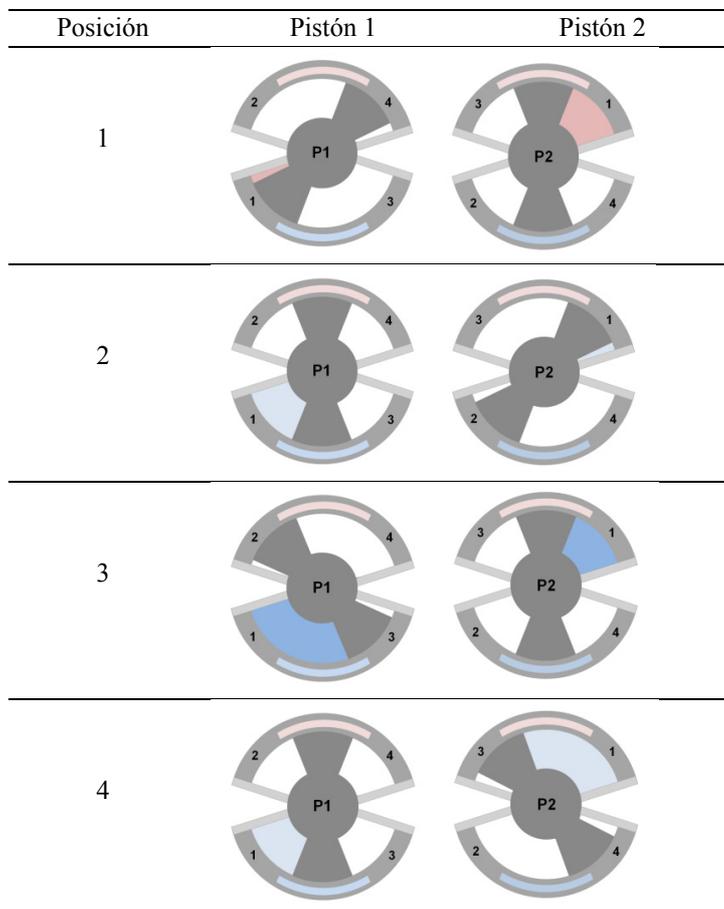


Figura 20: Movimiento de los pistones a lo largo de un ciclo

La principal ventaja aportada por la configuración propuesta es consecuencia de que los pistones de trabajo se encuentren unidos directamente a los motores que traccionan el movimiento. De este modo se elimina el mecanismo de transmisión que típicamente se emplea en las máquinas Stirling, obteniendo una simplificación de la máquina, una reducción de su coste y un incremento en su eficiencia.

Como más adelante se trata, se ha identificado la necesidad de investigar el área relacionada con las metodologías de diseño, ya que no se han identificado pautas que orienten el diseño de máquinas basadas en la tecnología Stirling, menos aún que consideren las peculiaridades de la novedosa configuración objeto de estudio: movimiento oscilante de sus pistones o el hecho de que los pistones se encuentren directamente acoplados a los motores que proporcionan su movimiento. De este modo, se pretende elaborar una metodología de diseño que permita un dimensionamiento preliminar de una bomba de calor Stirling oscilante.

Se estudia también el comportamiento de la bomba de calor Stirling oscilante ante situaciones de trabajo comunes como son la fase de arranque y posibles variaciones en las temperaturas de trabajo. De este modo se pretenden identificar posibles puntos débiles de la configuración objeto de estudio.

Dada la complejidad de una aplicación Stirling, el diseño suele realizarse de un modo secuencial, de modo que cada etapa de diseño aborde con más detalle los diferentes fenómenos que ocurren. Inicialmente se emplean modelos sencillos para, una vez obtenido un diseño preliminar, pasar a emplear modelos más complejos.

Una vez obtenido un diseño preliminar, el siguiente paso lógico sería abordar una metodología de diseño que contemple con mayor detalle los diferentes elementos constructivos de la máquina. Dada la limitación temporal y de recursos posibles en el planteamiento del presente trabajo de investigación, se opta por centrar el estudio en el análisis de uno de los componentes del equipo, en este caso los intercambiadores de calor.

Entre los diferentes componentes, los intercambiadores de calor en las aplicaciones Stirling se identifican como el componente que en mayor medida afectan al rendimiento y costo del conjunto. Estos, trabajan bajo condiciones de flujo oscilante y se identifica en la literatura una falta de correlaciones válidas que caractericen su comportamiento. En el presente trabajo de investigación, se aborda esta área, desarrollando con ayuda de la dinámica de fluidos computacional, CFD, nuevas correlaciones válidas para caracterizar la caída de presión y la transferencia de calor bajo las condiciones de flujo oscilante encontradas en los intercambiadores de calor empleados en la tecnología Stirling.

1.5. Estructura del documento

El presente documento se organiza en nueve capítulos. En el primero de ellos, presentado hasta ahora, se realiza una breve introducción del tema del trabajo de investigación y se describe el escenario que motiva el planteamiento del presente trabajo de investigación, así como la estructura del documento.

En el segundo capítulo, se presenta el enmarque científico-tecnológico, profundizando en los aspectos más importantes que envuelven la problemática del trabajo de investigación. Se analizan:

- Posibilidades de la tecnología Stirling como alternativa a las tecnologías empleadas tradicionalmente en el campo de las bombas de calor.
- Métodos de cálculo existentes actualmente para el diseño de soluciones basadas en la tecnología Stirling.
- Análisis de la dinámica en las máquinas Stirling.
- Arranque en las máquinas Stirling
- Flujo oscilante y procesos de transferencia de calor encontrados en los intercambiadores de calor empleados en la tecnología Stirling.

Se presenta también en el segundo capítulo el estudio crítico del estado del arte y los objetivos del trabajo de investigación.

En el tercer capítulo se describe la metodología de diseño desarrollada en el presente trabajo de investigación para el diseño de bombas de calor Stirling oscilantes. Se trata de una herramienta válida para un dimensionamiento inicial de los parámetros más importantes de una solución basada en un ciclo termodinámico Stirling: temperaturas de trabajo, presión media en el ciclo termodinámico, volúmenes, rendimiento y trabajo de entrada necesario.

En el cuarto capítulo se analiza la respuesta de la bomba de calor Stirling oscilante ante las siguientes situaciones: arranque del sistema y posibles variaciones en las temperaturas de trabajo.

En el quinto capítulo se presenta un estudio numérico mediante dinámica de fluidos computacional del flujo oscilante y del proceso de transferencia de calor en los intercambiadores de calor empleados en la tecnología Stirling. Se comparan diferentes modelos turbulentos analizándose su aptitud para capturar las características propias del régimen de trabajo asociado a estos intercambiadores. Se proponen nuevas correlaciones para caracterizar la caída de presión y la transferencia de calor que puedan ser empleadas en herramientas de diseño de la tecnología Stirling.

En el sexto capítulo se evalúa el efecto de aplicar las correlaciones derivadas para flujo oscilante en comparación con correlaciones válidas para flujo estacionario unidireccional. Se emplea para ello como punto comparativo un modelo isoterma del ciclo Stirling y se consideran en la comparativa cuatro motores Stirling ampliamente descritos en la literatura.

A continuación en el capítulo séptimo se presentan las conclusiones y las líneas futuras. En el octavo capítulo se resume la aportación científica generada y por último, en el noveno capítulo, se presenta la bibliografía empleada.

Capítulo 2: Estado del arte

El esquema seguido en la revisión del estado del arte es el siguiente: en primer lugar se analizan las posibilidades de la tecnología Stirling como alternativa a las tecnologías empleadas tradicionalmente en el campo de las bombas de calor.

Una vez comprobado que la tecnología Stirling es una alternativa que potencialmente ofrece ventajas desde un punto de vista de eficiencia y respeto al medioambiente, se revisan los métodos de cálculo disponibles actualmente para el dimensionamiento de aplicaciones basadas en la tecnología Stirling. Como se ha comentado en la introducción, se ha observado la importancia del análisis de la dinámica en la configuración objeto de estudio, ya que las fuerzas de inercia desempeñan un papel clave en su funcionamiento. Se revisan por lo tanto los estudios llevados a cabo en esta área.

Se revisa a su vez en la literatura el modo en el que otras máquinas basadas en la tecnología Stirling afrontan la fase de arranque. De este modo se pretenden identificar posibles puntos débiles de la configuración objeto de estudio.

En último lugar, se revisan los estudios relacionados con el flujo oscilante y los procesos de transferencia de calor bajo las condiciones de flujo oscilante en las que trabajan estos intercambiadores de calor.

2.1. Ciclo inverso Stirling: teoría y práctica

El ciclo Stirling ideal promete una eficiencia igual a la máxima alcanzable definida por el teorema de Carnot. Este teorema establece que fijando las temperaturas del foco caliente y frío, ninguna máquina térmica puede ser más eficiente que una reversible. Los ciclos reversibles quedan definidos por dos procesos isotérmicos limitados por otros dos procesos que tomados conjuntamente sean externamente adiabáticos.

La alta eficiencia teórica atribuida a la tecnología Stirling se ve empañada por los resultados obtenidos en la práctica. Graham T. Reader, por ejemplo, estima que un motor Stirling es capaz de alcanzar una eficiencia en torno al 30÷50% del valor teórico [10]. A continuación se realiza una revisión de los trabajos encontrados en la literatura en torno a la aplicación Stirling en su modo inverso con el objetivo de evaluar su potencial como alternativa a la tecnología de compresión de vapor mayoritariamente empleada en el mercado.

2.1.1. Tecnología Stirling en la práctica: refrigeración

Uno de los trabajos más relevantes realizados en la aplicación del ciclo Stirling como refrigerador es el desarrollado por David Haywood [21]. Su trabajo se centra en el desarrollo de una bomba de calor basada en un motor Stirling inverso. Se emplea un mecanismo de transmisión desarrollado por Raine-Clucas [22]. De acuerdo con los resultados experimentales obtenidos, el prototipo podría alcanzar un coeficiente de rendimiento de 0,45 para una temperatura del foco frío de -20°C . Se muestra un resumen de los resultados obtenidos en la Figura 21. La tecnología de compresión de vapor, en estas condiciones de trabajo, alcanza un valor de rendimiento superior [23].

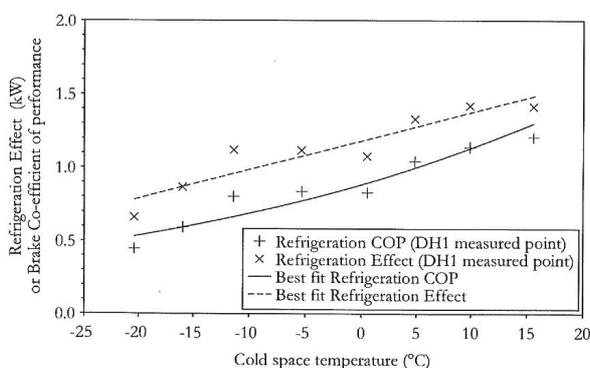


Figura 21: Coeficiente de rendimiento del prototipo desarrollado por Haywood, David [21]

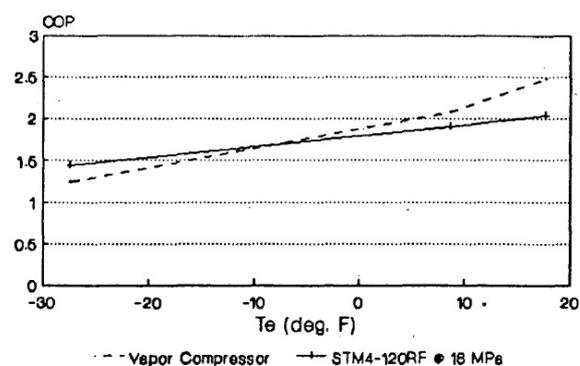


Figura 22: Coeficiente de rendimiento STM4-120RF frente a un refrigerador convencional [24]

El prototipo STM4-120RF fue desarrollado en 1993 por Stirling Thermal Motors para aplicaciones de refrigeración en supermercados [24]. Para ello, desarrollaron el prototipo a partir de un motor desarrollado originalmente para aplicaciones de cogeneración. En las pruebas realizadas, el foco caliente se mantiene a una temperatura de 45°C. Se representan en la Figura 22 los resultados de eficiencia obtenidos comparándolos con un refrigerador convencional. Por debajo de 10°C bajo cero, se obtienen mejores resultados con la tecnología Stirling.

Teóricamente, un Stirling de pistón libre empleado como refrigerador alcanza una eficiencia superior a un refrigerador basado en la tecnología de compresión de vapor. Pruebas llevadas a cabo por SunPower con un equipo de 200W indican que los refrigeradores Stirling de pistón libre superan a las tecnologías convencionales para bajas temperaturas de refrigeración o cuando la potencia frigorífica requerida es pequeña [25]. Existen diferentes trabajos realizados por Berchowitz [26] en los que se indaga en torno a esta idea. En la Figura 23 se muestra cómo para pequeñas potencias de refrigeración, inferiores a 50W en los casos mostrados en la figura, y temperaturas de refrigeración entre -2 y 10°C, la tecnología Stirling de pistón libre obtiene un consumo inferior que un refrigerador convencional.

Otros autores como Nesselmann [27] coinciden con Berchowitz indicando que la tecnología Stirling supera en rendimiento a los refrigeradores convencionales a bajas temperaturas. En su estudio, Nesselmann compara el rendimiento de diferentes tecnologías de refrigeración en un rango de temperaturas comprendido entre 20 y -160°C (Figura 24). De acuerdo a esta fuente, los refrigeradores Stirling (identificados con la palabra Philips) superan el rendimiento de las máquinas basadas en la compresión de vapor para temperaturas inferiores a -80°C (se identifica a estos sistemas en la figura como “Kaldampf”).

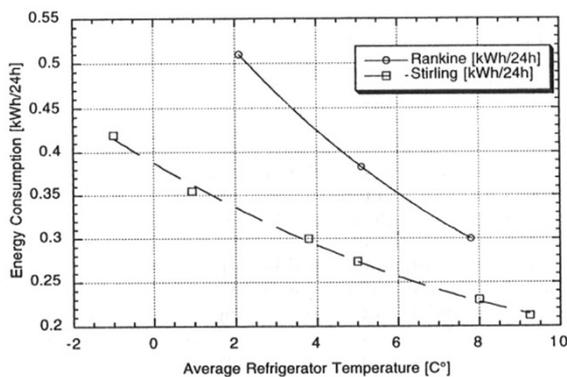


Figura 23: Comparativa de consumo refrigerador convencional y Stirling de pistón libre [28]

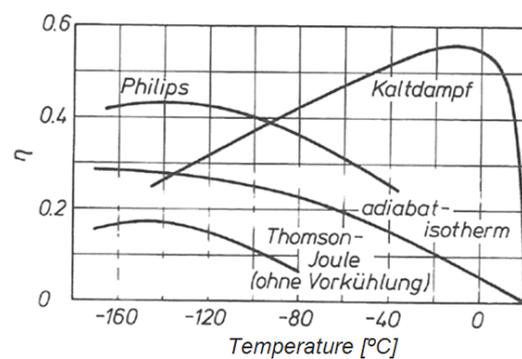


Figura 24: Comparativa de la figura de mérito para diferentes refrigeradores [27]

Köhler y Jonker [8], en un informe técnico elaborado mientras investigaban para la compañía Philips en el año 1954, llegaban a una conclusión similar. Describían, tal y como se muestra en la Figura 25, que los refrigeradores Stirling obtienen su máxima eficiencia en un rango de temperaturas entre -80 y -200°C.

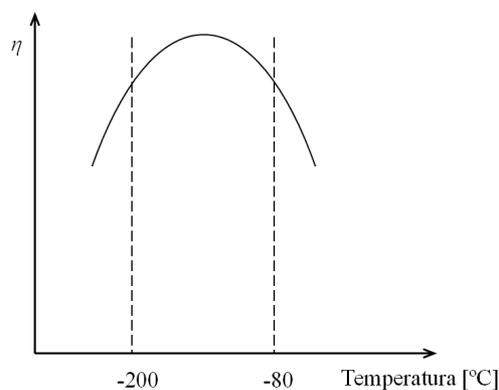


Figura 25: Eficiencia para refrigeradores Stirling en función de la Tª del foco frío, obtenida de [8]

Meijer y Miniatt [24], ingenieros de Stirling Thermal Motors, Inc., explican este comportamiento en los refrigeradores Stirling del modo siguiente: atribuyen la caída en la eficiencia a bajas temperaturas principalmente a pérdidas por conducción térmica. A altas temperaturas, atribuyen este comportamiento a las denominadas pérdidas adiabáticas: disminución en la eficiencia debido al comportamiento adiabático del gas de trabajo en el ciclo. Estas pérdidas son proporcionales al ratio de compresión en el ciclo. Para reducir estos efectos, los autores seleccionan hidrógeno como gas de trabajo y limitan el ratio de compresión. Estas son algunas de las ideas implementadas para desarrollar el prototipo STM4-120RF cuyo coeficiente de rendimiento se muestra en la Figura 22.

Las unidades de refrigeración fabricadas por las empresas Global Cooling y Stirling UltraCold [29] trabajan en un rango de temperaturas desde -35°C hasta -120°C y se basan en la tecnología de pistón libre. Cabe destacar que las condiciones de trabajo coinciden con las expuestas anteriormente por diferentes autores como favorables para la tecnología Stirling: baja potencia frigorífica y temperaturas de refrigeración por debajo de los -30°C. De acuerdo a los datos indicados por Stirling UltraCold [29], su equipo para la conservación de muestras a -86°C consume un 50% menos que equipos convencionales con tecnología de compresión de vapor.

En el caso de temperaturas criogénicas, nos encontramos dos tipos de aplicaciones para la tecnología Stirling: (1) máquinas de un tamaño intermedio con potencias frigoríficas entre 1 y 8kW empleadas generalmente para la licuación de gases. Este tipo de máquinas son fabricadas por la compañía presentada anteriormente Stirling Cryogenics. La figura de mérito para una temperatura de refrigeración de 77K ronda el 20% (2) refrigeradores de pistón libre de pequeño tamaño con potencias frigoríficas inferiores a los 15W para temperaturas en torno a los 77K y con una figura de mérito cercana al 20%. Como ejemplo encontramos al fabricante SunPower.

En la Figura 26 se muestra una comparativa de la eficiencia de diferentes refrigeradores criogénicos para una temperatura de 80K. Tal y como se observa, las figuras de mérito que presenta Radegaugh [30] para los refrigeradores Stirling son más elevadas que del resto de las tecnologías y coinciden con los anunciados por los fabricantes SunPower y Stirling Cryogenics. En la Figura 27 se muestra una comparativa similar para temperaturas inferiores a los 80K [30].

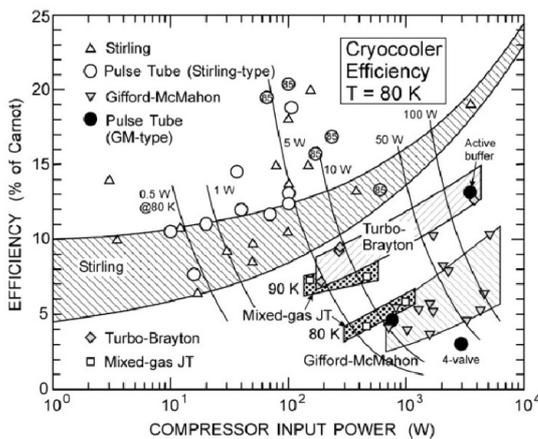


Figura 26: Comparativa de eficiencia a 80K en función de la potencia consumida [30]

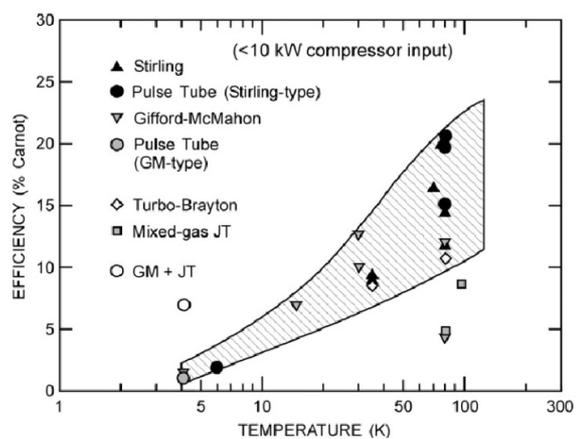


Figura 27: Comparativa de eficiencia en función de la temperatura del foco frío [30]

2.1.2. Tecnología Stirling en la práctica: calefacción

Stirling Thermal Motors, STM, desarrolló un diseño conceptual de bomba de calor para calefacción basado en su motor de 25 kW STM4-120 en torno al año 2000 [31]. A pesar de que finalmente no se construyese un prototipo, las estimaciones llevadas a cabo apuntan a eficiencias superiores a las soluciones disponibles en el mercado basadas en la tecnología de compresión de vapor.

Uno de los desarrollos más destacables en este campo es el trabajo desarrollado por David Haywood, ya comentado anteriormente en el campo de la refrigeración [21]. Tal y como se puede observar en la Figura 28, se comparan los resultados experimentales con bombas de calor disponibles en el mercado, obteniendo resultados similares e incluso superándolos.

Parameter	DH1 mean measured	Danfoss SC15GHH	Daikin FTY25FV1A + RY25FV1A
Hot space temperature (°C)	20 ± 0.05	20	20
Cold space temperature (°C)	5 ± 0.05	5	6
Heating Effect (kW)	2.19 ± 0.06	2.31	3.2
Coefficient of Performance	2.77 ± 0.26	3.97	3.2
Hot space temperature (°C)	20 ± 0.05	20	20
Cold space temperature (°C)	-5 ± 0.05	-5	-5
Heating Effect (kW)	2.11 ± 0.06	1.54	2.0
Coefficient of Performance	2.44 ± 0.21	2.95	2.3

Figura 28: Comparativa rendimiento de una bomba de calor Stirling [21]

A pesar de tratarse también de un trabajo teórico, Bernd Thomas [7] compara la eficiencia alcanzable por una bomba de calor Stirling y por sistemas de compresión de vapor. De acuerdo a sus resultados, la tecnología de compresión de vapor supera a la tecnología Stirling cuando la diferencia de temperaturas entre foco frío y caliente es baja. Esta circunstancia se da en la práctica, por ejemplo, en sistemas de calefacción mediante suelo radiante conjunto con un foco frío unido a un sistema de geotermia.

2.2. Métodos de cálculo

A continuación se revisan los métodos de cálculo empleados comúnmente en torno a la tecnología Stirling. Se pretenden identificar metodologías de cálculo que permitan dimensionar la configuración Stirling considerada en el presente trabajo y que contemplen sus peculiaridades: movimiento oscilante y acoplamiento directo entre el sistema tractor y pistones de trabajo.

Dada la complejidad de una aplicación Stirling, el diseño de este tipo de sistemas suele realizarse de un modo secuencial, cada etapa de diseño aborda con más detalle los diferentes fenómenos implicados. Inicialmente se emplean modelos sencillos, denominados de primer o segundo orden para una vez obtenido un diseño preliminar, emplear modelos más complejos, denominados de tercer o cuarto orden. Se muestra en la Figura 29 un esquema del proceso a seguir propuesto por G. T. Reader y C. Hooper [10].

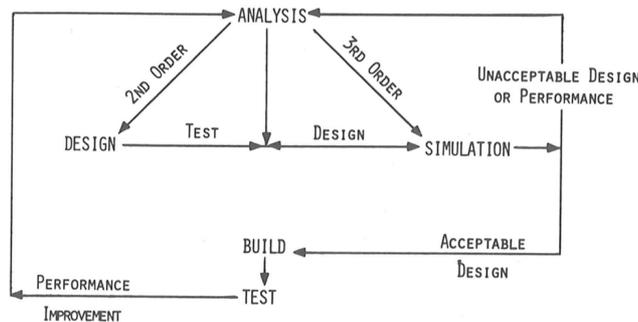


Figura 29: Propuesta de proceso de diseño G. T. Reader y C. Hooper [10]

A continuación se revisan diferentes modelos de cálculo para el ciclo Stirling. Estos modelos se denominan de acuerdo con la clasificación introducida por Martini en 1978 [32] en modelos de primer, segundo, tercer o cuarto orden en función de su nivel de detalle.

2.2.1. Modelos de primer orden

Los análisis de primer orden emplean muy poca información para obtener una primera idea de la potencia y eficiencia alcanzable por una propuesta de diseño. El cálculo de la potencia de salida comienza con un análisis en el que no se consideran pérdidas. En segundo lugar se aplica un factor de corrección para estimar el efecto de las pérdidas reales existentes en las máquinas Stirling. Estos factores de corrección se obtienen a partir de datos experimentales. Entre otros, podemos incluir en esta clasificación el análisis de Schmidt, Beale o el de Carlovist [32].

Análisis de Schmidt

Aproximadamente 55 años después de la invención del motor Stirling, Gustav Schmidt desarrolló el primer análisis del ciclo Stirling. El análisis se basa en las siguientes hipótesis [33]:

- 1) La variación del volumen en las cámaras de expansión y compresión es sinusoidal.
- 2) Las temperaturas de todos los compartimentos del motor son constantes y conocidas: en la cámara de compresión, T_h y en la cámara de expansión T_k .
- 3) El proceso regenerativo es perfecto.
- 4) No se dan caídas de presión o fugas del gas de trabajo.
- 5) Es aplicable la ley de los gases ideales.
- 6) Todos los procesos son reversibles.

Partiendo de la ley de los gases ideales, se deduce la siguiente expresión a partir de la que se obtiene la evolución de la presión en el ciclo:

$$p(t) = m_t R_g / [V_c(t)/T_k + V_{dk}/T_k + V_{dr}/T_r + V_{dh}/T_h + V_e(t)/T_h] \quad (2.1)$$

Donde, m_t es la masa total del gas de trabajo, R_g la constante del gas de trabajo, V_c el volumen variable de la cámara de compresión, T_k la temperatura del foco frío, V_{dk} el volumen correspondiente al intercambiador del foco frío, V_{dr} el volumen correspondiente al regenerador, V_{dh} el volumen correspondiente al intercambiador del foco caliente, T_h la temperatura del foco caliente y V_e el volumen variable de la cámara de expansión.

La temperatura en el regenerador suele considerarse como la media logarítmica de las temperaturas T_h y T_k :

$$T_r = (T_h - T_k) / \ln(T_h / T_k) \quad (2.2)$$

El trabajo desarrollado por el motor viene a ser la suma del trabajo desarrollado en las cámaras de expansión y compresión. A lo largo de un ciclo completo:

$$W = W_c + W_e = \oint p dV_c + \oint p dV_e \quad (2.3)$$

El calor consumido por el motor, Q_c , se relaciona con el trabajo desarrollado mediante el coeficiente de rendimiento, $\eta = W/Q_c$. Al igual que en el caso del ciclo Stirling ideal, el rendimiento obtenido por el análisis de Schmidt es igual al máximo alcanzable por un motor definido por el límite de Carnot:

$$\eta = (T_h - T_k) / T_h \quad (2.4)$$

El análisis no considera pérdidas, por lo que normalmente se emplean factores de corrección para estimarlas. Se estima que un motor Stirling diseñado correctamente puede alcanzar una eficiencia en torno al 50-70% de la obtenida a partir del análisis de Schmidt [32].

Análisis de Beale

Otro ejemplo de modelo de primer orden es el análisis de William Beale [32] que tras observar el modo de funcionamiento de diferentes motores Stirling, identificó que obtenían valores similares para ratios que evaluaban por ejemplo volúmenes muertos, temperaturas de trabajo o volúmenes variables. De este modo, partiendo de datos experimentales, desarrolló una expresión a partir de la cual puede ser estimada la potencia alcanzable por una configuración determinada. Esta expresión considera variables como la frecuencia de funcionamiento, los volúmenes de trabajo y la presión media en el ciclo. La ecuación propuesta por Beale para la estimación de la potencia alcanzable por un motor Stirling es la siguiente:

$$W_B = \frac{Z \beta_E V_k p_m N}{6000} \quad (2.5)$$

Donde Z hace referencia al número de ciclos termodinámicos del motor y N a su velocidad de trabajo expresada en revoluciones por minuto. En este caso, la corrección en la potencia estimada se hace mediante el número de Beale, β_E . Este número depende de una constante obtenida empíricamente y el ratio de temperaturas de trabajo del motor, $\beta_E = 0,034 - 0,052T_k/T_h$.

Análisis de Carlovist

Carlovist propuso la siguiente fórmula para estimar la eficiencia de motores Stirling que emplean hidrógeno como gas de trabajo [32]:

$$\eta = \left(1 - \frac{T_k}{T_h}\right) C \eta_h \eta_M f_A \quad (2.6)$$

Donde C representa el ratio entre la eficiencia indicada y la eficiencia de Carnot, normalmente entre 0,65 y 0,75. El coeficiente η_h representa la eficiencia del intercambiador de calor del foco caliente, que Carlovist estima entre 0,85 y 0,9. El coeficiente η_M representa la eficiencia del mecanismo de transmisión, se estima su eficiencia entre 0,85 y 0,9. Por último el coeficiente f_A es un factor auxiliar al que se da un valor máximo de 0,95. Los valores más optimistas de los diferentes coeficientes considerados dan el siguiente resultado:

$$\eta = \left(1 - \frac{T_k}{T_h}\right) 0,58 \quad (2.7)$$

Resumiendo, los modelos de primer orden requieren de pocos datos de partida y pueden emplearse para una primera idea de la potencia y eficiencia alcanzable por una propuesta de diseño. Es necesario aplicar un factor de corrección para estimar el efecto de las pérdidas reales existentes en las máquinas Stirling. Son empleados para dimensionamientos preliminares.

2.2.2. Modelos de segundo orden

Los análisis de segundo orden emplean como base un análisis del ciclo Stirling relativamente sencillo para estimar las potencias de entrada y salida al sistema. A partir de estos valores y empleando diferentes hipótesis, se deducen las pérdidas en el sistema sin tener en cuenta interacciones entre los diferentes procesos. La principal mejora respecto de los modelos de primer orden es que en este caso, se identifican y cuantifican pérdidas como: fricción del gas de trabajo y del mecanismo de transmisión, fugas de gas en los sellos del pistón, pérdidas de calor por conducción, etc.

Los análisis de segundo orden pueden subdividirse en dos categorías de acuerdo al tratamiento que se le dé a los volúmenes variables de gas en las cámaras de expansión y compresión: isotermos y adiabáticos.

Modelos de segundo orden isotermos

Los modelos de segundo orden isotermos, suelen generalmente basarse en el análisis isoterma de Schmidt. A este análisis se le añaden pérdidas de los diferentes componentes de la máquina.

Encontramos dentro de esta clasificación el modelo desarrollado por Martini [32]. En este análisis, se añaden las pérdidas de fricción del gas de trabajo en los intercambiadores y regenerador y la transferencia de calor entre el gas de trabajo e intercambiador. Martini llevó a cabo validaciones de su modelo con datos experimentales de dos motores fabricados por General Motors, el GPU-3 y el 4L23 obteniendo un error en la eficiencia y potencia estimada en torno al 20%.

Modelos de segundo orden adiabáticos

Los modelos adiabáticos asumen que las cámaras de expansión y compresión se encuentran perfectamente aisladas térmicamente. El aporte de calor al ciclo termodinámico se da por lo tanto en el intercambiador de calor correspondiente al foco caliente y la salida de calor del ciclo mediante el intercambiador correspondiente al foco frío. Podemos incluir en esta categoría el análisis adiabático desarrollado por Urieli [34].

En el análisis adiabático de Urieli [34], tal y como se muestra en la Figura 30, el motor Stirling se caracteriza considerando sus cinco partes principales: cámara de compresión, intercambiador del foco frío, regenerador, intercambiador del foco caliente y cámara de expansión. Se consideran ideales tanto el regenerador como los intercambiadores de calor, de modo que el gas de trabajo en los intercambiadores de los focos frío y caliente es mantenido a temperatura constante T_k y T_h respectivamente. Las cámaras de expansión y compresión se consideran adiabáticas, de modo que sus temperaturas varían de acuerdo a este tipo de transformación.

Para poder determinar las condiciones iniciales de las temperaturas correspondientes a las cámaras de expansión y compresión, se emplea un proceso iterativo, Urieli emplea el método de Runge-Kutta.

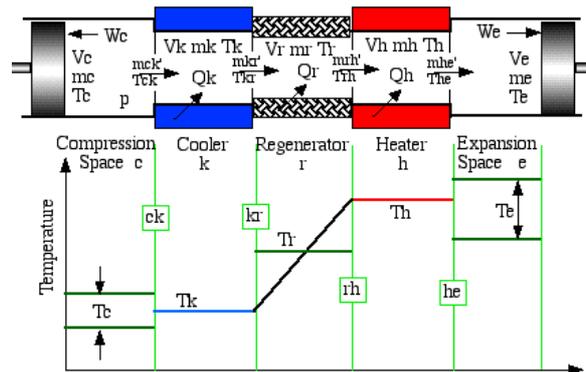


Figura 30: Esquema análisis adiabático de Urieli [34]

Se incluye también en la clasificación de modelos de segundo orden adiabáticos el programa PROSA [35] desarrollado por Bernd Thomas. Este programa toma como datos de entrada los parámetros característicos del diseño, tipo de mecanismo empleado, propiedades de los materiales, gas de trabajo, etc. Se ofrecen diferentes opciones de cálculo: evaluación del ciclo, rutina de optimización y una rutina de variación de parámetros. Autores como Prieto han evaluado el programa obteniendo una precisión que puede ser aceptable para una fase de diseño preliminar [35].

Resumiendo, los modelos de segundo orden contemplan con mayor detalle los diferentes componentes que forman parte de la propuesta de diseño. En comparación con los análisis de primer orden se incorporan pérdidas.

2.2.3. Modelos de tercer y cuarto orden

Los análisis de tercer orden consideran con detalle los diferentes procesos y componentes en las aplicaciones de la tecnología Stirling. Este tipo de modelos consisten en los siguientes tres procesos:

- 1) División del motor en volúmenes de control.
- 2) Planteamiento de ecuaciones diferenciales de la conservación de masa, momento y energía junto con una ecuación de estado del gas de trabajo.
- 3) Resolución del sistema de ecuaciones diferenciales planteado con ayuda de un método numérico adecuado.

En este grupo encontramos entre otros el programa SAGE. Se trata de uno de los programas comerciales más conocidos para la simulación de máquinas Stirling. El programa ha sido desarrollado por David Gedeon y es una evolución del programa GLIPS/GLOP empleado extensivamente por la NASA [36]. Autores como Dayvid Haywood remarcan la validez de los resultados obtenidos con el programa SAGE en comparación con resultados experimentales [21].

También nos encontramos en esta clasificación con el análisis “Quasy Steady Flow” desarrollado por Urieli [34]. Generalmente se trata de modelos comerciales o desarrollados por fabricantes, por lo que es escasa la información disponible en la literatura.

Algunos autores como Dyson [37] añaden a la clasificación propuesta por Martini los análisis de cuarto orden. Este tipo de análisis, incluye los efectos del flujo de gas en las diferentes cámaras que componen el motor, caída de presión y transferencia de calor, empleando para ello análisis mediante dinámica de fluidos computacional, CFD.

Análisis mediante CFD

Autores como Kraitong y Mahkamov [38] han desarrollaron modelos en dos y tres dimensiones, comparando resultados obtenidos con modelos de segundo orden y modelos de CFD. Se observa una mayor exactitud en los resultados obtenidos mediante modelos de CFD. Se muestra en la Figura 31 un esquema del mallado de una de sus simulaciones.

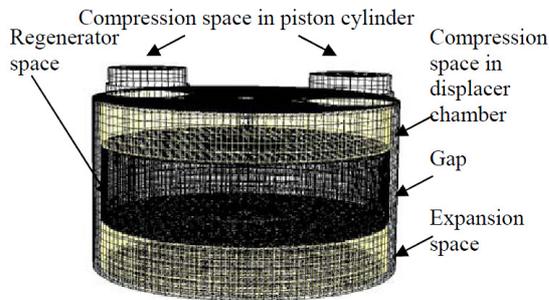


Figura 31: Modelo numérico de Kraitong y Mahkamov [38]

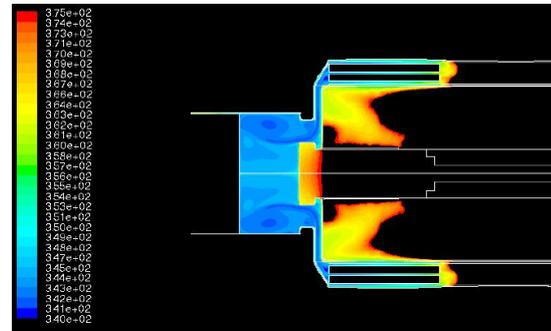


Figura 32: Perfil temperatura, simetría axial [39]

Autores como Dyson, Wilson y Tew [39] han desarrollado también el modelo de un motor Stirling completo simplificando la geometría para poder ser contemplada mediante un modelo en dos dimensiones axisimétrico. Los resultados obtenidos numéricamente se aproximan con gran fidelidad a los experimentales. Se muestra en la Figura 32 el perfil de temperaturas obtenido en una de sus simulaciones.

Resumiendo, los modelos de tercer y cuarto orden permiten un análisis detallado de una propuesta Stirling. Son necesarios muchos datos de entrada y se emplean en las fases finales del diseño.

2.2.4. Técnicas de escalado y semejanza

Otro método para el dimensionado de máquinas basadas en la tecnología Stirling es el análisis dimensional. El análisis dimensional es una herramienta que permite simplificar el estudio de cualquier fenómeno en el que estén involucradas muchas magnitudes físicas en forma de variables independientes. Su resultado fundamental, el teorema π de Vaschy-Buckingham, más conocido por teorema π , permite cambiar el conjunto original de parámetros de entrada dimensionales de un problema físico por otro conjunto de parámetros de entrada adimensionales más reducido. Estos parámetros adimensionales se obtienen mediante combinaciones adecuadas de los parámetros dimensionales y no son únicos, aunque sí lo es el número mínimo necesario para estudiar cada sistema. De este modo, al obtener uno de estos conjuntos de tamaño mínimo se consigue:

- Analizar con mayor facilidad el sistema objeto de estudio
- Reducir drásticamente el número de ensayos que debe realizarse para averiguar el comportamiento o respuesta del sistema.

Este tipo de análisis ha sido tratado extensamente por autores como Prieto[35] y Organ[40]. Los parámetros adimensionales que se emplean son por ejemplo el número de Reynolds, Re , que expresa la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas de viscosidad o de fricción.

Mediante este método, una máquina Stirling conocida es descrita en términos de diferentes números adimensionales: Reynolds, Stanton, Prandtl, etc. De este modo, un nuevo diseño que comparta los diferentes números adimensionales característicos obtendrá las mismas características de eficiencia que el motor de partida pudiéndose variar alguna de sus características como pueda ser la potencia entregada manteniéndose la eficiencia del diseño de partida.

2.3. Análisis de la dinámica en las máquinas Stirling

En el caso de los Stirling convencionales, alfa, beta y gamma, junto con el resto de componentes de la máquina, es necesario contemplar el mecanismo de transmisión empleado y el analizar su dinámica para evitar vibraciones producidas por masas en movimiento no equilibradas. Mientras que en el caso de los motores térmicos convencionales se emplea mayoritariamente el mecanismo biela-manivela, en el caso de los motores Stirling se emplean múltiples tipos de mecanismos, tal y como se muestra en la Figura 33. Diferentes libros de texto contemplan el análisis de la dinámica de estos mecanismos [8, 10, 34].

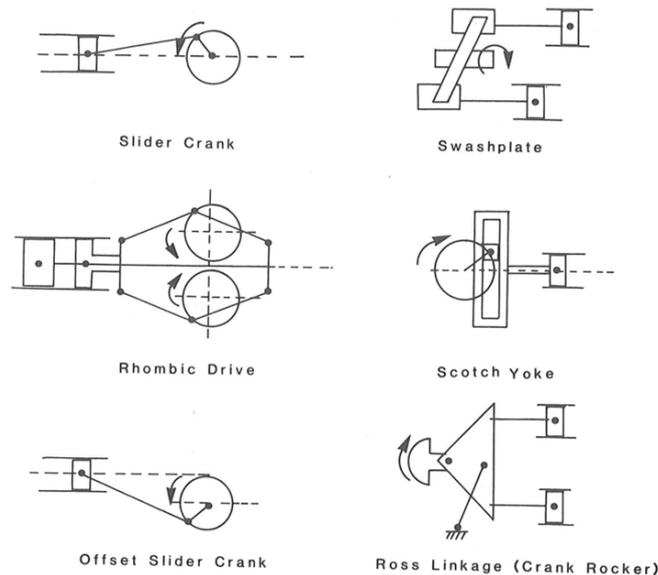


Figura 33: Sistemas mecánicos empleados en soluciones Stirling [10]

En el caso de los Stirling de pistón libre, influyen en el movimiento del desplazador y pistón su geometría, masa y la presión del ciclo termodinámico. Para poder dimensionar correctamente este tipo de configuraciones es necesario contemplar conjuntamente la dinámica y la termodinámica del ciclo. Diferentes autores han estudiado el funcionamiento de los Stirling de pistón libre siguiendo este tipo de análisis.

Se describen a continuación, los mecanismos más comúnmente empleados en las máquinas Stirling: biela-manivela, mecanismo rómbico y plato inclinado. A su vez, se revisa el modo en que se analiza la dinámica para el caso de los Stirling de pistón libre.

2.3.1. Biela-manivela

El mecanismo biela-manivela se emplea extensamente en motores térmicos convencionales, por lo que su análisis puede encontrarse en diferentes libros de texto [8, 10, 34]. Este mecanismo de transmisión ha sido empleado en diferentes motores Stirling, como pueden ser el motor 4L23 de General Motors, el V-160 fabricado por la empresa SOLO, mostrado en la Figura 32, o el P-40U de United Stirling.

Las principales ventajas de este tipo de mecanismo son el amplio conocimiento existente en la literatura, la posibilidad de emplear para su construcción elementos convencionales e incluso comerciales y la posibilidad de un perfecto equilibrado.

Como contrapartidas nos encontramos con que la biela ejerce altos esfuerzo laterales en el pistón. Por este motivo, suele emplearse en este tipo de mecanismos las guías denominadas “Cross head”. La lubricación es necesaria en la zona de esta guía y a su vez, se debe garantizar que la lubricación empleada no contamine el ciclo termodinámico.

2.3.2. Mecanismo rómbico

El mecanismo rómbico fue desarrollado por el ingeniero Meijer de Philips para un motor Stirling en el que el pistón y desplazador se puedan disponer en un solo cilindro y responde al esquema mostrado en la Figura 34. Este tipo de mecanismo permite un perfecto equilibrado, emplea uniones rotacionales simples y permite la posibilidad de aislar la zona de engranajes que precisa ser lubricada. Se utiliza por ejemplo en el motor 4-235 desarrollado por Philips que se muestra en la Figura 34. Como contrapartida, este tipo de mecanismo ocupa mucho volumen dada su forma alargada y consta de un mayor número de elementos: desplazadores, yugos, etc.

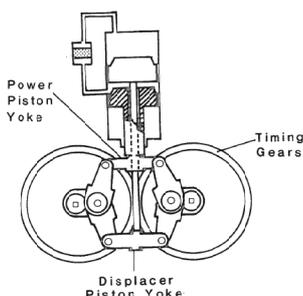


Figura 34: Esquema mecanismo rómbico [10]

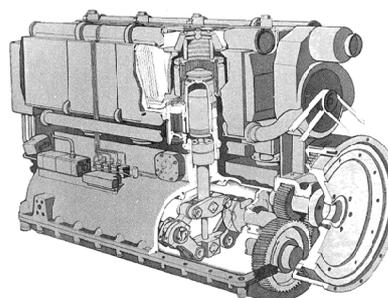


Figura 35: Esquema del motor Stirling 4-235 de Philips [8]

2.3.3. Plato inclinado

El mecanismo de plato inclinado permite también un perfecto equilibrado. El plato, al girar produce un momento sobre el eje central del plato y perpendicular al eje de rotación. Por su parte, la masa oscilante de los pistones produce un momento opuesto al producido por el plato. El equilibrado de este mecanismo se obtiene dimensionando el plato inclinado de modo que anule el momento creado por los pistones [10]. En caso de no ser posible el equilibrado de este modo, se suele añadir un contrapeso en el eje de giro.

Este tipo de mecanismo ha sido empleado con éxito en diferentes aplicaciones como en bombas o en compresores para automóviles. Ha sido empleado, por ejemplo, en el motor Ford-Philips 4-215; se muestra un esquema de este motor en la Figura 40.

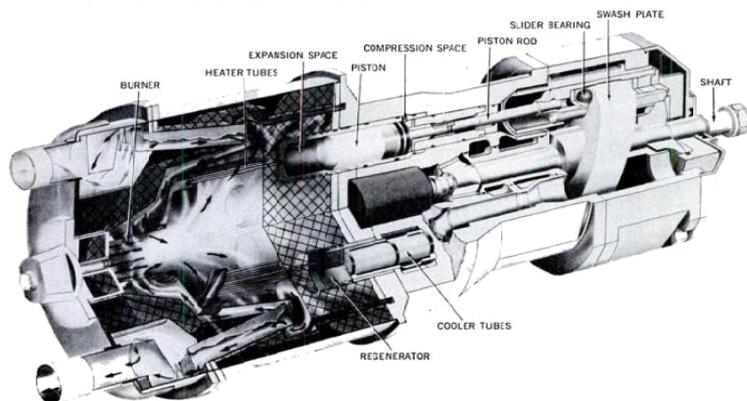


Figura 36: Esquema motor Stirling 4-215 de Ford-Philips [8]

Como contrapartida, las altas fuerzas laterales en la unión entre ejes y plato hacen necesario el uso de guías verticales que disminuyan las fuerzas laterales en los pistones. Este tipo de mecanismo suele presentar un alto par resistente en el arranque ya que la capa hidrodinámica del lubricante no se encuentra desarrollada.

2.3.4. Pistón libre

El dimensionamiento de los Stirling de pistón libre se lleva a cabo considerando conjuntamente la dinámica y la termodinámica del ciclo. El ciclo termodinámico debe ser considerado para conocer las fuerzas debidas a la presión y que inducen el movimiento del desplazador y del pistón.

Rauch estudió el caso de un motor Stirling de pistón libre [41], para ello, simplificó el sistema considerando la presión ejercida por el gas de trabajo como un muelle lineal y el alternador un amortiguador lineal. Asumió un movimiento sinusoidal del pistón y desplazador obteniendo una serie de ecuaciones algebraicas que resolvió para diferentes amplitudes del movimiento y ángulos de fase entre pistón y desplazador. Se muestra en la Figura 37 un esquema del motor Stirling de pistón libre considerado y en la Figura 38 los elementos considerados en el análisis de la dinámica del motor.

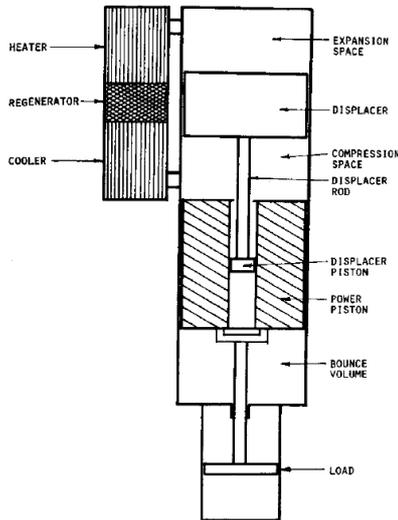


Figura 37: Esquema motor Stirling de pistón libre [41]

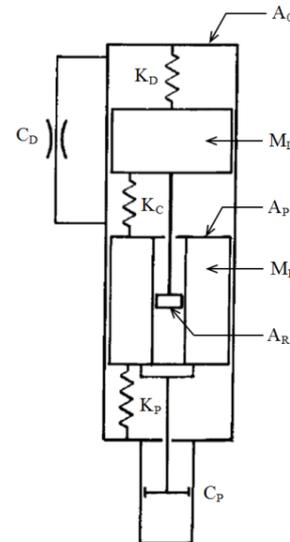


Figura 38: Elementos considerados en el análisis de la dinámica [41]

Berkowitz y Wyatt-Mair [42] llevaron a cabo un análisis similar al elaborado por Rauch, pero en lugar de considerar la presión ejercida por el gas de trabajo como un muelle lineal, la derivaron del modelo isoterma de Schmidt. De este modo, dedujeron una expresión para la presión del gas de trabajo en función del desplazamiento de las partes móviles. Las ecuaciones obtenidas se linealizaron obteniendo de este modo expresiones cerradas en función de la amplitud del movimiento, frecuencia y ángulo de fase entre pistón y desplazador.

Redlich y Berkowitz [43] desarrollaron un análisis lineal empleando también el modelo isoterma de Schmidt escogido por Berkowitz y Wyatt-Mair [42]. En este caso al modelo isoterma de Schmidt, le añadieron diferentes pérdidas como la pérdida de carga en los intercambiadores. De este modo, observaron que considerando pérdidas es más sencillo alcanzar una solución lógica, ya que las pérdidas ayudan a estabilizar el movimiento del desplazador y pistón.

Diferentes autores han llevado a cabo análisis similares en los que se investiga el modo de funcionamiento de las máquinas Stirling. Para ello, consideran modelos más o menos complejos del ciclo termodinámico dependiendo del grado de detalle que se precise. Encontramos entre otros el trabajo de Benvenuto [44], De Monte [45] o Chen y Griffin [46].

2.4. Arranque en las máquinas Stirling

A pesar de ser este un problema común en aplicaciones basadas en la tecnología Stirling, poca es la información encontrada al respecto en la literatura. Una de las opciones para facilitar el arranque consiste en complementar el volumen de trabajo con uno adicional de modo que se reduzca el ratio de compresión. Se muestra este efecto en la Figura 43; se busca aumentar el volumen que no varía, también denominado “volumen muerto”, al ser aumentada su proporción, se logra reducir los valores de presión máxima alcanzada por el gas de trabajo en el ciclo. Este sistema se emplea en el equipo de criogenia fabricado por la empresa rusa Arsenal, que viene a ser una réplica de la máquina de criogenia fabricada actualmente por la empresa Stirling Cryogenics basada en el diseño de la máquina tipo A de Philips [8].

El funcionamiento del sistema de arranque de la máquina de criogenia fabricada por Arsenal, se basa en una válvula de arranque que divide una bombona con el volumen auxiliar del volumen de trabajo de la máquina. Cuando la máquina no está en funcionamiento o se encuentra en la fase de arranque, esta válvula se encuentra abierta aumentando el volumen de trabajo. Una vez que la máquina se pone en marcha, como consecuencia del diseño de la máquina, se incrementa la presión de una cámara de aceite de la que dispone la máquina de modo que se cierra la válvula de arranque y se cierra la conexión entre los volúmenes de trabajo y el volumen auxiliar de arranque.

Otra posibilidad para facilitar el arranque es el empleado por el equipo de cogeneración V-160 de la empresa SOLO que se muestra en la Figura 39. En este caso, cada vez que se apaga el equipo, el gas de trabajo es bombeado a una bombona auxiliar disminuyendo la presión interna. Este proceso lo lleva a cabo un pistón de pequeño tamaño alojado en la parte superior del propio pistón de trabajo. El equipo arranca a baja presión y una vez alcanzadas las temperaturas de trabajo, una válvula electrónica siguiendo un proceso similar al del vaciado, pero esta vez aumentando la presión hasta alcanzar el valor de trabajo [47].



Figura 39: Equipo de cogeneración de la empresa SOLO

A pesar de haberse encontrado poca información relativa a la fase de arranque, se observa que la fase de arranque es un problema relativamente común y que debe ser analizada para comprobar la viabilidad de la configuración propuesta en el presente trabajo de investigación.

2.5. Intercambiadores de calor en la tecnología Stirling

El comportamiento de los diferentes componentes de un equipo Stirling debe modelarse correctamente para garantizar la fiabilidad de una herramienta de diseño. Los intercambiadores de calor en las aplicaciones Stirling son los componentes que más afectan al rendimiento y costo del conjunto [34]. Tal y como se desarrolla a continuación, se identifica en la revisión bibliográfica un desconocimiento de los procesos de caída de presión y transferencia de calor que se dan en ellos. Por estos motivos, se revisan a continuación los trabajos relacionados con el flujo oscilante y los procesos de transferencia de calor bajo las condiciones de flujo oscilante en las que trabajan estos intercambiadores de calor.

En el caso de una bomba de calor Stirling empleada para calefacción, el intercambiador correspondiente a la cámara de expansión absorbe calor de un foco a baja temperatura, por ejemplo un sistema de geotermia. El intercambiador de la cámara de compresión libera calor a una fuente a alta temperatura como puede ser el sistema de calefacción de un hogar. El proceso de transferencia de calor en cada intercambiador tal y como se muestra en la Figura 40 consta de:

- 1) Convección entre el fluido externo y las paredes del intercambiador.
- 2) Conducción desde las paredes externas del intercambiador hasta las paredes internas.
- 3) Convección entre las paredes del intercambiador y el gas de trabajo del ciclo Stirling.

En este tipo de casos, suele expresarse la transferencia de calor de una manera análoga a la ley de Newton del enfriamiento [48], siendo \dot{Q} la potencia térmica transferida:

$$\dot{Q} = UA\Delta T \tag{2.8}$$

Donde U es el coeficiente de transferencia de calor total, $U = 1 / (R_{total} A)$, R_{total} es la resistencia térmica total, que es igual a la suma de las resistencias de convección, $R_{conv,1}$ y $R_{conv,2}$ y conducción, R_{cond} , de acuerdo a la siguiente expresión:

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{cond} + R_{conv,2} = \frac{1}{h_1 A_{h1}} + \frac{1}{k A_k} + \frac{1}{h_2 A_{h2}} \tag{2.9}$$

Donde h_1 es el coeficiente de convección externo, A_{h1} el área de transferencia externa, k el coeficiente de conductividad, h_2 es el coeficiente de convección interno, A_k la superficie a través de la cual se transfiere el calor y A_{h2} el área de transferencia interna. La transferencia de calor a través del intercambiador se obtiene a través de la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = (T_1 - T_2) / R_{total} \tag{2.10}$$

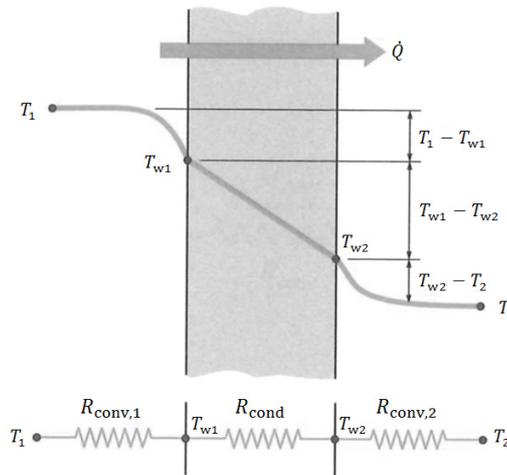


Figura 40: Caída de temperatura a través del intercambiador de calor [48]

En lo que se refiere a los intercambiadores asociados a la cámara de expansión, en la Figura 41 se muestran las tipologías más empleadas: (a) aletas mecanizadas (equipo de micro-cogeneración EU1 fabricado por la empresa EHE), (b) tubos (motor Flexgen de la empresa Stirling Biopower) y (c) folder-films (refrigerador de la empresa Global Cooling).

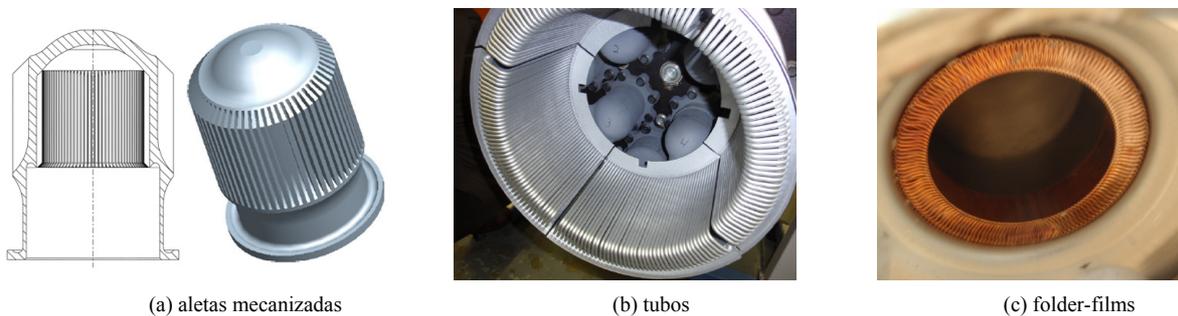


Figura 41: Intercambiadores asociados a la cámara de expansión en aplicaciones Stirling

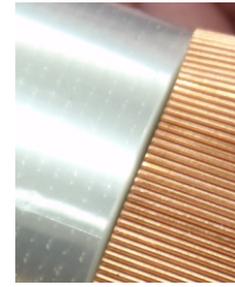
En el caso de los intercambiadores asociados a la cámara de compresión, se emplean soluciones similares. En el caso del intercambiador asociado a la cámara de expansión suele tratarse generalmente de un intercambiador gas-gas, mientras que el intercambiador asociado a la cámara de compresión suele ser del tipo gas-líquido. Se muestran en la Figura 42 varios ejemplos: (a) aletas mecanizadas (equipo de micro-cogeneración EU1 fabricado por la empresa EHE), (b) tubos (equipo de micro-cogeneración V-160 fabricado por la empresa SOLO) y (c) folder-films (refrigerador de la empresa Global Cooling).



(a) aletas mecanizadas



(b) tubos



(c) folder-films

Figura 42: Intercambiadores asociados a la cámara de compresión en aplicaciones Stirling

Generalmente, en los intercambiadores de las aplicaciones Stirling, el fluido externo se encuentra a baja presión y en unas condiciones de flujo estable. El gas de trabajo en el interior del intercambiador se encuentra a alta presión y en condiciones de flujo transitorio o turbulento. Por estas razones, los coeficientes de transferencia de calor en el interior y exterior, h_1 y h_2 respectivamente, serán considerablemente diferentes [10].

Dependiendo del grado de detalle con el que se quiera modelar los intercambiadores, puede optarse por suponerlos ideales, siendo la temperatura del gas en el foco caliente y frío, T_h , T_k constante e igual a la temperatura de pared de los intercambiadores de los focos caliente y frío, T_{hw} , T_{kw} . Este tratamiento se le da por ejemplo a los intercambiadores en el caso del análisis isoterma: $T_h = T_{hw}$, $T_k = T_{kw}$.

En la práctica, los intercambiadores de calor tienen un coeficiente de transferencia global finito, limitando así el calor transferido y su eficiencia. Por lo tanto, se busca minimizar la resistencia térmica del intercambiador y maximizar el área mojada en el intercambiador A_{h1} y A_{h2} con el objetivo de incrementar la transferencia de calor. Al aumentar el área mojada, también se suele incurrir en un incremento del volumen muerto y de las pérdidas por fricción que tiene como resultado una reducción de la eficiencia global [34].

El volumen muerto necesario que se incluye en los intercambiadores debe mantenerse al mínimo, lo cual impide el uso de grandes intercambiadores de calor y hace necesario un alto flujo de calor. Tal y como se puede observar en la Figura 43, el aumento del volumen muerto implica una reducción en el ratio de compresión y por lo tanto, la eficiencia obtenida también se verá mermada tal y como se muestra en la Figura 44 [10].

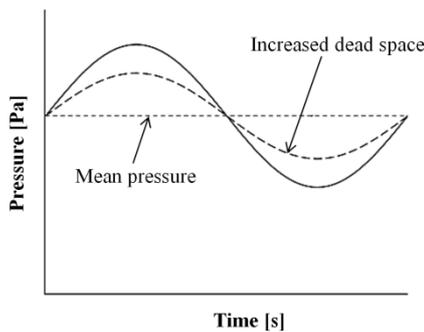


Figura 43: Efecto volumen muerto en la presión, obtenida de [10]

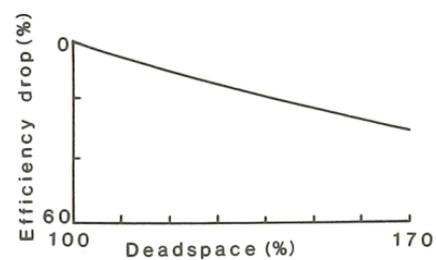


Figura 44: Efecto del volumen muerto en la eficiencia [10]

Existen referencias para el diseño de intercambiadores de calor compactos, con una amplia industria ya establecida en este sector. Un ejemplo puede ser el trabajo de Kays y London [49], en el que se pueden consultar correlaciones para la transferencia de calor y pérdida de carga para diferentes regímenes de flujo unidireccional.

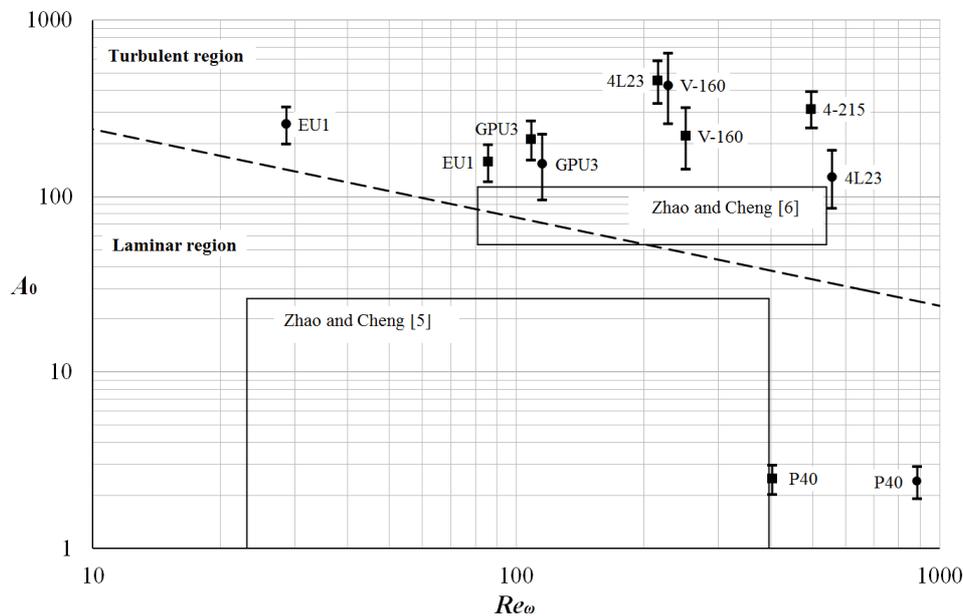
En el caso de la tecnología Stirling, generalmente se considera que el flujo es de transición o turbulento [50]. Las condiciones que se dan en los intercambiadores de las aplicaciones Stirling hacen que las correlaciones de uso general para flujo turbulento como la ecuación de Dittus-Boelter o Gnielinski no sean adecuadas. En la Tabla 1 se detallan las principales diferencias tal y como apunta Allan J. Organ [40].

Tabla 1: Diferencias entre las condiciones para correlaciones de uso general y Stirling

Correlaciones de uso general	Stirling
Ductos rectos, flujo axisimétrico	Ductos no rectos, flujo no axisimétrico
Presión constante	$p_{max}/p_{min} \approx 3$
Flujo unidireccional, no compresible	Flujo oscilante, compresible
Condiciones de flujo estacionario	Condiciones de flujo transitorio

2.5.1. Análisis del flujo oscilante

Seume y Simon [50] examinaron diferentes motores Stirling y presentaron sus condiciones de trabajo en términos de parámetros de similitud adimensionales revelando que la mayoría de los intercambiadores de calor en aplicaciones Stirling operan bajo un régimen de flujo transitorio y turbulento. Esta compilación se muestra en la Figura 45 de acuerdo con los dos parámetros de similitud empleados por Zhao y Cheng [51], el número de Reynolds cinético, Re_ω , y la amplitud de oscilación adimensional del fluido A_0 .

Figura 45: Rango de trabajo de los intercambiadores de calor Stirling, A_0 vs. Re_ω [52]

Richardson y Tyler [53] estudiaron por primera vez de modo experimental el flujo oscilante laminar completamente desarrollado descubriendo el denominado "efecto anular". De acuerdo con este efecto, el pico en el perfil de velocidad se mueve desde el centro del ducto hacia la pared cuando la frecuencia de oscilación se incrementa. La solución analítica al tipo de flujo oscilante laminar correspondiente al estudio de Richardson y Tyler se obtuvo posteriormente por Sexl [54], Womersley [55] y Uchida [56].

Akhavan [57] investigó experimentalmente el flujo oscilante transitorio en ductos circulares verificando las soluciones teóricas de Womersley [55] y Uchida [56]. Akhavan obtuvo una buena correspondencia entre sus resultados experimentales y las expresiones analíticas de Womersley [55] y Uchida [56] al igual que previamente también comprobaron Ohmi e Iguchi [58]. Se muestra en la Figura 46 un ejemplo del trabajo llevado a cabo por Akhavan [57], se muestran en puntos los resultados experimentales obtenidos y en línea continua se representa la solución analítica propuesta por Womersley [55].

Seume [59] analizó de modo experimental el comportamiento del flujo oscilante transitorio. Tomó datos sobre la velocidad del fluido y la raíz cuadrada media de las fluctuaciones de velocidad mediante anemometría de película caliente. Se observó que el flujo laminar prevalece durante la parte de aceleración del flujo en el ciclo y que la transición se produce cerca de la zona de velocidad máxima, siendo turbulento el flujo en la mayor parte de deceleración del ciclo. Otros autores como Zhao y Cheng [60] obtuvieron resultados similares, tal y como se muestra en la Figura 47.

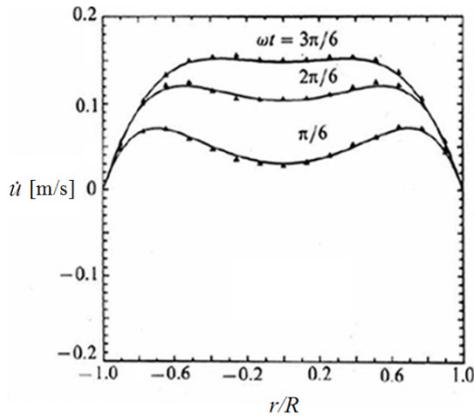


Figura 46: Comparación de perfiles de velocidad para flujo oscilante obtenidos experimental y analíticamente [57]

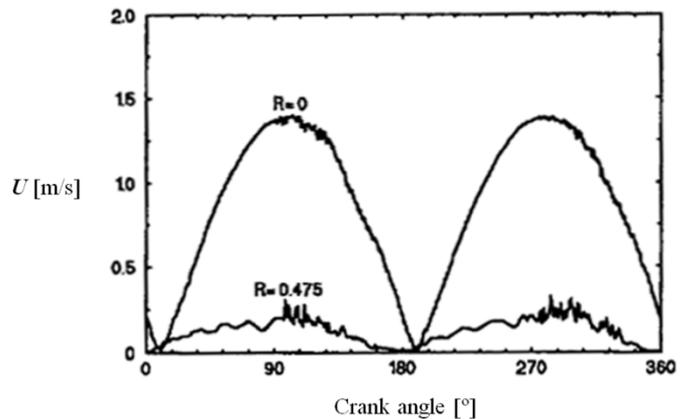


Figura 47: Perfil de velocidad, flujo oscilante, datos experimentales de Zhao y Cheng [60]

Los autores Zhao y Cheng [51] analizaron el comportamiento del flujo oscilante para diferentes regímenes de flujo. Obtuvieron una solución analítica validada con datos experimentales para estimar el valor del coeficiente de fricción promediado en el ciclo bajo condiciones de flujo oscilante laminar completamente desarrollado. Obtuvieron también una correlación para el cálculo del coeficiente de fricción promediado en el ciclo bajo condiciones de flujo turbulento oscilante en base a datos experimentales [60]. En la Figura 45 se muestra el rango cubierto por las correlaciones propuestas por Zhao y Cheng [51, 60]. Se muestra en la misma figura el límite que propusieron para la transición entre flujo laminar y turbulento [60].

Los fenómenos que se producen en los intercambiadores de calor Stirling son complejos debido a la combinación de un flujo transitorio y procesos de caída de presión y transferencia de calor. Siendo los estudios experimentales limitados y caros en términos de recursos y de mano de obra [61], el análisis mediante dinámica de fluidos computacional, CFD, es una alternativa adecuada para abordar sistemas complejos como es el caso de los intercambiadores de calor en aplicaciones Stirling. Diferentes autores [37, 62] han resumido las herramientas o códigos computacionales que han sido utilizados para modelar y analizar motores Stirling: CAST, CFD-ACE, FLUENT, STAR-CD, CFX y apuntan a este tipo de análisis como la mejor herramienta para poder investigar con detalle los fenómenos de caída de presión y transferencia de calor en aplicaciones Stirling.

En esta línea de trabajo, Köhler [63] realizó simulaciones numéricas empleando el modelo turbulento de bajo número de Reynolds de Lam-Bremhorst, comparando los resultados obtenidos de velocidad media y fluctuaciones con los resultados experimentales de Seume [59]. Se identificó una predicción temprana en el ciclo de la transición de régimen laminar a turbulento.

Ahn e Ibrahim [64] estudiaron el flujo oscilante en régimen laminar, transitorio y turbulento con un modelo turbulento $k-\epsilon$ estándar. Obtuvieron buenos resultados en la predicción de flujo laminar y turbulento, sin embargo, los resultados no fueron satisfactorios para el régimen transitorio tal y como cabe de esperar.

La transferencia de calor para el caso de flujo oscilante en régimen laminar ha sido estudiada numéricamente por Walther y Kühl [65]. Los mismos autores, en un trabajo posterior [66], estudiaron la transferencia de calor para el caso de flujo oscilante en régimen turbulento, empleando para ello un modelo turbulento $k-\epsilon$ para bajos números de Reynolds. Tal y como ya se ha comentado, Köhler [63] observó en este modelo desviaciones en la predicción de la transición de régimen laminar a turbulento.

Zhao y Cheng [67] estudiaron también el flujo oscilante en régimen laminar mediante un estudio experimental y numérico obteniendo una correlación para el número de Nusselt promediado en el ciclo.

Yan Su [68] estudió numéricamente la mejora en la transferencia de calor debida a un flujo oscilante bajo condiciones de régimen turbulento empleando en este caso el modelo turbulento de Saffman. De acuerdo con los resultados de Blondeaux y Colombini [69] este modelo no obtuvo buenos resultados en la predicción del perfil de velocidad logarítmico cerca de la pared. No se obtuvieron conclusiones claras en torno a la aplicabilidad de este modelo turbulento.

Shokouhmand [70] llevó a cabo estudios numéricos en torno a la transferencia de calor para flujos oscilantes considerando temperatura de pared constante y flujo de calor uniforme empleando una geometría 2D. Observó que los números de Nusselt obtenidos eran comparables o superiores a los correspondientes para flujo unidireccional.

Recientemente, Chen [71] estudió experimental y numéricamente la transferencia de calor en micro canales con flujo oscilante. Se comparan datos experimentales con los obtenidos numéricamente a partir de un modelo 2D obteniendo un buen acuerdo en los resultados. No se especifica el modelo turbulento empleado.

2.6. Análisis crítico del estado del arte

De la revisión del estado del arte llevada a cabo se extraen las siguientes conclusiones:

- 1) Se identifican trabajos tanto teóricos como experimentales donde los resultados obtenidos en aplicaciones del ciclo inverso Stirling igualan e incluso mejoran la tecnología de compresión de vapor. Se observa que la tecnología Stirling supera a los refrigeradores de compresión de vapor para bajas potencias frigoríficas [25] o a partir de una diferencia de temperaturas entre el foco caliente y el frío. Algunos autores apuntan a temperaturas del foco frío por debajo de los -10°C [24], mientras que otros apuntan a temperaturas inferiores a los -80°C [27] (foco caliente a temperatura ambiente).
- 2) Las aplicaciones Stirling empleadas en su modo inverso superan la eficiencia de la tecnología de compresión de vapor a partir de una diferencia entre las temperaturas de trabajo. Teórica y experimentalmente se observa que para el rango de trabajo de una bomba de calor se cumple esta condición.
- 3) Existen modelos matemáticos para el cálculo de aplicaciones Stirling, sin embargo, no se han encontrado metodologías de diseño que contemplen las particularidades de la configuración objeto de estudio y que aporten pautas para su dimensionamiento.
- 4) Se observa la importancia del análisis de la dinámica para el correcto dimensionamiento de las diferentes configuraciones Stirling. Este tipo de análisis permite el entendimiento de su funcionamiento.
- 5) Se observa la necesidad de analizar la fase de arranque para comprobar la viabilidad de la configuración propuesta en el presente trabajo de investigación.
- 6) Existen correlaciones para caracterizar el flujo oscilante en régimen laminar, sin embargo no se encuentran expresiones válidas para caracterizar la caída de presión y transferencia de calor para el régimen de trabajo de los intercambiadores empleados en la tecnología Stirling: flujo oscilante en régimen transitorio y turbulento.
- 7) Se identifica el análisis mediante la dinámica de fluidos computacional, CFD, como una alternativa eficiente en términos de recursos y de mano de obra necesaria para el análisis de la caída de presión y de la transferencia de calor bajo condiciones de flujo oscilante transitorio y turbulento.

2.7. Objetivos

Tras la revisión bibliográfica realizada, se identifican los siguientes objetivos:

- 1) Desarrollar una metodología de diseño preliminar que considere las peculiaridades de la configuración objeto de estudio.
- 2) Estudiar el comportamiento de la bomba de calor Stirling oscilante ante situaciones de trabajo comunes como son la fase de arranque y posibles variaciones en las temperaturas de trabajo.
- 3) Obtener nuevas correlaciones que caractericen la caída de presión y transferencia de calor bajo las condiciones de flujo oscilante de los intercambiadores Stirling.
- 4) Evaluar el efecto de emplear correlaciones válidas para flujo estacionario unidireccional en comparación con las correlaciones propuestas en el presente trabajo para flujo oscilante.

Capítulo 3: Metodología de diseño para el desarrollo de una bomba de calor Stirling oscilante

3.1. Introducción

Para lograr soluciones basadas en la tecnología Stirling y evitar el alto costo y tiempo que supone un desarrollo basado en el proceso de ensayo y error, suelen emplearse herramientas y métodos de diseño. El primer modelo analítico para aplicaciones Stirling fue introducido por Schmidt en 1871. Desde entonces, diferentes autores han trabajado en esta área con el fin de obtener modelos precisos, basándose en el análisis del ciclo termodinámico e influencia de los diferentes componentes y los parámetros de trabajo. Algunas de estas obras se centran en el mecanismo de transmisión y la dinámica de la máquina. Cheng [72] introdujo el concepto de la eficiencia del mecanismo en un modelo teórico y estudió la combinación óptima del ángulo de fase y la relación de volumen de barrido. La dinámica de las máquinas Stirling se ha estudiado principalmente en aplicaciones de pistón libre para entender su comportamiento y la influencia de los parámetros geométricos. Generalmente, la dinámica y la termodinámica se acoplan en el análisis del sistema, y las ecuaciones resultantes son linealizadas [42, 43].

La configuración propuesta en el presente estudio, mostrada en la Figura 48, basa su funcionamiento en el movimiento oscilante en desfase de dos pistones. Su principal ventaja es la eliminación del mecanismo de transmisión que generalmente se emplea en las máquinas Stirling, acoplando para ello los motores tractores a los pistones de trabajo. Las máquinas Stirling emplean convencionalmente mecanismos de transmisión tales como el plato inclinado o la biela-manivela [10] o mecanismos oscilantes más complejos tal y como el desarrollado por Clucas [73]. La eficiencia de estos mecanismos suele cuantificarse entre un 80 y un 85% [21, 73]. Eliminar el mecanismo de transmisión hace posible evitar las pérdidas mecánicas mencionadas, lo que resulta en un aumento importante en la eficiencia.

Las bombas de calor convencionales basadas en la compresión de vapor se caracterizan por un importante ahorro en el consumo de energía primaria y, por tanto, en reducidas emisiones de CO₂ [74]. Los fluidos de trabajo empleados en esta tecnología, los clorofluorocarbonos, se han identificado como contaminantes devastadores para el medio ambiente [75]. En contraposición, las bombas de calor basadas en la tecnología Stirling se han identificado como una tecnología eficiente alternativa [7] empleando gases de trabajo no perjudiciales para el medio ambiente como el nitrógeno o helio [8].

En el presente capítulo se presenta el desarrollo de una metodología de diseño válida para el desarrollo de bombas de calor basadas en una novedosa configuración Stirling oscilante. Dada la complejidad de las aplicaciones Stirling, su diseño suele abordarse de modo secuencial, considerando, en cada etapa de diseño, con mayor detalle los diferentes fenómenos que ocurren. La metodología de diseño desarrollada en el presente trabajo de investigación es válida para un dimensionamiento inicial de los parámetros más importantes de una bomba de calor Stirling oscilante: temperaturas de trabajo, presión media en el ciclo termodinámico, volúmenes, rendimiento y trabajo de entrada necesario.

3.2. Termodinámica de las máquinas Stirling

Se presenta a continuación la bomba de calor Stirling oscilante objeto de estudio y el modelo que se empleará para representar su ciclo termodinámico.

La bomba de calor Stirling oscilante en la que se centra el presente estudio se muestra en la Figura 48; su funcionamiento se basa en la variación de volumen producido por el movimiento oscilante de dos pistones con un desfase en su movimiento. Tal y como se comenta previamente en el capítulo introductorio, se trata de una configuración de doble acción formada por cuatro ciclos termodinámicos en la que los pistones están desfasados un ángulo de 90° . El movimiento de los pistones lo generan dos motores oscilantes acoplados directamente a los pistones de trabajo. Se muestran en la Figura 48 los espacios correspondientes a los volúmenes de compresión, V_c y expansión, V_e , de cada uno de los cuatro ciclos termodinámicos junto con sus temperaturas: T_h para el foco caliente y T_k para el foco frío.

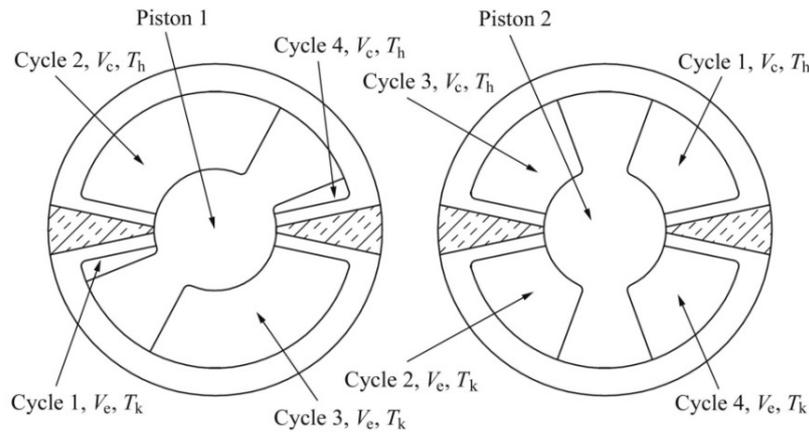


Figura 48: Concepto de bomba de calor oscilante [76]

En la Figura 49 se muestra la evolución del movimiento de los dos pistones a lo largo de un ciclo completo. Se muestra la posición de los pistones para el caso de los cuatro procesos característicos del ciclo Stirling. Se resalta el caso del ciclo identificado con el número 1: la cámara correspondiente a la cámara de compresión, foco caliente, se colorea en rojo y la correspondiente a la cámara de expansión, foco frío, se colorea en azul.

En la Tabla 2 se recogen los cuatro procesos termodinámicos para cada una de las cámaras de trabajo a lo largo de un ciclo completo y se relacionan con el movimiento de los pistones.

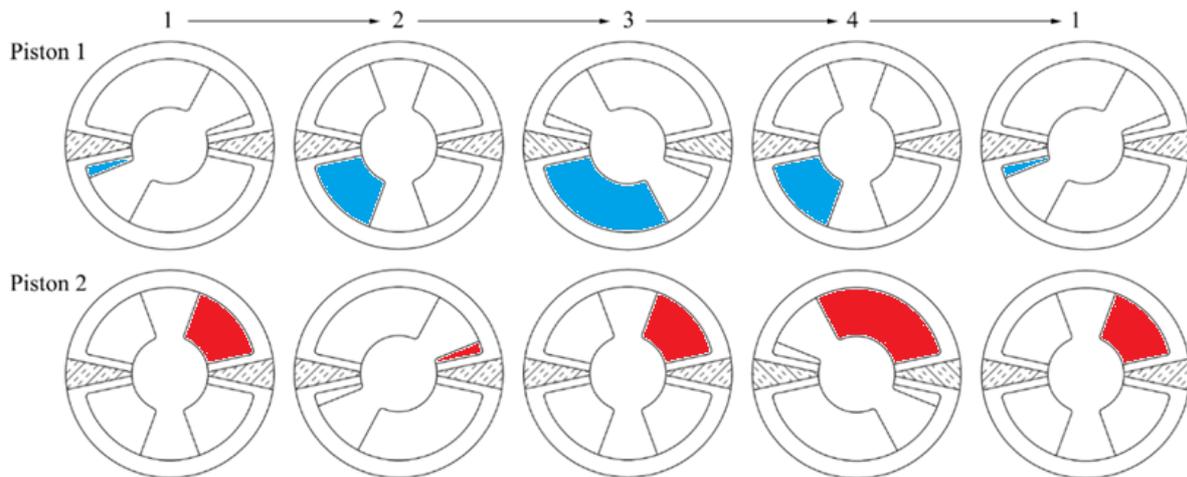


Figura 49: Evolución de los pistones a lo largo de un ciclo [76]

Tabla 2: Procesos termodinámicos en cada ciclo

	Ciclo 1	Ciclo 2	Ciclo 3	Ciclo 4
Proceso 1→2	Enfriamiento isocórico	Compresión isoterma	Calentamiento isocórico	Expansión isoterma
Proceso 2→3	Expansión isoterma	Enfriamiento isocórico	Compresión isoterma	Calentamiento isocórico
Proceso 3→4	Calentamiento isocórico	Expansión isoterma	Enfriamiento isocórico	Compresión isoterma
Proceso 4→1	Compresión isoterma	Calentamiento isocórico	Expansión isoterma	Enfriamiento isocórico

Para evaluar la presión sobre los pistones de trabajo, se escoge el modelo de primer orden isoterma de Schmidt con regenerador perfecto al igual que en el trabajo desarrollado por Redlich y Berchowitz [43]. Este modelo, ya presentado en la revisión del estado del arte, asume que todo el gas en la cámara de compresión y en su correspondiente intercambiador se encuentra a una temperatura constante T_h . La cámara de expansión y su correspondiente intercambiador se encuentran a una temperatura constante T_k . Partiendo de la ley de los gases ideales, se deduce la siguiente expresión a partir de la que se obtiene la evolución de la presión en el ciclo:

$$p(t) = m_t R_g / [V_c(t)/T_h + V_{dc}/T_h + V_{dk}/T_h + V_{dr}/T_r + V_{dh}/T_k + V_e(t)/T_k + V_{de}/T_k + V_{dd}/T_k] \quad (3.1)$$

Donde, m_t es la masa total del gas de trabajo, R_g la constante del gas de trabajo, V_c el volumen variable de la cámara de compresión, T_h la temperatura del foco caliente, V_{dk} el volumen correspondiente al intercambiador del foco frío, V_{dr} el volumen muerto correspondiente al regenerador, V_{dh} el volumen correspondiente al intercambiador del foco caliente, T_k la temperatura del foco frío, V_e el volumen variable de la cámara de expansión, V_{de} el volumen muerto de la cámara de compresión, V_{de} el volumen muerto de la cámara de expansión y V_{dd} el volumen de los canales de distribución.

La temperatura en el regenerador, T_r se considera como la media logarítmica de las temperaturas T_h y T_k :

$$T_r = (T_h - T_k) / \ln(T_h / T_k) \quad (3.2)$$

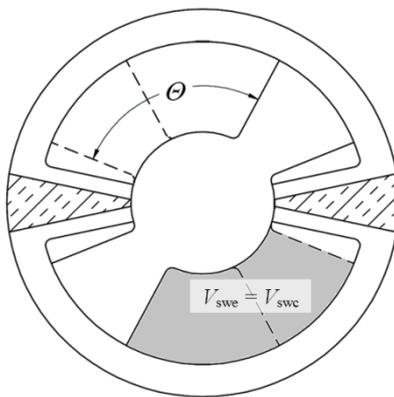


Figura 50: Amplitud del movimiento [76]

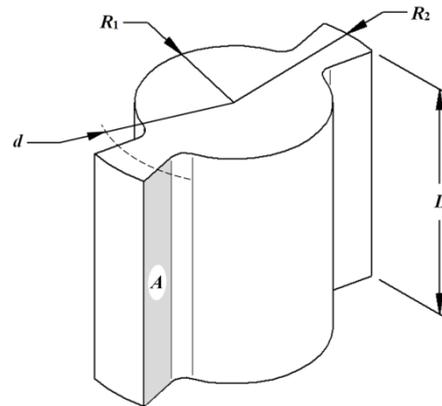


Figura 51: Geometría del pistón [76]

La amplitud del movimiento tiene un valor máximo de θ tal y como se representa en la Figura 50. Los volúmenes barridos de las cámaras de expansión y compresión, V_{swe} y V_{swc} , representan respectivamente el volumen máximo que pueden alcanzar las cámaras de expansión y compresión mostradas en la Figura 48 y se definen del siguiente modo:

$$V_{swe} = V_{swc} = (R_2^2 - R_1^2) \theta L / 2 \quad (3.3)$$

El valor instantáneo de volumen de las cámaras de expansión y compresión puede ser expresado en función de las características geométricas del pistón (radio interior, R_1 , radio exterior, R_2 y longitud L mostradas en la Figura 51) y del desplazamiento angular instantáneo de cada uno de los pistones, θ_p , mediante la siguiente expresión:

$$V_c = (R_2^2 - R_1^2)\theta_{p1} L / 2 \quad (3.4)$$

$$V_c = (R_2^2 - R_1^2)\theta_{p2} L / 2 \quad (3.5)$$

El movimiento angular, velocidad y aceleración de cada uno de los dos pistones se muestra en la Figura 52. En línea continua los valores correspondientes al pistón 1, y en discontinua los del pistón 2.

Partiendo de la ley de los gases ideales y asumiendo que la presión media del ciclo p_m es igual a la presión de carga, la masa total de gas en un ciclo, m_t , puede ser obtenida empleando la siguiente expresión:

$$m_t = \frac{P_m}{R_g \left[1 / (V_c(t) / T_h + V_{dc} / T_h + V_{dk} / T_h + V_{dr} / T_r + V_{dh} / T_k + V_e(t) / T_k + V_{de} / T_k + V_{dd} / T_k) \right]_m} \quad (3.6)$$

Donde el subíndice m se refiere al valor promediado en un ciclo. La evolución de la presión a lo largo del ciclo puede ser obtenida empleando las ecuaciones (3.1) a (3.5). En la Figura 53 se muestra la evolución de la presión en cada ciclo y la presión resultante sobre cada uno de los dos pistones de trabajo. En línea continua los valores correspondientes al pistón 1 y en discontinua los del pistón 2.

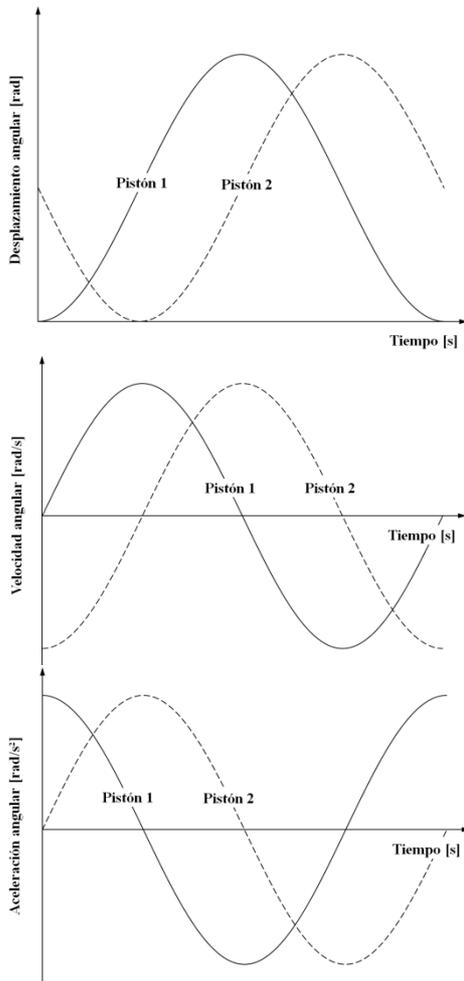


Figura 52: Movimiento, velocidad y aceleración angulares de los pistones de trabajo [76]

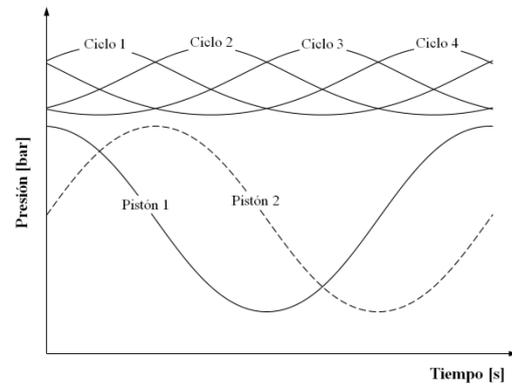


Figura 53: Evolución de la presión a lo largo del ciclo [76]

En el caso de una bomba de calor, se busca maximizar el calor generado por la bomba de calor para un trabajo de entrada dado. El trabajo de entrada al sistema viene a ser la suma del trabajo suministrado a las cámaras de expansión y compresión. A lo largo de un ciclo completo:

$$W = W_c + W_e = \oint p dV_c + \oint p dV_e \quad (3.7)$$

El calor generado por la bomba de calor, Q_c , se relaciona con el trabajo de entrada al sistema mediante el valor de rendimiento, tal y como se muestra en la ecuación (3.8). En este caso, la eficiencia para un modelo isotermo con regenerador perfecto es igual a la máxima eficiencia alcanzable por una bomba de calor definido por el límite de Carnot:

$$\eta = Q_c / W = T_h / (T_h - T_k) \quad (3.8)$$

3.2.1. Identificación de las variables consideradas en el modelo termodinámico

El modelo isotermo con regenerador perfecto se emplea como base para el desarrollo de una metodología de diseño preliminar de una bomba de calor basada en la tecnología Stirling. Esta metodología nos servirá para identificar el valor de las variables consideradas por el modelo termodinámico. Como ejemplo de aplicación, se propone una bomba de calor con las mismas características que el prototipo desarrollado por David Haywood [21]; se resumen estas en la Tabla 3.

Tabla 3: Características ejemplo de aplicación

Características prototipo Davis Haywood [21]	
Temperatura foco caliente, T_h	293 K
Temperatura foco frío, T_k	268 K
Potencia térmica, \dot{Q}_c	2,1 kW
Frecuencia de trabajo, f	16 Hz
Volúmenes de barrido V_{swe} y V_{swc}	57,2 cm ³

Las variables que considera el modelo termodinámico isotermo son: volúmenes muertos (consultar Tabla 4), temperaturas de trabajo T_h y T_k , presión media en el ciclo p_m , volúmenes de barrido V_{swe} y V_{swc} , rendimiento η , y trabajo de entrada W .

Volúmenes muertos

Los volúmenes muertos en un motor se definen como los volúmenes ocupados por el gas de trabajo y que no participan en los procesos de trabajo (expansión/compresión). Forman parte de los volúmenes muertos los volúmenes contenidos en el regenerador, en los intercambiadores de calor y en todos los elementos de transferencia. El valor de los volúmenes muertos puede ser estimado considerando información disponible en la literatura. Para evaluar su valor, generalmente suele emplearse el ratio X , que compara el volumen muerto total con el volumen de barrido de la cámara de expansión:

$$X = V_D / V_{swe} \quad (3.9)$$

Tabla 4: Volúmenes muertos propuestos

Cámara	Valor del ratio X
Cámara de expansión, V_{de}	0,15
Intercambiador cámara expansión, V_{dk}	0,3
Regenerador, V_{dr}	0,7
Intercambiador cámara compresión, V_{dh}	0,3
Canales de distribución, V_{dd}	0,3
Cámara de compresión, V_{dc}	0,15
Volumen muerto total	1,9

De acuerdo con Graham T. Reader [10] el ratio de volumen muerto X alcanza generalmente un valor entre 1,3 y 1,7; sin embargo, los valores encontrados en prototipos alcanzan valores más elevados. En el caso del prototipo de bomba de calor desarrollado por David Haywood [21] en Nueva Zelanda, este ratio alcanza un valor de 2,3 y el motor Stirling desarrollado por Ford-Philips [34] y denominado 4-215, un valor de 2,1. Considerando estos valores, se proponen los valores mostrados en la Tabla 4 como razonables para el volumen muerto de las diferentes cámaras que componen un equipo Stirling.

Potencia térmica y temperaturas de trabajo

Una vez definidos los volúmenes muertos, las especificaciones de la aplicación a desarrollar definirán la potencia térmica necesaria y las temperaturas de trabajo. En el ejemplo seleccionado, tal y como se muestra en la Tabla 3, la potencia térmica de la bomba de calor es de 2,1 kW y las temperaturas de trabajo del foco caliente y foco frío de 293 y 268 K respectivamente.

Presión de carga y volúmenes de barrido

Una vez determinados el ratio de volumen muerto, potencia térmica y temperaturas de trabajo, nos encontramos con que existen diferentes posibles soluciones para la presión de carga y volúmenes de barrido. El valor de estas dos variables está relacionado tal y como cabe esperar; cuanto mayor es la presión de carga, menor es el volumen de barrido necesario para obtener la misma potencia térmica. Cabe destacar que en la configuración objeto de estudio, el volumen de la cámara de compresión y expansión es el mismo, $V_{swe} = V_{swc}$.

La relación entre la presión de carga y los volúmenes de barrido mostrada en la Figura 54 se obtiene a partir del análisis isoterma empleando las ecuaciones (3.1) a (3.8) una vez fijados volúmenes muertos, potencia térmica necesaria y temperaturas de trabajo. En la Figura 54 se observa cómo la presión correspondiente a un volumen de barrido de 57,2 cm³, caso del ejemplo de aplicación seleccionado (Tabla 3), es de 19,9 bar. Se comparan los valores obtenidos en el análisis isoterma y los obtenidos experimentalmente por David Haywood en la Tabla 5.

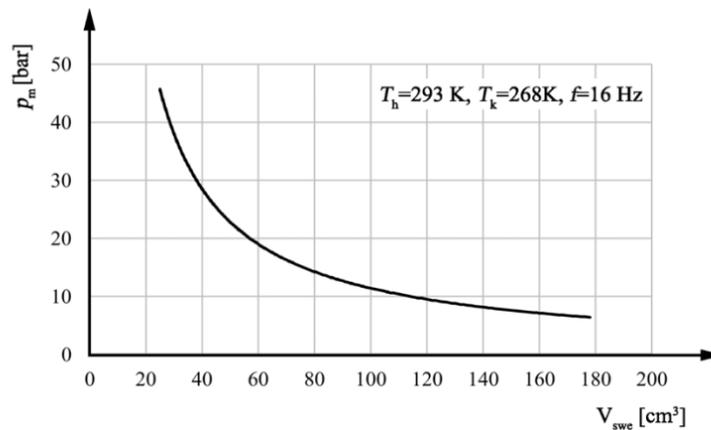


Figura 54: Relación entre el volumen de barrido y la presión de carga [76]

Tabla 5: Comparativa de resultados experimentales y teóricos

	Prototipo DH1 [21]				Modelo isoterma			
	η	\dot{Q}_c [kW]	V_{swe} [cm ³]	p_m [bar]	η	\dot{Q}_c [kW]	V_{swe} [cm ³]	p_m [bar]
$T_h = 293$ K, $T_k = 268$ K	2,44	2,11	57,2	25	11,72	2,11	57,2	19,9

Al ser el modelo isoterma un análisis ideal en el que no se consideran pérdidas, el valor de presión de carga obtenido es inferior al observado experimentalmente en el prototipo desarrollado por David Haywood [21].

El valor de la presión de carga y de los volúmenes de barrido puede ser definido teniendo en cuenta que el valor de presión máxima admisible dependerá de la verificación estructural y que los volúmenes de barrido definirán el tamaño de la aplicación.

Se presenta a continuación en la Figura 55 la evolución de los volúmenes de barrido correspondientes al ciclo 1 identificado en la Figura 48 a lo largo de un ciclo termodinámico para el caso del ejemplo de aplicación.

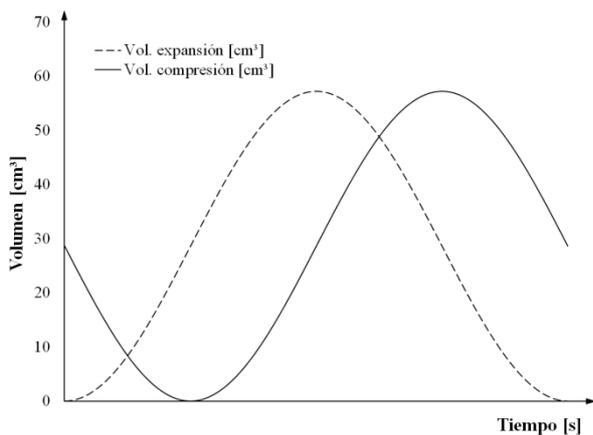


Figura 55: Evolución de los volúmenes de barrido (ciclo 1) a lo largo de un ciclo, ejemplo de aplicación

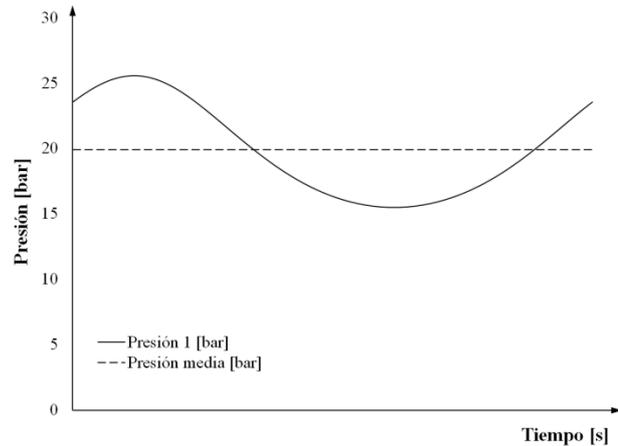


Figura 56: Evolución de la presión del gas de trabajo (ciclo 1) a lo largo de un ciclo, ejemplo de aplicación

En la Figura 56 se muestra la evolución de la presión del gas de trabajo del ciclo 1 identificado en la Figura 48 a lo largo de un ciclo termodinámico para el caso del ejemplo de aplicación. La presión máxima alcanzada es de 25,6 bar y la mínima de 15,5 bar.

En la Figura 57 se muestra la evolución de la presión del gas de trabajo correspondiente a cada uno de los cuatro ciclos que componen la máquina y la presión resultante sobre los pistones de trabajo. Para cuantificar la presión resultante sobre los pistones, se considera como positiva la presión que hace mover el pistón en sentido anti horario.

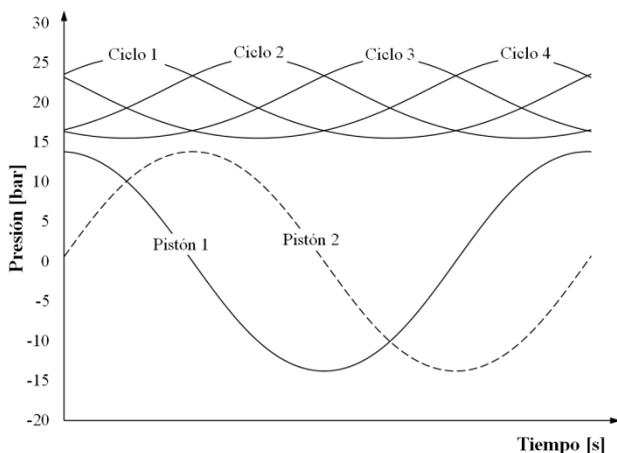


Figura 57: Evolución de la presión del gas de trabajo de los cuatro ciclos y resultante sobre los dos pistones

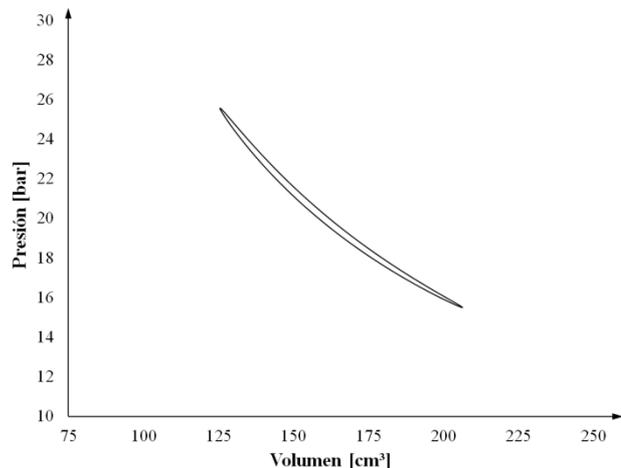


Figura 58: Diagrama presión-volumen, ejemplo de aplicación

En la Figura 58 se muestra el diagrama presión-volumen del ciclo termodinámico correspondiente a cada uno de los ciclos que componen la bomba de calor Stirling.

Rendimiento

Como puede observarse en la Tabla 5, el valor teórico de rendimiento obtenido mediante el modelo isoterma es 4,8 veces mayor que el valor obtenido experimentalmente [21]. Resultados similares han sido discutidos ampliamente en la literatura. Para el caso de un motor Stirling, Graham T. Reader [10] estima que el valor de potencia real se encuentra entre 30 ÷ 50 % del obtenido teóricamente mediante un modelo isoterma.

La poca información disponible en la literatura sobre datos experimentales en aplicaciones de bomba de calor basadas en tecnología Stirling se resume en la Tabla 6. En la primera línea se muestran los resultados obtenidos con el prototipo desarrollado por David Haywood [21] y empleado como ejemplo de aplicación. Puede observarse cómo la eficiencia teórica (11,72) supera en 4,8 veces a la obtenida experimentalmente (2,44).

Considerando los resultados experimentales mostrados en la Tabla 6, un valor de eficiencia comprendido entre 2 y 4 es razonable. Una vez determinado un valor inicial de eficiencia considerando este rango, se puede obtener el valor de la potencia de entrada al sistema, P_e , a partir de la relación $\eta = Q_c / W = \dot{Q}_c / P_e$. En este caso, para obtener una potencia térmica de 2,1 kW, la potencia de entrada al sistema de acuerdo con el modelo isoterma (eficiencia 11,72) debería de ser de 180 W, por lo que cada uno de los dos motores de los que se compone el sistema debería aportar una potencia media de 90 W.

En el caso de considerar la eficiencia obtenida experimentalmente por David Haywood en el caso 1 [21] (2,44) cada uno de los motores debería aportar 430 W. Considerando el caso más desfavorable del rango propuesto, una eficiencia de 2, cada uno de los motores debería aportar 527,5 W.

Tabla 6: Valores de eficiencia encontrados en la literatura

	η_{exp}	\dot{Q}_c [kW]	T_h [K]	T_k [K]	η_{Carnot}	η_{exp}/η_{Carnot} [%]
David Haywood, caso 1 [21]	2,44	2,11	293	268	11,72	20,8
David Haywood, caso 2 [21]	2,77	2,19	293	278	19,53	14,18
STM, Inc. [31]	4,3	15	296	280	18,5	23,2

Metodología de diseño propuesta para definir el modelo termodinámico

A lo largo de este apartado se han aportado unas pautas para la identificación de las variables consideradas en un modelo isoterma del ciclo termodinámico. A partir de estas pautas se propone una metodología de diseño que se resume en la Figura 59.

<i>Variables a definir</i>	<i>Pautas para identificar el valor de las variables</i>	<i>Ejemplo de aplicación</i>
Ratio volumen muerto, X	Literatura (prototipos y máquinas existentes)	$X = 1,9$
T^as de trabajo T_h y T_k	Especificaciones de la máquina a desarrollar	$T_h = 293$ K, $T_k = 268$ K
Potencia térmica \dot{Q}_c		$\dot{Q}_c = 2,11$ kW
Volúmenes de barrido V_{swe} y V_{swc}	Verificación estructural	$V_{swe} = V_{swc} = 57,2$ cm ³
Presión	Posibles requerimientos de tamaño del equipo Relación entre presión media y volúmenes de barrido	$p_m = 19,9$ bar $p(t)$, Figura 54
Rendimiento η	Literatura (prototipos y máquinas existentes)	$\eta = 2$
Potencia de las máquinas oscilantes P_e	$\eta = Q_c / W = \dot{Q}_c / P_e$	$P_e = 527,5$ W

Figura 59: Esquema de la metodología propuesta

En primer lugar es necesario conocer las especificaciones de la bomba de calor a dimensionar; se deberá conocer: potencia térmica, \dot{Q}_c , temperaturas de trabajo, T_h y T_k , y frecuencia de funcionamiento, f . En el caso del ejemplo de aplicación, se recogen estos valores en la Tabla 3.

Con ayuda de la literatura se definen el ratio de volumen muerto, X , y el rendimiento del ciclo termodinámico, η . En base a los valores identificados en la literatura de prototipos y máquinas basadas en la tecnología Stirling, en el presente trabajo se ha propuesto un ratio de volumen muerto mostrado en la Tabla 4. El valor propuesto es orientativo, pudiéndose modificar en base a prototipos y máquinas identificadas en la literatura y que sean similares a la que se pretenda desarrollar. En fases posteriores del diseño, una vez que se disponga de los primeros esquemas, podrá ajustarse el valor de este ratio. En el caso del ejemplo de aplicación, se emplea el valor del ratio de volumen muerto propuesto, $X = 1,9$.

En lo que al rendimiento se refiere, se propone un rango entre 2 y 4 en base a los valores observados en la literatura para bombas de calor basadas en la tecnología Stirling. Un valor cercano a 2 es una opción conservadora, ya que, por ejemplo, el prototipo desarrollado por David Haywood [21] alcanza un valor cercano a 3. En el caso del ejemplo de aplicación, se opta por una postura conservadora, considerando un valor de 2 para el rendimiento.

Diferentes criterios nos ayudan a definir los volúmenes de barrido V_{swe} y V_{swc} y la presión media, p_m , del ciclo. La capacidad estructural de los diferentes componentes limitará el valor máximo de la presión media. También deberá considerarse que el tamaño de la aplicación desarrollada dependerá de los volúmenes de barrido. Considerando la relación entre los volúmenes de barrido y la presión media mostrada en la Figura 54, deberá alcanzarse un compromiso a la hora de definir el valor de estas variables.

En el caso del ejemplo de aplicación, se considera como limitante el valor de los volúmenes de barrido considerándolos iguales a los del prototipo desarrollado por David Haywood, $V_{swe} = V_{swc} = 57,2 \text{ cm}^3$. A partir del análisis isoterma empleando las ecuaciones (3.1) a (3.8), se deduce que la presión media debe tener un valor de 19,9 bar para poder alcanzar una potencia térmica $\dot{Q}_c = 2,11 \text{ kW}$.

La potencia a aportar por las máquinas oscilantes se deduce a partir de la relación $\eta = Q_c / W = \dot{Q}_c / P_e$. En el caso del ejemplo de aplicación, siendo la potencia térmica de la máquina de 2,11 kW, el rendimiento de 2, y constando la máquina de dos motores, la potencia de entrada al sistema, o lo que es lo mismo, la potencia media a ser aportada por cada uno de los motores, es de 527,5 W.

3.3. Análisis de la dinámica de la bomba de calor Stirling oscilante

Las variables consideradas en el modelo isoterma han sido identificadas en el apartado anterior desarrollándose un ejemplo de aplicación cuyos valores se muestran en la Figura 59. Se explora a continuación la dinámica del sistema; este análisis nos servirá para dimensionar los dos motores oscilantes de los que consta la bomba de calor Stirling oscilante.

Sobre cada uno de los dos pistones que componen la máquina actúan la presión debida a los cuatro ciclos y una máquina oscilante. El análisis es similar para el caso de los dos pistones, ya que la única diferencia entre ellos es un desfase de 90° en el movimiento y en las acciones que actúan sobre él.

Aplicando la segunda ley de Newton para movimiento rotativo en uno de los pistones se obtiene de la siguiente expresión:

$$\Gamma_p(t) + \Gamma_e(t) = I\ddot{\theta}(t) \quad (3.10)$$

Donde $\ddot{\theta}$ es la aceleración angular del pistón, Γ_p es el momento tursor producido por la presión de los cuatro ciclos termodinámicos sobre el pistón, Γ_e es el momento tursor producido por la máquina oscilante que produce el movimiento del pistón, I es la inercia de las partes móviles, pistón y rotor de la máquina oscilante.

La potencia a suministrar por la máquina oscilante, P_e se obtiene de la siguiente expresión:

$$P_e(t) = \Gamma_e(t)\dot{\theta}(t) = P_i(t) - P_p(t) = (I\ddot{\theta}(t))\dot{\theta}(t) - \Gamma_p(t)\dot{\theta}(t) \quad (3.11)$$

Donde $\dot{\theta}$ es la velocidad angular del pistón.

Para el rango de temperaturas de trabajo de una bomba de calor, el momento tursor debido a la inercia y a la presión se compensan mutuamente tal y como se muestra en la Figura 60. Como puede deducirse de la ecuación (3.11) este mismo efecto ocurre con las potencias debidas a la inercia y presión.

Generalmente, cuando se diseña una aplicación convencional basada en tecnología Stirling y que consta de un mecanismo de transmisión, se busca un equilibrado de modo que se anulen o aminoren los efectos de las fuerzas de inercia [77]. En el caso de la configuración objeto de estudio, es necesario un valor determinado de inercia para compensar la presión debida al ciclo termodinámico y de este modo minimizar el valor máximo de potencia a entregar por la máquina oscilante.

En la Figura 60 se muestran simultáneamente el momento tursor producido por la presión e inercia y la evolución de la posición del pistón. Considerando la situación desde la posición 1 a la 2, se observa en la Figura 60 que la presión resultante sobre el pistón actúa en dirección anti horaria, de modo que ayuda a vencer la fuerza de inercia y acelera el pistón en sentido anti horario.

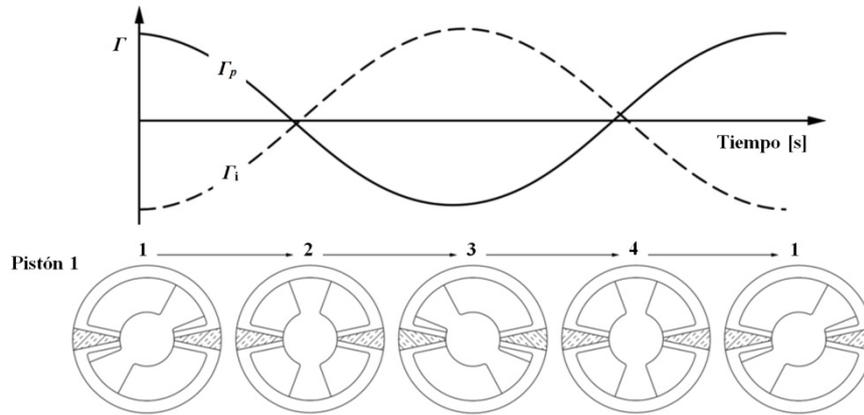


Figura 60: Par debido a la presión e inercia [76]

De la posición 2 a la posición 3, se observa en la Figura 60 que la presión resultante sobre el pistón actúa en sentido horario decelerando el pistón. Al principio de este proceso, la velocidad del pistón alcanza su máximo valor y a lo largo del proceso, la energía cinética del pistón es transferida al gas de trabajo, comprimiéndolo. En el siguiente paso desde la posición 3 a la 4, el proceso se vuelve a repetir.

3.3.1. Identificación de las variables consideradas en el análisis de la dinámica de la bomba de calor Stirling oscilante

La información de entrada necesaria para llevar a cabo este análisis es la presión resultante sobre los pistones que ya se ha definido. El siguiente análisis puede ser empleado para el dimensionamiento de los motores oscilantes de la bomba de calor Stirling oscilante, de modo que se reduzca al mínimo la potencia pico a ser suministrada. Para lograr este fin, es necesario dimensionar los pistones de acuerdo con un valor de inercia que compense el par debido a la presión. En primer lugar, se analizan las variables que influyen en el par y la potencia debido a las fuerzas de presión e inercia.

El par debido a la presión resultante sobre el pistón viene definido por la presión obtenida a partir del análisis isoterma y por la geometría del pistón mostrada en la Figura 51: área de la paleta, A , y distancia al eje de rotación, d .

$$\Gamma_p(t) = p(t)Ad \quad (3.12)$$

Desarrollando la expresión que define la potencia debida a la presión, ecuación (3.13), se observa cómo las variables de las que depende han sido previamente definidas. La potencia debida a la presión se relaciona con la geometría mediante la expresión (3.3) que define los volúmenes barridos.

$$P_p(t) = \Gamma_p(t)\dot{\theta}(t) = p(t)Ad \frac{\Theta}{2} \omega \sin(\omega t) = p(t)V_{swe} \pi f \sin(\omega t) \quad (3.13)$$

El par debido a la inercia es directamente proporcional al valor de la inercia, a la amplitud del movimiento, Θ , y a la segunda potencia del valor de la frecuencia de trabajo, $\omega = 2\pi f$, tal y como se muestra en la ecuación (3.14).

$$\Gamma_i(t) = I\ddot{\theta}(t) = I \frac{\Theta}{2} \omega^2 \cos(\omega t) \quad (3.14)$$

En el caso de la potencia debida a la inercia, es proporcional al valor de inercia I , a la tercera potencia del valor de la frecuencia y a la segunda potencia de la amplitud del movimiento, Θ , tal y como se observa en la ecuación (3.15).

$$P_i(t) = (I\ddot{\theta}(t))\dot{\theta}(t) = I \frac{\Theta^2}{2} \omega^3 \cos(\omega t) \sin(\omega t) \quad (3.15)$$

De las variables que definen la potencia debida a la inercia, faltan por definir la inercia I y la amplitud del movimiento Θ . Tal y como se comenta anteriormente, interesa dimensionar el valor de estas variables de modo que se minimice la potencia a entregar por los dos motores de los que consta la bomba de calor.

En el caso de la amplitud del movimiento, se observa en la ecuación (3.3) que los volúmenes de barrido dependen de su valor. En la Figura 50 se observa cómo el valor máximo de la amplitud del movimiento deberá ser inferior a 180°. Se considera para el ejemplo de aplicación un valor para la amplitud del movimiento de 150° (2,62 radianes).

Una vez definida la amplitud del movimiento, el desplazamiento (θ), velocidad ($\dot{\theta}$), y aceleración ($\ddot{\theta}$) angulares del pistón 1 (identificado con el subíndice P1) y del pistón 2 (identificado con el subíndice P2) se definen de acuerdo con las ecuaciones (3.16) a (3.21). Se muestran sus valores respectivamente en la Figura 61 (a), (b) y (c), representándose en línea continua los correspondientes al pistón 1 y en discontinua los del pistón 2 para el ejemplo de aplicación.

$$\theta_{P1}(t) = \frac{\Theta}{2} [1 - \cos(\omega t)] \tag{3.16}$$

$$\dot{\theta}_{P1}(t) = \frac{\Theta}{2} \omega \text{sen}(\omega t) \tag{3.17}$$

$$\ddot{\theta}_{P1}(t) = \frac{\Theta}{2} \omega^2 \cos(\omega t) \tag{3.18}$$

$$\theta_{P2}(t) = \frac{\Theta}{2} [1 - \cos(\omega t - \pi/2)] \tag{3.19}$$

$$\dot{\theta}_{P2}(t) = \frac{\Theta}{2} \omega \text{sen}(\omega t - \pi/2) \tag{3.20}$$

$$\ddot{\theta}_{P2}(t) = \frac{\Theta}{2} \omega^2 \cos(\omega t - \pi/2) \tag{3.21}$$

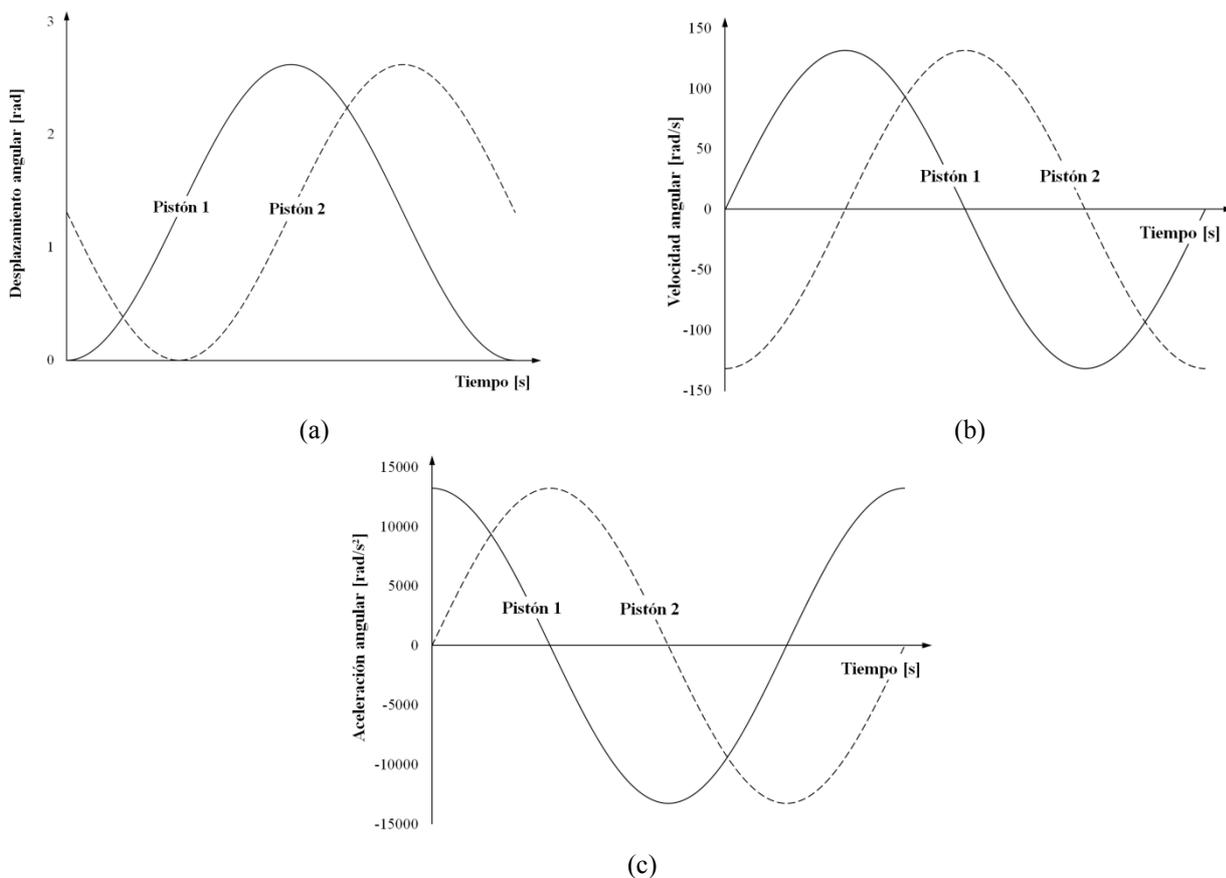


Figura 61: Desplazamiento, velocidad y aceleración angulares de los dos pistones de trabajo

Tal y como se comenta anteriormente, en el caso de la configuración objeto de estudio, es necesario un valor determinado de inercia para compensar la presión debida al ciclo termodinámico y de este modo minimizar el valor máximo de potencia a entregar por la máquina oscilante. En el caso del ejemplo de aplicación, se lleva a cabo una búsqueda iterativa obteniendo que el valor de inercia que minimiza la potencia máxima a entregar por las máquinas

oscilantes es de $0,0241 \text{ kg m}^2$. La potencia máxima a entregar por cada motor es en este caso de 187 W . La potencia media a entregar por cada motor, tal y como se obtiene en el apartado anterior del análisis isoterma, es de 90 W . Estos valores se deben corregir de acuerdo con el valor de rendimiento seleccionado en comparación con el obtenido por el análisis isoterma ($\eta_{\text{Carnot}}/\eta$), en el caso del ejemplo de aplicación, este factor de corrección es: $\eta_{\text{Carnot}}/\eta = 11,72/2$.

Se muestra en la Figura 62 el par debido a presión e inercia para los dos pistones que componen la máquina para el caso del ejemplo de aplicación, representándose en línea continua los valores correspondientes a Γ_p y en discontinua los correspondientes a Γ_i .

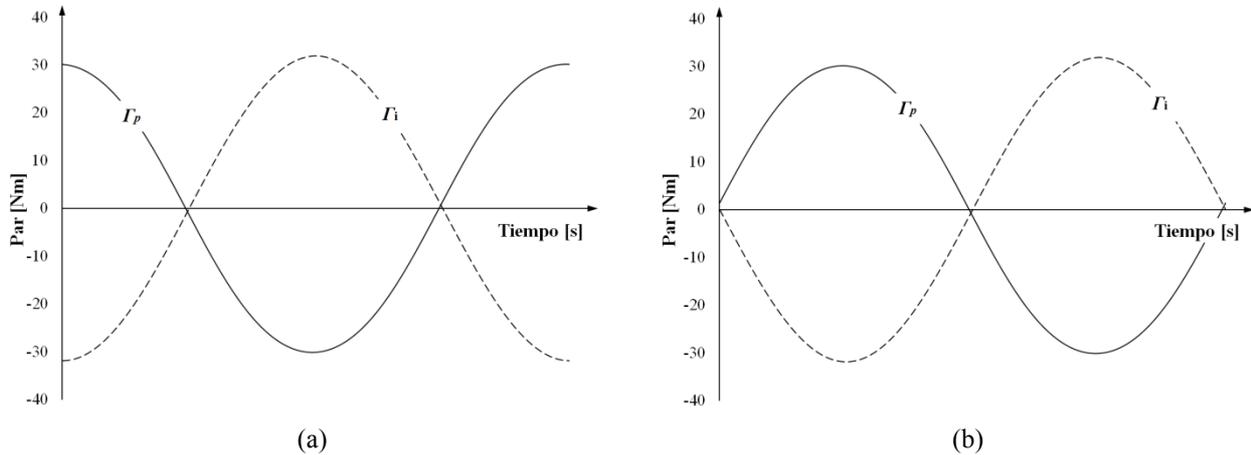


Figura 62: Par debido a la presión e inercia para los dos pistones, (a) pistón 1 y (b) pistón 2

Se muestra en la Figura 63 la potencia debida a la presión e inercia para los dos pistones que componen la máquina para el caso del ejemplo de aplicación, representándose en línea continua los valores correspondientes a P_p y en discontinua los correspondientes a P_i .

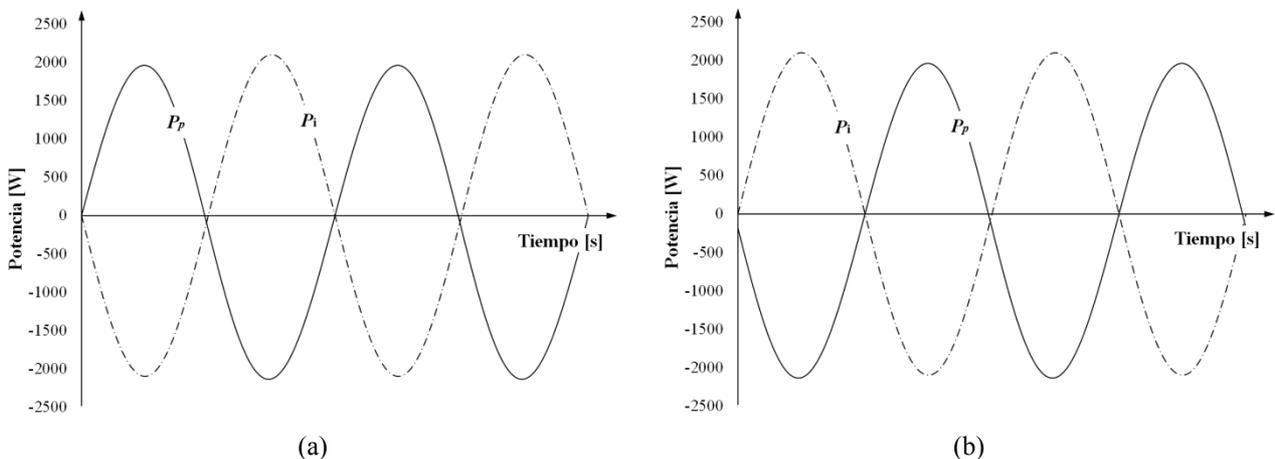


Figura 63: Potencia debida a la presión e inercia para los dos pistones, (a) pistón 1 y (b) pistón 2

Se muestra en la Figura 64 la potencia que deberán suministrar los motores oscilantes correspondientes a cada uno de los dos pistones para el caso del ejemplo de aplicación. El valor de potencia media a entregar por los motores oscilantes es de 90 W tal y como ya se deducía en el análisis del ciclo termodinámico y la potencia máxima de 187 W . Estos son los valores obtenidos considerando el análisis isoterma, por lo que se deben corregir de acuerdo con el valor de rendimiento seleccionado en comparación con el obtenido por el análisis isoterma ($\eta_{\text{Carnot}}/\eta$).

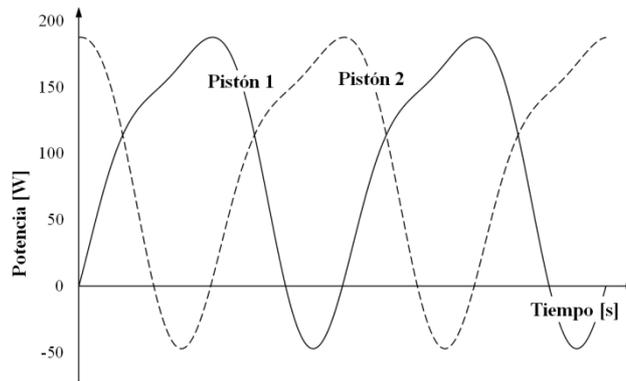


Figura 64: Potencia a suministrar por los motores oscilantes a lo largo de un ciclo

Tras el análisis de la dinámica llevado a cabo, quedan definidas las características principales de las máquinas oscilantes: potencia media, máxima y frecuencia de trabajo, de modo que pueda evaluarse si las máquinas oscilantes requeridas son factibles.

3.3.2. Metodología de diseño propuesta

A lo largo del presente capítulo se ha desarrollado una metodología preliminar para el diseño de una bomba de calor Stirling oscilante que se presenta en la Figura 65. En la Figura 66 se presenta el caso del ejemplo de aplicación desarrollado. La metodología propuesta se basa en un modelo termodinámico isotermo con regenerador perfecto y en el análisis de la dinámica del sistema. Se aportan pautas que ayudan a determinar las variables consideradas en el modelo del ciclo termodinámico y en el análisis de la dinámica.

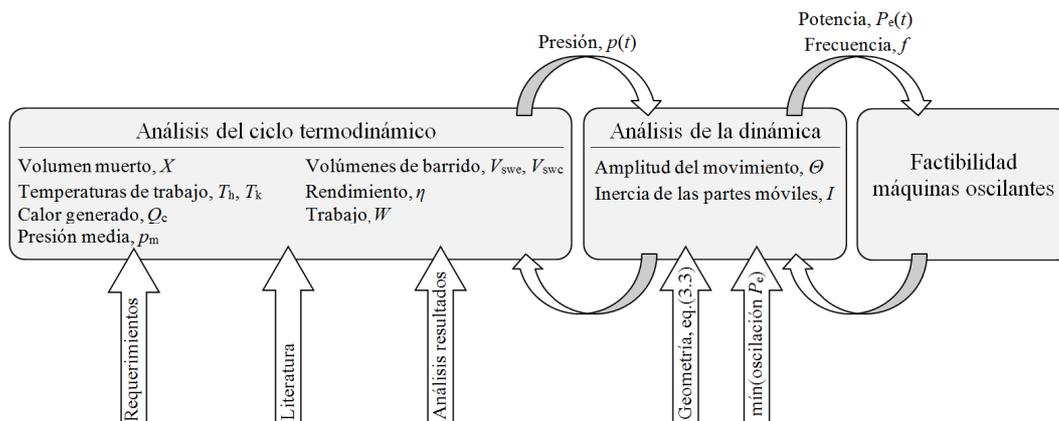


Figura 65: Esquema metodológica de diseño propuesta

Análisis del ciclo termodinámico

A continuación se aportan unas pautas para la identificación de las variables consideradas en el modelo termodinámico isotermo, que son: volúmenes muertos, temperaturas de trabajo T_h y T_k , presión media en el ciclo p_m , volúmenes de barrido V_{swe} y V_{swc} , rendimiento η , y trabajo de entrada W .

En primer lugar, es necesario conocer las especificaciones de la bomba de calor a dimensionar; se deberá conocer: potencia térmica, Q_c , temperaturas de trabajo, T_h y T_k , y frecuencia de funcionamiento, f . En el caso del ejemplo de aplicación, se recogen estos valores en la Tabla 3.

Con ayuda de la literatura se definen el ratio de volumen muerto, X , y el rendimiento del ciclo termodinámico, η . En base a los valores identificados en la literatura de prototipos y máquinas basadas en la tecnología Stirling, se ha propuesto en el presente trabajo el ratio de volumen muerto mostrado en la Tabla 4. El valor propuesto es orientativo, pudiéndose modificar en base a prototipos y máquinas en la literatura que sean similares a la que se pretenda desarrollar. En fases posteriores del diseño, una vez que se disponga de los primeros esquemas, podrá ajustarse el valor de este ratio. En el caso del ejemplo de aplicación, se emplea el valor del ratio de volumen muerto propuesto, $X = 1,9$.

En base a los valores observados en la literatura se propone un rango entre 2 y 4. En el caso del ejemplo de aplicación, se opta por una postura conservadora, considerando un valor de 2 para el rendimiento.

Los volúmenes de barrido V_{swe} y V_{swc} y la presión media del ciclo, p_m , se definen, tal y como se comenta anteriormente considerando la capacidad estructural de los diferentes componentes, el tamaño de la aplicación a desarrollar y la relación mostrada en la Figura 54.

Para el ejemplo de aplicación, se considera como limitante el valor de los volúmenes de barrido y se emplea el valor del prototipo desarrollado por David Haywood, $V_{swe} = V_{swc} = 57,2 \text{ cm}^3$. Empleando las ecuaciones (3.1) a (3.8) se deduce que la presión media debe tener un valor de 19,9 bar para poder alcanzar una potencia térmica $\dot{Q}_c = 2,11 \text{ kW}$.

El trabajo a aportar por las máquinas oscilantes se deduce a partir de la relación $\eta = Q_c / W = \dot{Q}_c / P_e$. En el caso del ejemplo de aplicación, siendo la potencia térmica de la máquina de 2,11 kW, el rendimiento de 2 y constando la máquina de dos motores, la potencia de entrada al sistema, o lo que es lo mismo, la potencia media a ser aportada por cada uno de los motores es de 527,5 W.

Análisis del ciclo termodinámico

<i>Variables a definir</i>	<i>Pautas para identificar el valor de las variables</i>	<i>Ejemplo de aplicación</i>
Ratio volumen muerto, X	Literatura (prototipos y máquinas existentes)	$X = 1,9$
T^{as} de trabajo T_h y T_k	Especificaciones de la máquina a desarrollar	$T_h = 293 \text{ K}, T_k = 268 \text{ K}$
Potencia térmica \dot{Q}_c		$\dot{Q}_c = 2,11 \text{ kW}$
Volúmenes de barrido V_{swe} y V_{swc}	Verificación estructural Posibles requerimientos de tamaño del equipo	$V_{swe} = V_{swc} = 57,2 \text{ cm}^3$
Presión media	Relación entre presión media y volúmenes de barrido	$p_m = 19,9 \text{ bar}$ $p(t)$, Figura 78
Rendimiento η	Literatura (prototipos y máquinas existentes)	$\eta = 2$
Potencia de las máquinas oscilantes P_e	$\eta = Q_c / W = \dot{Q}_c / P_e$	$P_e = 527,5 \text{ W}$



Presión de los cuatro ciclos termodinámicos, $p(t)$

Análisis de la dinámica

<i>Variables a definir</i>	<i>Pautas para identificar el valor de las variables</i>	<i>Ejemplo de aplicación</i>
Amplitud movimiento, θ	Limitaciones geométricas, ecuación (3.3)	$\theta = 150^\circ$
Inercia partes móviles, I	Minimizar oscilación P_c	$I = 0,0241 \text{ kg m}^2$



Potencia máquinas oscilantes, $P_c(t)$, (Figura 64) + corrección $\eta_{\text{Carnot}} / \eta$
Frecuencia de trabajo, f

Análisis factibilidad máquinas oscilantes

Figura 66: Ejemplo de aplicación de la metodología de diseño propuesta

Análisis de la dinámica

A continuación se aportan unas pautas para la identificación de las variables consideradas en el análisis de la dinámica, amplitud del movimiento, Θ , e inercia, I . Este análisis nos ayuda a definir las máquinas oscilantes requeridas para traccionar la bomba de calor.

Para llevar a cabo el análisis de la dinámica, necesitamos conocer la presión debida a los cuatro ciclos termodinámicos para poder evaluar el par y la potencia que ejerce sobre los pistones de trabajo. Antes es necesario definir cuál es la amplitud del movimiento, Θ . Para poder definir esta variable, se deben considerar las limitaciones geométricas de la configuración objeto de estudio que limitan su valor máximo ($\Theta < 180^\circ$) tal y como se observa en la Figura 50. Los volúmenes de barrido, ya definidos, están relacionados con Θ a través de la ecuación (3.3). Esta ecuación ayudará en la definición de la amplitud del movimiento.

Una vez definido el valor de Θ , podemos definir el valor de la inercia, I , buscando el valor para el que se minimiza la amplitud de la oscilación de la potencia a entregar por la máquina oscilante tractora. De este modo, quedan definidas las características principales de las máquinas oscilantes: potencia media, máxima y frecuencia de trabajo, de modo que pueda evaluarse si estas son factibles. En caso de no ser satisfactorio, se deberá repetir el proceso definido.

3.4. Conclusiones

En el capítulo 3 se ha descrito el modo de trabajo de una bomba de calor Stirling oscilante y se ha desarrollado una metodología preliminar para su diseño. Esta metodología se basa en un modelo termodinámico isoterma con regenerador perfecto y en el análisis de la dinámica del sistema. Se aportan unas pautas que orientan el diseño de una bomba de calor Stirling oscilante.

Se han obtenido las siguientes conclusiones:

1. Existe un punto de trabajo óptimo que se alcanza con un valor determinado de inercia de las partes móviles para el que se minimiza la amplitud de la oscilación de la potencia a entregar por la máquina oscilante tractora.
2. El punto óptimo de trabajo se alcanza gracias a que las fuerzas debidas a la inercia se compensan con las originadas por las presiones de los cuatro ciclos que componen la aplicación.
3. Se ha desarrollado una metodología de diseño preliminar basándose en un modelo termodinámico de primer orden y el análisis de la dinámica del sistema.

Capítulo 4: Respuesta del sistema ante cambios en las condiciones de trabajo

4.1. Introducción

Idealmente, la propuesta de diseño planteada en el capítulo anterior debería ser válida para las diferentes condiciones de trabajo a las que se enfrentará la bomba de calor Stirling oscilante. Se exploran en este caso la fase de arranque y posibles variaciones de las temperaturas de trabajo. Se pretenden identificar de este modo posibles puntos débiles de la configuración objeto de estudio.

4.2. Fase de arranque del equipo

La Figura 67 muestra el valor máximo de la potencia debida a la presión (P_p), a la inercia (P_i) y suministrado por la máquina oscilante (P_e) para un rango de frecuencias de 0 a 20 Hz. Esta figura se desarrolla a partir de los datos del ejemplo de aplicación mostrado en la Figura 66. Se observa cómo para la frecuencia de diseño, 16 Hz, la potencia máxima a entregar por las máquinas oscilantes se encuentra en un mínimo de 187 W. Sin embargo, a lo largo de la fase de arranque la potencia máxima a entregar por los motores que traccionan la aplicación pasa por un máximo a una frecuencia de 9 Hz.

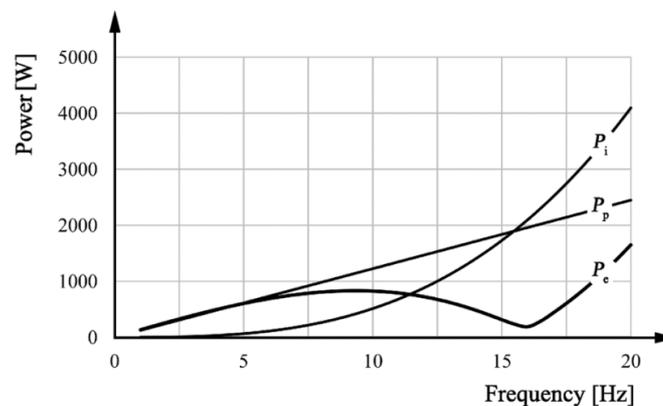


Figura 67: Valores máximos de las potencias debidas a la presión, inercia y motor [76]

Una de las opciones para facilitar el arranque y disminuir el máximo de potencia a 9 Hz observado en la Figura 67, consiste en complementar el volumen de trabajo con uno adicional, de modo que se reduzca el ratio de compresión. Este sistema se emplea en el equipo de criogenia fabricado por la empresa rusa Arsenal, que viene a ser una réplica de la máquina criogénica en fabricación por Stirling Cryogenics y basada en el diseño de la máquina tipo A de Philips [8].

El funcionamiento del sistema de arranque de la máquina criogénica fabricada por Arsenal, empresa rusa dedicada a la fabricación de maquinaria estratégica para el sector militar y fuera de actividad actualmente, se basa en el accionamiento de una válvula de arranque que une el volumen de trabajo de la máquina con una bombona auxiliar. Cuando la máquina no está en funcionamiento o se encuentra en la fase de arranque, esta válvula se encuentra abierta, aumentando el volumen de trabajo. Una vez que la máquina se pone en marcha, como consecuencia del diseño de la máquina, se incrementa la presión de una cámara de aceite de la que dispone la máquina, de modo que se cierra la válvula de arranque y se cierra la conexión entre los volúmenes de trabajo y el volumen auxiliar de arranque.

La presión instantánea del gas de trabajo al añadirse un volumen adicional o un volumen muerto al ciclo, V_d , se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$p(t) = m_t R_g / [V_c(t) / T_h + V_{dc} / T_h + V_{dk} / T_h + V_{dr} / T_r + V_{dh} / T_k + V_e(t) / T_k + V_{de} / T_k + V_{dd} / T_k + V_d / T_k] \quad (4.1)$$

Las variables de la ecuación (4.1) se describen anteriormente para la ecuación (3.1).

En la Figura 68 se muestra cómo evoluciona el máximo de potencia a entregar por los motores al aumentar el volumen de trabajo. En comparación con la Figura 67 se observa cómo el máximo a 9 Hz disminuye su valor. Tal y como se observa en la figura, el volumen de trabajo adicional se desconecta a 14,5 Hz, antes de alcanzar la frecuencia de diseño (16 Hz). Se lleva a cabo esta desconexión a 14,5 Hz de modo que la potencia a entregar por los motores no supere el valor máximo observado a 9Hz.

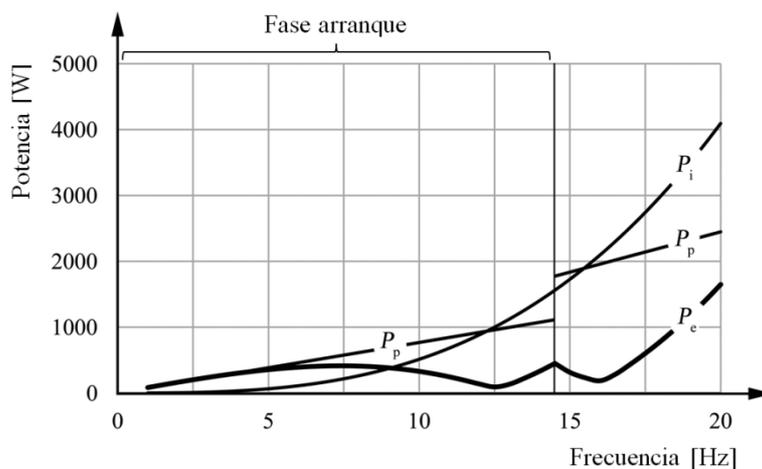


Figura 68: Valores máximos de las potencias en la fase de arranque [76]

La configuración en la que se basa el presente estudio ofrece una posibilidad de arranque alternativa que evita el uso de depósitos o dispositivos adicionales. En la Figura 69 se muestran el valor máximo de potencia a entregar por el motor para diferentes frecuencias y amplitudes de movimiento.

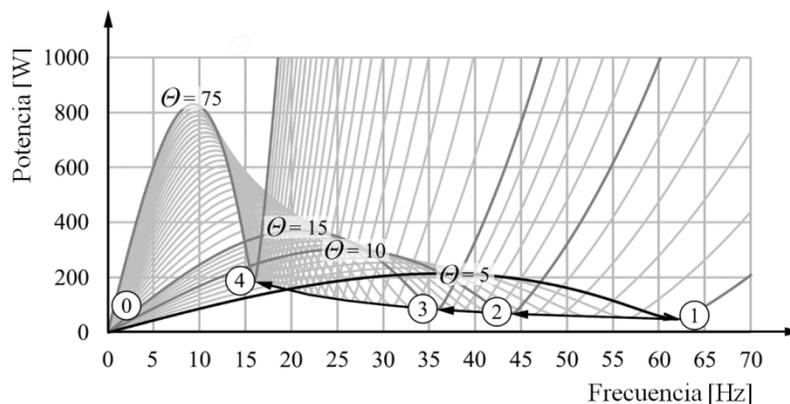


Figura 69: Valores máximos de las potencia, propuesta arranque alternativa [76]

Se observa en la Figura 69 cómo para bajas amplitudes de movimiento el máximo de potencia a entregar por los motores disminuye. Observada esta tendencia, se propone la siguiente estrategia de arranque: inicialmente se emplea una amplitud de movimiento pequeña aumentando la frecuencia hasta alcanzar el mínimo identificado en la Figura 69 con el número 1. A partir de esta posición, se incrementa la amplitud del movimiento mientras que a su vez se reduce la frecuencia de trabajo.

Se resume esta estrategia de arranque en la Tabla 7, donde se muestran los valores de potencia a entregar por la máquina oscilante en las posiciones identificadas en la Figura 69. Se muestra en esta tabla también el valor de la potencia pico a entregar en las situaciones intermedias.

Tabla 7: Resumen estrategia de arranque

Posición	f [Hz]	θ [°]	W_{mean} [W]	W_{peak} [W]	Situación	W_{peak} [W]
0	0	0	0	0	0 → 1	214,5
1	62	5	23,2	48,4	1 → 2	<100
2	44	10	32,8	69	2 → 3	<100
3	36	15	40,4	85,3	3 → 4	<100
4	16	75	90	187		

4.2.1. Variación de las temperaturas de trabajo

El comportamiento de la bomba de calor Stirling se ve afectado en caso de que las temperaturas de trabajo difieran de las empleadas para el diseño del equipo. En la Figura 70 se muestra la relación entre presión de carga y volumen de barrido para los siguientes dos casos: identificado con el número 1 el caso del ejemplo de aplicación e identificado con el número 2 un caso en el que se ha modificado la temperatura del foco caliente a 303 K; el resto de variables se mantienen constantes en los dos casos. La figura se obtiene a partir del análisis isoterma, empleando las ecuaciones (3.1) a (3.8) y manteniendo constante la potencia media de entrada en un valor de 90 W. Como consecuencia de variar las temperaturas de trabajo, la eficiencia del equipo también se ve alterada.

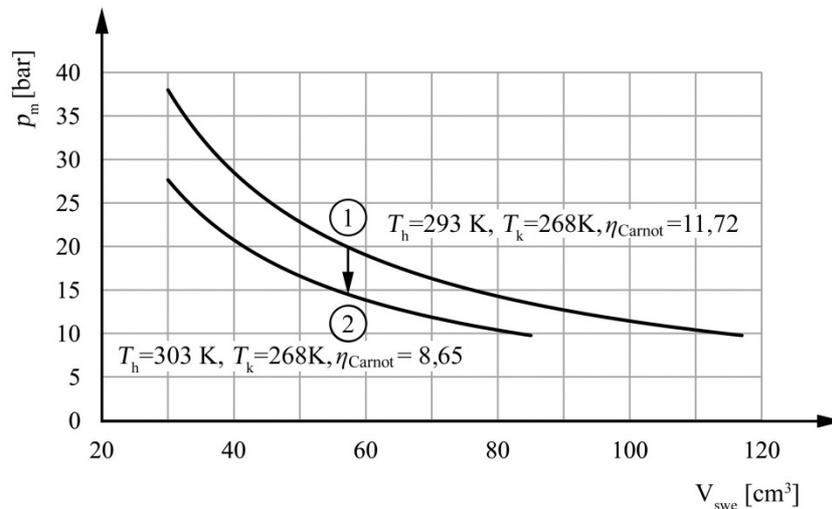


Figura 70: Influencia de la T^a en la relación entre p_m y V_{swe} [76]

En la Figura 71 (a) se identifica la situación de diseño inicial con el número 1, y en la Figura 71 (b), con el número 2, la nueva situación como consecuencia de variar la temperatura del foco caliente. Esta situación provoca que el par debido a la inercia y presión se descompensen. Existen dos posibilidades para alcanzar nuevamente una situación en la que inercia y presión se compensen ante la variación de las temperaturas de trabajo: la primera consiste en modificar la presión media y la frecuencia de trabajo; la segunda en modificar la inercia de las partes móviles para que vuelvan a compensarse el par debido a inercia y presión.

Primera opción: modificar presión media y frecuencia de trabajo

El punto 1 en la Figura 71 (a) muestra la situación de diseño. Tal y como se observa, siendo la frecuencia de trabajo 16 Hz, la potencia máxima a suministrar por la máquina oscilante se encuentra en mínimo y por lo tanto en un punto óptimo. El punto 2 en la Figura 71 (b) muestra que al cambiar las temperaturas de trabajo, la máquina oscilante debe aportar un par máximo mayor. La presión media se ha disminuido para poder mantener constante la potencia media suministrada por la máquina oscilante, de modo que en esta nueva situación la inercia y la nueva presión no se compensan. Como consecuencia, la potencia máxima a ser aportada por la máquina oscilante aumenta. Se resume en la Tabla 8 las diferencias entre las situaciones 1 y 2.

Tabla 8: Comparación de las potencias media y pico para las situaciones planteadas

Situación	T_h [K]	T_k [K]	p_m [bar]	f [Hz]	V_{swe} [cm ³]	W_{mean} [W]	W_{peak} [W]
1	293	268	19,9	16	57,2	90	187
2	303	268	14,5	16	57,2	90	690
3	303	268	14,5	13,5	57,2	75	165
4	303	268	16	14,5	57,2	90	190
5	303	268	14,5	16	57,2	90	188

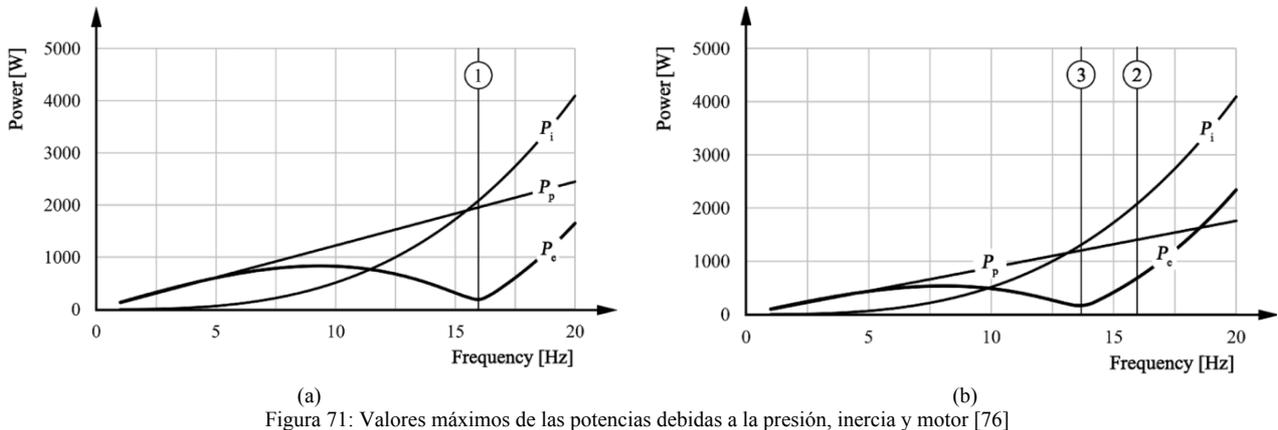


Figura 71: Valores máximos de las potencias debidas a la presión, inercia y motor [76]

Una posible opción para poder reducir el aumento de potencia máxima observado en la situación 2 de la Figura 71 (b) podría ser disminuir la frecuencia de trabajo, esta opción se representa con el número 3. Tal y como se muestra en la Tabla 8, aplicando esta solución, la potencia media a suministrar queda bastante por debajo de la de diseño no aprovechando la máquina oscilante.

Una mejor opción sería encontrar una nueva combinación de presión media del ciclo y frecuencia en la que la potencia media suministrada por la máquina oscilante sea la de diseño y su potencia pico se minimice. Esta solución se representa como 4 en la Figura 72 (a) y en la Tabla 8. Esta sería la primera opción planteada para alcanzar nuevamente una situación en la que inercia y presión se compensen ante la variación de las temperaturas de trabajo

Segunda opción: modificar inercia

La segunda opción se basaría en modificar la inercia del sistema. Esto sería posible modificando un posible volante de inercia. Esta situación se representa como 5 en la Figura 72 (b) y en la Tabla 8.

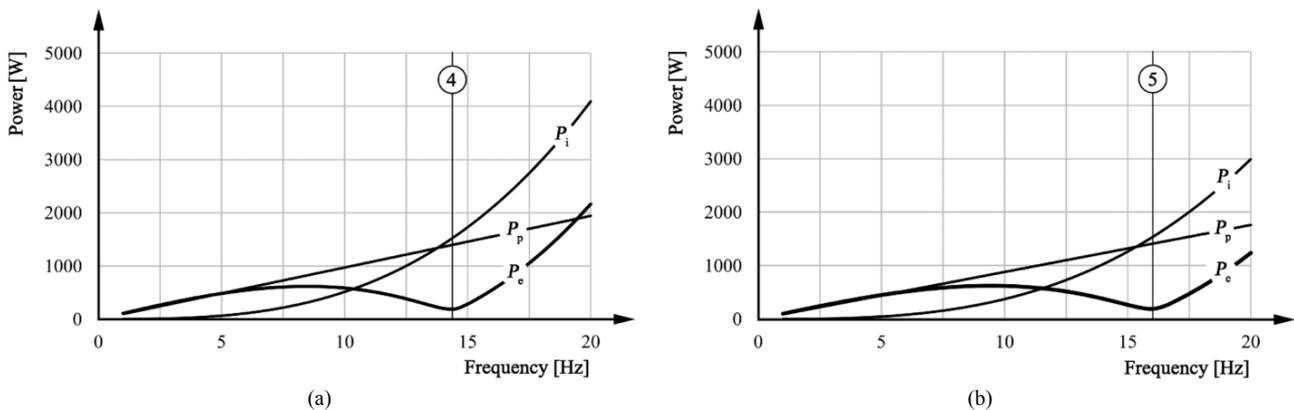


Figura 72: Valores máximos de las potencias debidas a la presión, inercia y motor, opciones propuestas [76]

4.3. Conclusiones

En el presente capítulo se ha estudiado cómo afectan en el funcionamiento de la bomba de calor Stirling oscilante posibles condiciones de trabajo como son la fase de arranque y variaciones en las temperaturas de trabajo. Se han obtenido las siguientes conclusiones:

1. Se ha propuesto una metodología de arranque que consiste en una secuencia en la que se varían la frecuencia de trabajo y la amplitud del movimiento.
2. En el caso de una variación de las temperaturas de trabajo, se propone modificar la combinación de presión media del ciclo y frecuencia de modo que la potencia media suministrada por la máquina oscilante sea igual a la prevista en el diseño y la potencia pico se minimice.

Capítulo 5: Análisis numérico del flujo oscilante

5.1. Introducción

La correcta modelización de los diferentes componentes de un equipo Stirling es fundamental para garantizar la fiabilidad de una herramienta de diseño. Los intercambiadores de calor se identifican como el componente que en mayor medida afecta al rendimiento y costo del conjunto [34]. Actualmente no se dispone de correlaciones válidas para el cálculo de la caída de presión y transferencia de calor bajo las condiciones de flujo oscilante que se dan en estos intercambiadores [78]. Ante esta situación, la práctica común para caracterizar estos fenómenos ha sido el empleo de correlaciones derivadas para flujo unidireccional en estado estacionario [34, 36]. Diferentes autores señalan la necesidad de nuevas correlaciones para determinar estas cantidades al modelar los motores y bombas de calor basadas en la tecnología Stirling [63, 79].

En el presente capítulo se derivan numéricamente correlaciones válidas para la tipología de flujo encontrada en los intercambiadores Stirling, de modo que puedan ser implementadas en futuras metodologías y herramientas de cálculo. Se emplea para ello una herramienta comercial de dinámica de fluidos computacional. Se evalúan cuatro modelos turbulentos diferentes basados en el promediado de Reynolds de las ecuaciones de Navier-Stokes, también conocidos como modelos RANS ‘Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations’: $k-\varepsilon$ estándar de Launder y Spalding, $k-\varepsilon$ de bajo número de Reynolds de Lam-Bremhorst, SST $k-\omega$ SST (Shear-Stress Transport) y RSM (Reynolds Stress Model). Se emplea también un modelo laminar. Se evalúa la capacidad de los modelos de turbulencia seleccionados para capturar con precisión las características del flujo oscilante, comparando los resultados numéricos con datos experimentales obtenidos de la literatura existente. Se evalúa el intercambio de calor y la caída de presión y se derivan nuevas correlaciones teniendo en cuenta las características dimensionales y el rango de trabajo de los intercambiadores de calor empleados en la tecnología Stirling: $100 \leq Re_{\omega} \leq 600$, $A_0 \leq 600$, $\beta > 761$ and $40 \leq L/D \leq 120$.

5.2. Descripción matemática del problema

La Mecánica de Fluidos Computacional es la ciencia dedicada a la obtención del campo de velocidades del fluido, así como los flujos de calor y de masa, mediante la resolución numérica de las ecuaciones de conservación. Estas ecuaciones están basadas en las leyes universales de conservación: conservación de la masa, conservación de la cantidad de movimiento y conservación de la energía.

Conservación de la masa

El principio de la conservación de la masa o de la continuidad nos dice que la masa no se puede crear ni destruir durante un proceso. La ecuación (5.1) es la forma general de la ecuación de la conservación de la masa, es válida para flujos incompresibles y compresibles y es obtenida empleando la aproximación de Euler. El primer término representa la razón de cambio en el tiempo de la densidad del volumen de control y el segundo término, el cambio neto de flujo másico que cruza el elemento a través de la superficie de control por unidad de volumen.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0 \quad (5.1)$$

Donde ρ es la densidad del fluido y \vec{V} es el vector de la velocidad del flujo. Para un sistema de coordenadas cartesianas, la Eq. (5.1) toma la siguiente forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (5.2)$$

$$\vec{V} = u\hat{i} + v\hat{j} + w\hat{k}$$

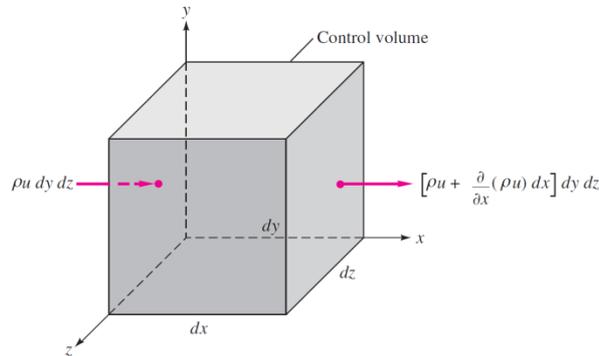


Figura 73: Entrada y salida de flujo másico en un volumen de control a lo largo del eje x [80]

En la Figura 73 se muestra esquemáticamente la Eq. (5.2) aplicada a un volumen de control. En el caso de considerarse que el fluido es incompresible (la densidad se mantiene constante), la Eq. (5.2) se convierte en:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (5.3)$$

Conservación de la cantidad de movimiento

La aplicación de la segunda ley de Newton en un fluido pasando a través de un volumen de control resulta en:

$$\frac{\partial(\rho \vec{V})}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V} \vec{V}) = -\nabla p + \nabla(\bar{\tau}) + \rho \vec{f} + \vec{F} \quad (5.4)$$

Donde p representa la presión, $\bar{\tau}$ el tensor de viscosidad, y $\rho \vec{f}$ y \vec{F} las fuerzas internas y externas respectivamente. Empleando la notación de tensores compacta, el tensor de viscosidad se define del modo siguiente:

$$\tau = \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] \quad (5.5)$$

$$i, j, k = 1, 2, 3$$

El operador δ_{ij} (delta de Kronecker) es función de i y j . Vale 1 en caso de que i y j sean iguales y 0 si son diferentes; μ es la viscosidad dinámica.

Conservación de la energía

El balance de energía para un sistema que pasa por un proceso se expresa como $E_{\text{salida}} - E_{\text{entrada}} = \Delta E_{\text{sistema}}$, lo cual indica que el cambio en el contenido de energía de un sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la entrada y salida de energía [48].

5.2.1. Modelos de turbulencia

La turbulencia está caracterizada por tener velocidades fluctuantes. Estas fluctuaciones mezclan las cantidades de transporte como la cantidad de movimiento o energía y causan que estas mismas cantidades varíen. Como estas fluctuaciones se pueden dar a muy pequeñas escalas y a altas frecuencias, son muy costosas de simular numéricamente. Para poder hacerlo, las ecuaciones de estado pueden ser promediadas en el tiempo, en conjunto (ensemble-average), modificadas o manipuladas para despreciar las escalas pequeñas. Estos procedimientos resultan en un conjunto de ecuaciones que numéricamente son menos costosas de resolver. Sin embargo, las ecuaciones modificadas añaden variables desconocidas. Los modelos de turbulencia nos ayudan a solucionar estas nuevas variables desconocidas en términos de cantidades ya conocidas

Definición de turbulencia

Tanto en la naturaleza como en aplicaciones ingenieriles nos encontramos con flujos turbulentos. La turbulencia por naturaleza es irregular, altamente difusiva y ocurre generalmente a altos números de Reynolds. La complejidad física de este tipo de flujos es consecuencia de un amplio espectro de remolinos con interacciones no lineales entre ellos. Debido a esta situación, obtener una solución numérica se hace extremadamente exigente en términos de precisión del método de discretización y del refinamiento de la malla empleada.

Para poder representar matemáticamente el comportamiento fluctuante del fluido, se descomponen en un campo medio y en otro fluctuante las cantidades que definen el estado del fluido como la velocidad y presión, tal y como se muestra en la Figura 74.

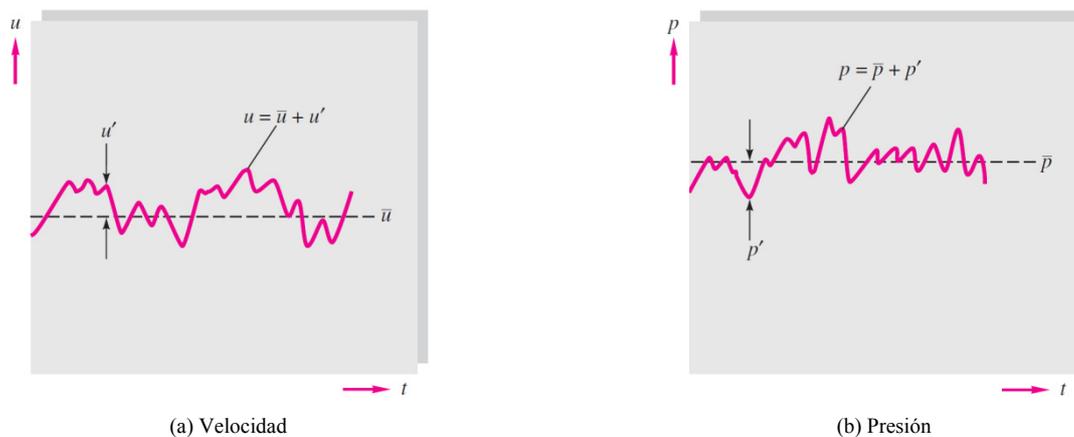


Figura 74: Componente media y fluctuante de las variables turbulentas [80]

5.2.2. Ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds (RANS)

Otra contribución importante de Reynolds, además de la introducción de un parámetro para conocer la transición de flujo laminar a turbulento, número de Reynolds, fue el desarrollo de las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds (RANS) que introduce el concepto de tensiones de Reynolds.

El promediado de Reynolds descompone las variables de las ecuaciones instantáneas de Navier-Stokes en una componente media y una fluctuante. Por ejemplo, para la velocidad en el eje x , las componentes serán:

$$u = \bar{u} + u' \quad (5.6)$$

Donde \bar{u} y u' son las componentes media y fluctuante respectivamente. Si se sustituyen las expresiones de las propiedades escalares del fluido en las ecuaciones de continuidad y del momento, obtenemos las ecuaciones promediadas, que usando la forma de tensor cartesiano, se escriben del modo siguiente:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (5.7)$$

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i)}_{\text{Aceleración local}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}_{\text{Aceleración convectiva}} = \underbrace{-\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i}}_{\text{Gradiente presión}} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\underbrace{\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right)}_{\text{Fuerzas viscosas}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j})}_{\text{Esfuerzos Reynolds}} \right] \quad (5.8)$$

Las ecuaciones (5.7) y (5.8) son respectivamente las ecuaciones de continuidad y momento y se conocen como las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds (RANS). Se puede observar cómo la turbulencia ha producido un término adicional que representa el efecto de la misma. Este término, denominado “Esfuerzos de Reynolds”, tiene que ser modelado, ya que introduce al sistema de ecuaciones más variables sin aportar ecuaciones adicionales. A esta situación se le denomina “problema de cierre de la turbulencia”.

Para poder darle una solución al problema o “cerrar” el sistema de ecuaciones se emplea la hipótesis de Boussinesq que relaciona las tensiones de Reynolds con los gradientes de la velocidad media:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (5.9)$$

Donde μ_t es la viscosidad dinámica turbulenta o de Eddy. La ventaja de aplicar la hipótesis de Boussinesq es el relativo bajo costo computacional relacionado con la viscosidad dinámica. La desventaja es que asume la viscosidad turbulenta como un escalar isotrópico. Por ejemplo, los modelos turbulentos $k-\varepsilon$ y $k-\omega$ SST descritos a continuación, y considerados en el presente trabajo de investigación, solucionan mediante la hipótesis de Boussinesq el problema de cierre de la turbulencia.

El modelo turbulento RSM (Reynolds Stress Model), también considerado en el presente trabajo de investigación, emplea siete ecuaciones para el cálculo de la viscosidad dinámica turbulenta. Este modelo trata de resolver las ecuaciones del transporte para los esfuerzos de Reynolds. Esto significa introducir varias ecuaciones de transporte para todas las tensiones de Reynolds y por lo tanto un mayor costo computacional. El modelo, por lo tanto, no se basa en el concepto de viscosidad isoentrópica de Eddy.

Se describen a continuación los cuatro modelos turbulentos considerados en el presente trabajo de investigación: $k-\varepsilon$ estándar de Launder y Spalding, $k-\varepsilon$ de Lam-Bremhorst para bajos números de Reynolds, $k-\omega$ SST (Shear-Stress Transport) y RSM (Reynolds Stress Model).

5.2.3. Modelo k - ε standard

Las ecuaciones de transporte para obtener el valor de la energía cinética turbulenta k y su coeficiente de disipación ε son:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon \quad (5.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5.11)$$

En las ecuaciones (5.10) y (5.11), G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debida a los gradientes de la velocidad media. Para evaluar el valor de G_k de un modo consistente con la hipótesis de Boussinesq se emplea la siguiente ecuación:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (5.12)$$

Donde S es una medida escalar del tensor de deformación que puede obtenerse de:

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (5.13)$$

Donde S_{ij} queda definido del modo siguiente:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (5.14)$$

El valor de viscosidad dinámica turbulenta o de Eddy, μ_t para el modelo turbulento k - ε propuesto por Launder y Spalding [32] se obtiene combinando k y ε del modo siguiente:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.15)$$

En el presente trabajo de investigación, se consideran los valores estándares para los coeficientes considerados en el modelo [81]. El dominio se divide en dos regiones en función del número turbulento de Reynolds, ecuación (5.16). En la región completamente desarrollada ($Re_y > 200$) se emplea el modelo k - ε estándar. En las cercanías de la pared se emplea el modelo de una ecuación de Wolfstein [82].

$$Re_y = \rho y \sqrt{k} / \mu \quad (5.16)$$

Donde y es la distancia a la pared. El modelo k - ε presenta una serie de desventajas: en primer lugar, la energía cinética turbulenta se sobreestima en las regiones donde el flujo incide sobre obstáculos y se separa, así como en las zonas donde se vuelve a unir. Tampoco reproduce adecuadamente los flujos de recirculación que se dan a sotavento de los obstáculos.

El modelo turbulento k - ε es uno de los más populares en el ámbito industrial, ya que es un modelo robusto y económico desde un punto de vista computacional. El modelo es válido únicamente para flujo completamente turbulento, y suele ser empleado para explorar flujos sencillos o para obtener una solución inicial. También se emplea como base de cálculo para obtener una solución a emplearse como condición inicial en modelos más complejos.

5.2.4. Modelo turbulento $k-\varepsilon$ Lam-Bremhorst para bajos números de Reynolds

El modelo turbulento para bajos números de Reynolds $k-\varepsilon$ de Lam-Bremhorst [81] proporciona dos funciones adicionales (f_a y f_b), que permiten que la ecuación de disipación pueda integrarse hasta la pared. La viscosidad turbulenta es amortiguada en las cercanías de la pared (f_μ), de modo que su valor se aproxima a cero.

Este modelo comparte la ecuación de energía cinética turbulenta, k , con el modelo $k-\varepsilon$. La ecuación de disipación empleada es la siguiente:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon\bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} f_a \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{2\varepsilon} f_b \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5.17)$$

La viscosidad dinámica turbulenta se obtiene a partir de:

$$\mu_t = \rho C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.18)$$

La función de amortiguamiento (f_μ) puede ser obtenida a partir de la siguiente ecuación:

$$f_\mu = \left(1 - e^{-0,0165 Re_y} \right)^2 (1 + 20,5 / Re_t) \quad (5.19)$$

Donde los números turbulentos de Reynolds (Re_y , Re_t) pueden obtenerse a partir de las siguientes ecuaciones:

$$Re_y = \frac{k^{1/2} y \rho}{\mu} \quad (5.20)$$

$$Re_t = \frac{k^2 \rho}{\mu \varepsilon} \quad (5.21)$$

Donde y en la ecuación (5.20) es la distancia a la pared. Las funciones adicionales (f_a , f_b) se obtienen a partir de las siguientes ecuaciones:

$$f_a = 1 + \left(\frac{0,05}{f_\mu} \right)^3 \quad (5.22)$$

$$f_b = 1 - e^{(-Re_t^2)} \quad (5.23)$$

Las hipótesis empleadas en el desarrollo del modelo turbulento $k-\varepsilon$ Lam-Bremhorst para bajos números de Reynolds hacen que sea válido para modelar la transición entre régimen laminar y turbulento. También es capaz de modelar la región cercana a la pared. En el presente trabajo de investigación, se consideran los valores estándares para los coeficientes considerados en el modelo [83]. Se extiende la información en torno a los detalles del modelo en Lam y Bremhorst [83].

5.2.5. Modelo turbulento $k-\omega$ SST

El modelo turbulento $k-\omega$ SST (Shear-Stress Transport) es una variación del modelo turbulento $k-\omega$. Este modelo combina el modelo $k-\omega$ con una versión modificada del modelo $k-\varepsilon$: para las zonas cercanas a la pared, se emplea el modelo $k-\omega$ y para las zonas lejanas a la pared la versión modificada del modelo $k-\varepsilon$. Ambos modelos se combinan con una función cuyo valor es la unidad en las cercanías a la pared y cero lejos de la pared.

La energía cinética turbulenta, k , y el ratio de disipación específico, ω , en el caso del modelo $k-\omega$ SST, Shear-Stress Transport, desarrollado por Menter [84], se obtienen de las siguientes ecuaciones del transporte:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tilde{G}_k - Y_k \quad (5.24)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega \quad (5.25)$$

En las ecuaciones (5.24) y (5.25) \tilde{G}_k y G_ω representan la generación de k y ω debida a los gradientes de la velocidad media; Y_k y Y_ω es la disipación de k y ω debida a la turbulencia y Γ_k y Γ_ω representan la difusión de k y ω respectivamente.

Los términos de difusión se obtienen a partir de las siguientes ecuaciones:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (5.26)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (5.27)$$

Definiéndose σ_k y σ_ω del modo siguiente:

$$\sigma_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{k,2}}} \quad (5.28)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{\omega,2}}} \quad (5.29)$$

Donde los subíndices uno (1) y dos (2) indican el valor de la constante para las capas interna y externa respectivamente. La viscosidad turbulenta se obtiene a partir de:

$$\mu_t = \frac{k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (5.30)$$

Las funciones F_1 y F_2 son las que nos sirven para combinar las capas interna y externa. Se puede encontrar información ampliada sobre este modelo turbulento en [84]. En el presente trabajo de investigación se consideran los valores estándares para los coeficientes considerados en el modelo [84].

El modelo turbulento $k-\omega$ SST es una combinación del modelo $k-\varepsilon$ en la región completamente desarrollada y del modelo del modelo $k-\omega$ en las cercanías de la pared. Este modelo no emplea funciones de pared (wall-functions), y suele ser preciso en la resolución del flujo cercano a la pared. Suele presentar problemas de convergencia, por lo que suele recomendarse partir de una solución obtenida a partir de los modelos $k-\varepsilon$ o $k-\omega$.

5.2.6. Modelo turbulento RSM, Reynolds Stress Model

El modelo turbulento RSM o de tensiones de Reynolds (RSM, Reynolds Stress Model), fue desarrollado por Launder [85]. Este modelo utiliza una ecuación para cada uno de los tensiones de Reynolds (6 ecuaciones en tres dimensiones), y otra ecuación adicional para la disipación de la energía turbulenta cinética, lo que aumenta la necesidad de recursos computacionales. En comparación con los modelos basados en la hipótesis de Boussinesq que asumen la viscosidad turbulenta como un escalar isotrópico, este modelo mejora la descripción de flujos anisotrópicos. Como desventaja, este modelo requiere de un mayor coste computacional.

La ecuación del transporte para el modelo RSM es la siguiente:

$$\begin{aligned}
 \underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho u'_i u'_j)}_{\text{Local time derivative}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k u'_i u'_j)}_{C_{ij} \equiv \text{Convection}} = & \underbrace{-\frac{\partial}{\partial x_k}[\rho u'_i u'_j u'_k + p'(\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j)]}_{D_{T,ij} \equiv \text{Turbulent diffusion}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (u'_i u'_j) \right]}_{D_{L,ij} \equiv \text{Molecular diffusion}} \\
 - \rho \left(\underbrace{u'_i u'_k \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + u'_j u'_k \frac{\partial u_i}{\partial x_k}}_{P_{ij} \equiv \text{Stress production}} \right) + \underbrace{p' \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)}_{\phi_{ij} \equiv \text{Pressure strain}} - \underbrace{2\mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_j}{\partial x_i}}_{\varepsilon_{ij} \equiv \text{Dissipation}} - \underbrace{2\rho \Omega_k (u'_j u'_m \varepsilon_{ikm} + u'_i u'_m \varepsilon_{jkm})}_{F_{ij} \equiv \text{Production by System rotation}}
 \end{aligned} \tag{5.31}$$

Entre los diferentes términos considerados en la ecuación (5.31), C_{ij} , $D_{L,ij}$, P_{ij} y F_{ij} no requieren ninguna modelación. Los términos $D_{T,ij}$, G_{ij} , ϕ_{ij} y ε_{ij} deben ser sin embargo modelados para poder cerrar el sistema de ecuaciones. Se puede obtener más información de este modelo turbulento en [85].

5.3. Descripción del modelo numérico

Para el desarrollo del modelo numérico se emplea el programa comercial Fluent® [87]. Se describen a continuación las características del modelo desarrollado.

5.3.1. Descripción geométrica y propiedades del fluido

La geometría considerada debe representar los intercambiadores de calor empleados en la tecnología Stirling. De acuerdo al estudio llevado a cabo por Seume y Simon [50], los intercambiadores de calor empleados en la tecnología Stirling se encuentran dentro del rango $40 \leq L/D \leq 120$. Identifican también que la geometría más empleada son los ductos circulares.

Siguiendo las conclusiones de Seume y Simon [50], en el presente trabajo de investigación se consideran ductos circulares y un rango $40 \leq L/D \leq 120$. La geometría queda definida mediante dos variables: la longitud del ducto (L) y su diámetro (D) y se representa mediante un modelo axisimétrico. Se muestra en la Figura 75 un esquema que describe la geometría del modelo.

Se consideran constantes las propiedades del fluido. En el presente trabajo de investigación se considera como fluido de trabajo nitrógeno con las propiedades mostradas en la Tabla 9.

Tabla 9: Propiedades del fluido de trabajo

Densidad, ρ [kg/m ³]	1.225
Viscosidad dinámica [Pa.s]	1.79E-5
Capacidad calorífica, cp [J/kg.K]	1.01E3
Conductividad, k [W/m.K]	2.42E-2

5.3.2. Condiciones de contorno

El flujo oscilante se modela mediante una condición de contorno de velocidad oscilante (u), con una amplitud U_0 de acuerdo a la ecuación:

$$u(\omega t) = U_0 \text{sen}(\omega t) \tag{5.32}$$

El valor absoluto de la expresión (5.32) se impone en el extremo izquierdo del dominio cuando $\text{sen}(\omega t)$ es positivo; cuando $\text{sen}(\omega t)$ obtiene un valor negativo, su valor absoluto se impone en el extremo derecho del dominio tal y como se muestra en la Figura 75.

Como condiciones de contorno de turbulencia, se aplican las siguientes expresiones para obtener el valor de la energía cinética turbulenta, k , y su disipación, ε , en la entrada y salida:

$$k = \frac{3}{2} [u(\omega t) TI]^2 \tag{5.33}$$

$$\varepsilon = 0,09^{3/4} \frac{k^{3/2}}{0,07D} \tag{5.34}$$

Donde TI es la intensidad turbulenta que se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$TI = 0,16Re^{-1/8} \tag{5.35}$$

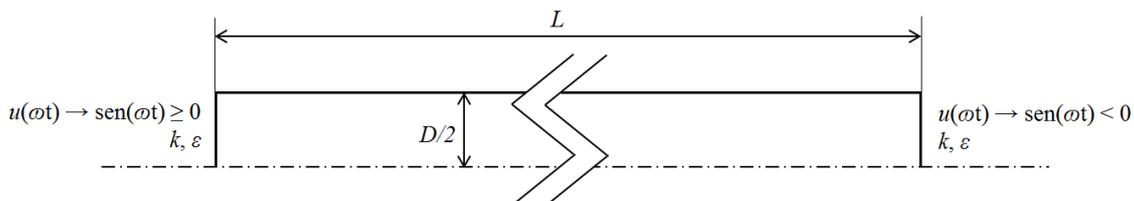


Figura 75: Esquema modelo numérico

5.3.3. Generación de la malla

Para poder obtener resultados precisos, es necesario un refinamiento de la malla en la cercanía a la pared de modo que se resuelva la capa límite al completo. La capa límite de un fluido es la zona donde el movimiento de éste es perturbado por la presencia de un sólido con el que está en contacto. La capa límite se entiende como aquella en la que la velocidad del fluido respecto al sólido en movimiento varía desde cero hasta el 99% de la velocidad de la corriente no perturbada. La presencia de paredes afecta al comportamiento del fluido. Esto es debido a que el flujo turbulento está dominado por fuerzas de inercia, y por tanto, ante la aparición de un elemento fijo se producen altos gradientes de velocidad. Es necesario efectuar una representación de dicha capa límite de manera precisa para obtener una buena predicción de los flujos turbulentos delimitados por paredes. La capa límite se divide en tres zonas: (1) subcapa viscosa, (2) capa de transición y (3) región turbulenta.

La longitud adimensional y^+ se utiliza para determinar el refinamiento necesario de la malla en la zona cercana a la pared. Al tratarse de una longitud adimensional, independientemente de las condiciones del flujo o del espesor de la capa límite, el mismo valor de y^+ se encontrará siempre en la misma zona proporcional de la capa límite [80].

Los requerimientos de malla en la zona cercana a la pared son: el elemento de malla más cercano a la pared debe obtener un valor $y^+ \approx 1$ y se deben considerar al menos 15 elementos para la subcapa viscosa y la capa de transición [87]. El espesor de estas dos capas tiene un valor de $y^+ = 60$ tal y como se muestra en la Figura 76.

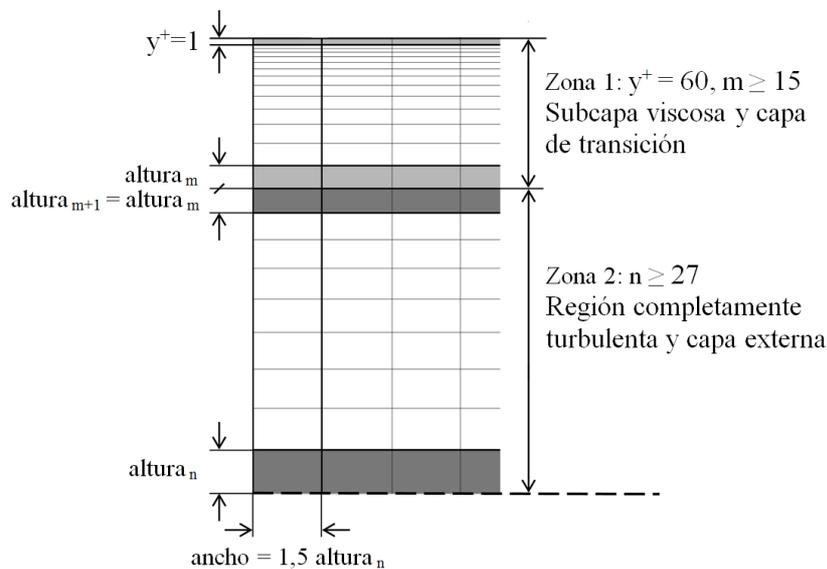


Figura 76: Esquema de procesamiento de la malla [52]

Se desarrolla la malla empleando elementos cuadriláteros de cuatro nodos por elemento siguiendo el esquema mostrado en la Figura 76. El primer elemento de la malla se dimensiona para obtener un valor de $y^+ = 1$. Se consideran al menos 15 elementos para la subcapa viscosa y la capa de transición (zona 1 en la Figura 76, $y^+ \leq 60$). El resto de la geometría se malla de modo que el número total de elementos radiales sea igual o mayor que 27. Los elementos longitudinales se dimensionan de modo que su anchura sea 1,5 veces la altura del elemento en el eje axisimétrico.

5.3.4. Métodos numéricos empleados y criterios de convergencia

Las ecuaciones de la conservación de la cantidad de movimiento y de la continuidad se resuelven secuencialmente junto con las ecuaciones de transporte empleando el esquema de interpolación de presión PRESTO! y el algoritmo SIMPLER de Patankar [84]. Se emplea un esquema de discretización de segundo orden “upwind” para las ecuaciones del momento. Se considera un valor de 1E-7 como criterio de convergencia para las componentes de velocidad y para la ecuación de continuidad.

Los resultados presentados en el presente trabajo se obtienen tras computar un total de 6 ciclos y considerando un total de 200 pasos por ciclo. Se observa que a partir del 6º ciclo computado los resultados no varían.

5.3.5. Análisis de sensibilidad de la malla

Se comprueba la independencia de los resultados respecto de la malla empleada del modo siguiente: una primera malla es generada a partir del procesado de malla propuesto en la Figura 76, seguidamente una nueva malla es generada aumentando la densidad de malla aproximadamente un 20%. Se considera una convergencia de la solución cuando un incremento en la densidad de malla del 20% hace variar el resultado computado en un valor inferior al 2%.

Los resultados correspondientes al análisis de la sensibilidad de malla se muestran en la Tabla 10, donde se evalúa el esfuerzo cortante en la pared, τ_w . Su valor depende de la velocidad del fluido (u) y de la distancia a la pared (y):

$$\tau_w = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (5.36)$$

La malla para el caso D ha sido obtenida mediante el proceso de mallado presentado anteriormente. Se observa como para este caso y los anteriores (C y B) un aumento de la densidad de malla de un 20% incurre en una variación del resultado inferior al 2%. Se comprueba de este modo que el resultado obtenido con el proceso de mallado propuesto es independiente de la malla.

Tabla 10: Análisis de sensibilidad de la malla

Caso	Nº elementos radiales	Incremento densidad malla	τ_w [N/m ²]	Variación resultado
A	14		1,0412	
B	20	42%	1,0465	0,51%
C	25	25%	1,0510	0,43%
D	30	20%	1,0566	0,53%
E	38	26%	1,0594	0,26%
F	45	18%	1,0605	0,1%

5.4. Flujo oscilante laminar

Con el objeto de validar el modelo numérico, se evalúa la predicción de flujo oscilante laminar comparándose los resultados computados con la expresión analítica obtenida por Womersley [55] y validada experimentalmente por Akhavan [57]. En la Figura 77 (a) y (b) se muestra con línea continua el perfil de velocidad para un flujo oscilante laminar de acuerdo con la expresión analítica de Womersley [55] y en puntos se presentan los datos computados. Se presentan las siguientes dos condiciones $Re_\omega = 66,6$ con $A_0 = 10$, y $Re_\omega = 302,2$ con $A_0 = 5$.

Se observa que para estos valores de Re_ω y A_0 la variación de la velocidad es progresiva, indicando que el régimen es laminar. Se observa que los datos computados con los diferentes modelos turbulentos evaluados son similares, y se comportan de modo muy aproximado a los definidos por la expresión de Womersley validándose así el modelo numérico propuesto para condiciones de flujo oscilante laminar. Los resultados mostrados en la Figura 77 (a) y (b) se obtienen empleando el modelo laminar que se sugiere para modelar flujo oscilante completamente laminar como modelo efectivo desde un punto de vista de gasto computacional.

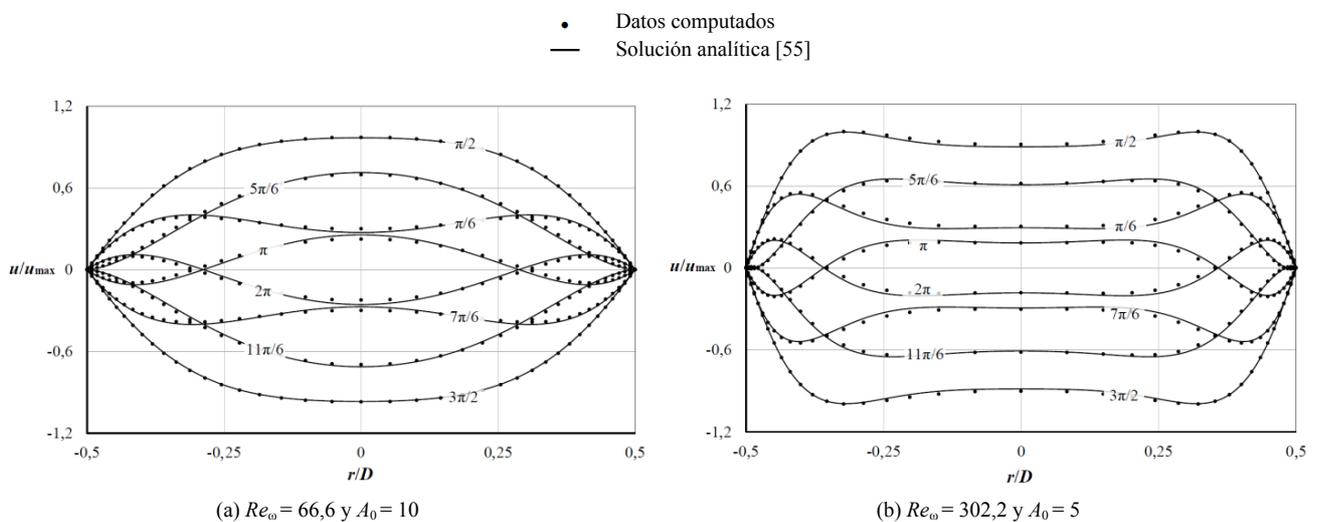


Figura 77: Comparativa de perfiles de velocidad [52]

5.5. Flujo oscilante transitorio

Con el objetivo de evaluar cuál de los modelos considerados en el presente estudio es capaz de modelizar con mayor precisión las características del flujo transitorio encontrado en los intercambiadores Stirling, se comparan perfiles de velocidad computados con datos experimentales de Zhao y Cheng [60]. Se muestra en la Figura 78 y en la Figura 79 la comparativa de los perfiles de velocidad para las siguientes condiciones de flujo transitorio [60]: $Re_\omega = 66,6$ con $A_0 = 97$ y $Re_\omega = 302,2$ con $A_0 = 47,3$ respectivamente. Los datos experimentales se muestran con línea continua y los datos computados en discontinua.

Tal y como se observa en los datos experimentales, la fluctuación tiene una mayor intensidad en las cercanías de la pared, $r/D = 0,475$, indicando que la turbulencia se genera en esta región. En la fase de aceleración, el flujo es laminar, mientras que torna turbulento cuando decelera.

En primer lugar, se examinan los resultados obtenidos con el modelo estándar $k-\varepsilon$ mostrados en la Figura 78 (a) y en la Figura 79 (a). Este modelo no es capaz de reproducir ningún tipo de transición. De acuerdo con los datos experimentales, la transición de flujo laminar-turbulento ocurre para un ángulo aproximado de 90° , mientras que de acuerdo a este modelo, la velocidad no sufre ningún incremento abrupto que indique la aparición de la turbulencia. Resultados similares fueron observados por Ahn e Ibrahim [64]. En la derivación del modelo $k-\varepsilon$ estándar, se asume que el flujo es completamente turbulento, por lo que no es válido para describir un flujo en transición.

En el caso del modelo $k-\varepsilon$ de Lam-Bremhorst para bajos números de Reynolds, las hipótesis empleadas en su desarrollo hacen que sea válido para modelar la transición y la región cercana a la pared. En la Figura 78 (b) y en la Figura 79 (b) se observa que este modelo reproduce la transición para un ángulo de 75° . Esta transición puede ser observada también en la Figura 80 (b). Se observa en esta última figura también una amplitud mayor de la energía cinética k cerca de la pared indicando inestabilidades generadas en el entorno de la pared. Esta transición se predice con antelación a lo observado con los datos experimentales. Resultados similares fueron publicados por Köhler [63]. Los resultados indican que la aceleración mantiene el fluido laminar hasta un rango muy elevado; el modelo turbulento falla en la modelización de este flujo y lo reproduce como turbulento.

El modelo turbulento $k-\omega$ SST se comporta de modo similar al modelo $k-\varepsilon$ de Lam-Bremhorst para bajos números de Reynolds, con la diferencia de que la transición se predice antes aún en la zona de aceleración desviándose más que el modelo anterior de los resultados experimentales. Se muestran los resultados obtenidos en la Figura 78 (c) y en la Figura 79 (c). Los resultados obtenidos indican que este modelo no reproduce correctamente la transición laminar-turbulento.

Los tres modelos presentados hasta el momento están basados en el concepto de viscosidad de Eddy que contempla la hipótesis de turbulencia iso-entrópica. Esta hipótesis no se cumple en casos de bajo número de Reynolds cuando la zona afectada por la pared y la zona externa se encuentran próximas. Un modo de verificar si la hipótesis de turbulencia iso-entrópica se cumple es comparar los valores de la componente fluctuante de la velocidad en la dirección radial y axial. De acuerdo con los datos experimentales de Seume [59], en condiciones de flujo oscilante, para el flujo fuera del efecto de la pared, la hipótesis de turbulencia iso-entrópica se cumple. En la zona cercana a la pared, sin embargo, la componente axial de la fluctuación llega a doblar el valor de la componente radial. Akhavan [57] observó resultados similares en sus datos experimentales. En base a estas apreciaciones, se observa necesario tener en cuenta la anisotropía de la turbulencia. El modelo turbulento RSM, Reynolds Stress Model, se añade al análisis, ya que considera las diferentes componentes de la turbulencia (turbulencia anisotrópica).

Se observa en la Figura 78 (d) y en la Figura 79 (d) que el modelo RSM reproduce correctamente la transición del flujo laminar-turbulento. Durante la fase de aceleración, los datos experimentales indican un bajo nivel de turbulencia y, en comparación en los datos computados, se observa una progresiva evolución de la velocidad, indicando que el régimen es laminar. Una vez superada la velocidad máxima, los datos experimentales indican un claro aumento de la turbulencia, y los datos computados predicen también un aumento de la velocidad y de la energía cinética turbulenta, indicando una transición. Se observa también en la Figura 80 (d) que la turbulencia es mayor en la zona cercana a la pared que en el centro de la sección.

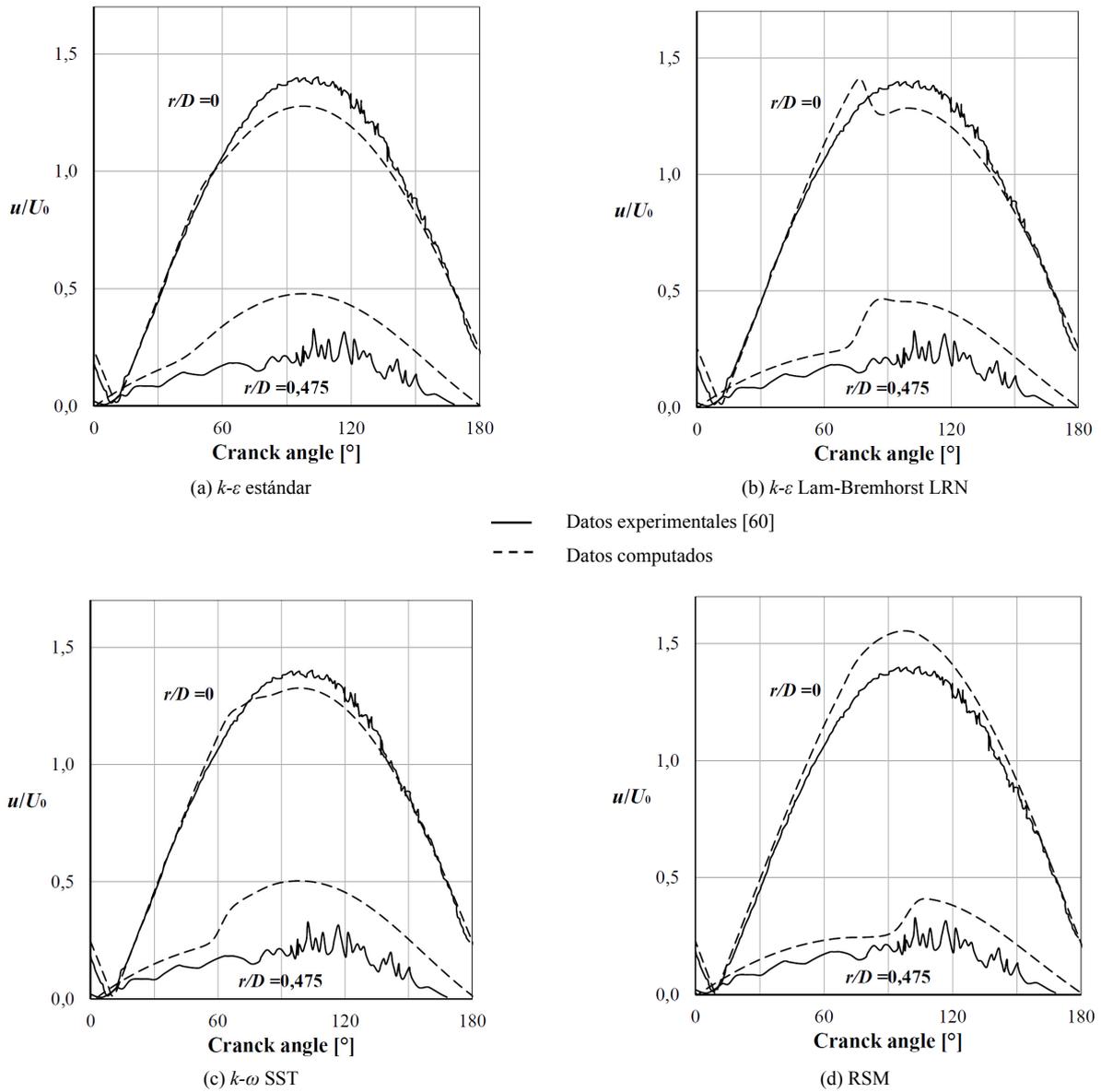
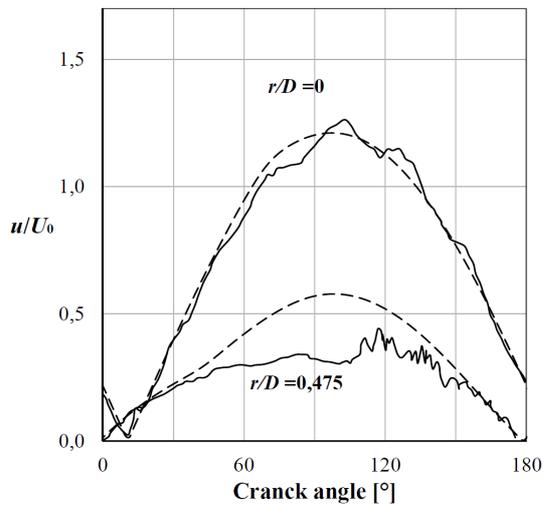
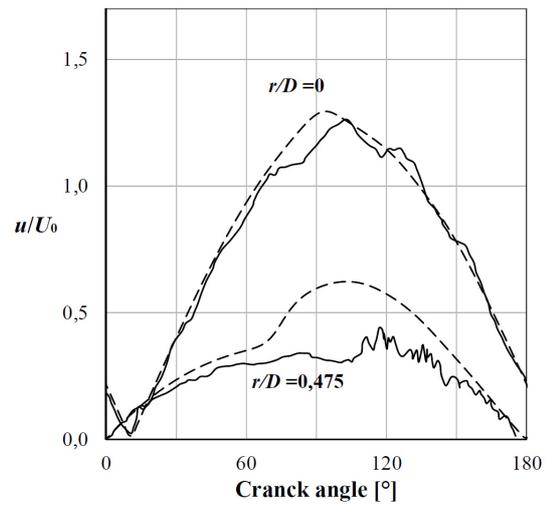


Figura 78: Comparativa de perfiles de velocidad $Re_\omega = 66,6$ y $A_0 = 97$ [52]

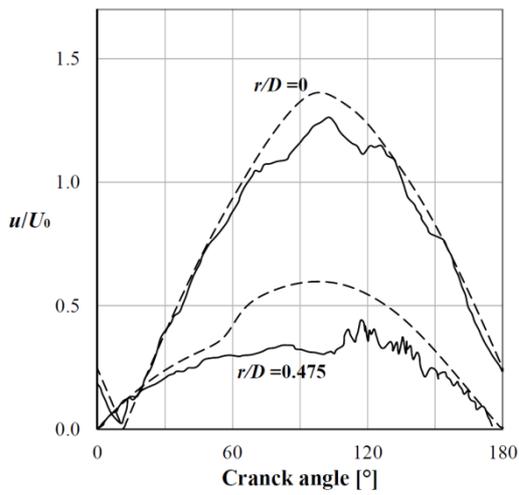


(a) $k-\varepsilon$ estándar

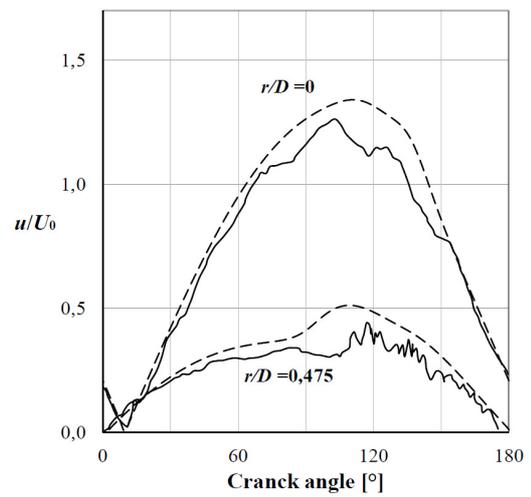


(b) $k-\varepsilon$ Lam-Bremhorst LRN

— Datos experimentales [60]
 - - - Datos computados



(c) $k-\omega$ SST



(d) RSM

Figura 79: Comparativa de perfiles de velocidad, $Re_\omega = 302,2$ y $A_0 = 47,3$ [52]

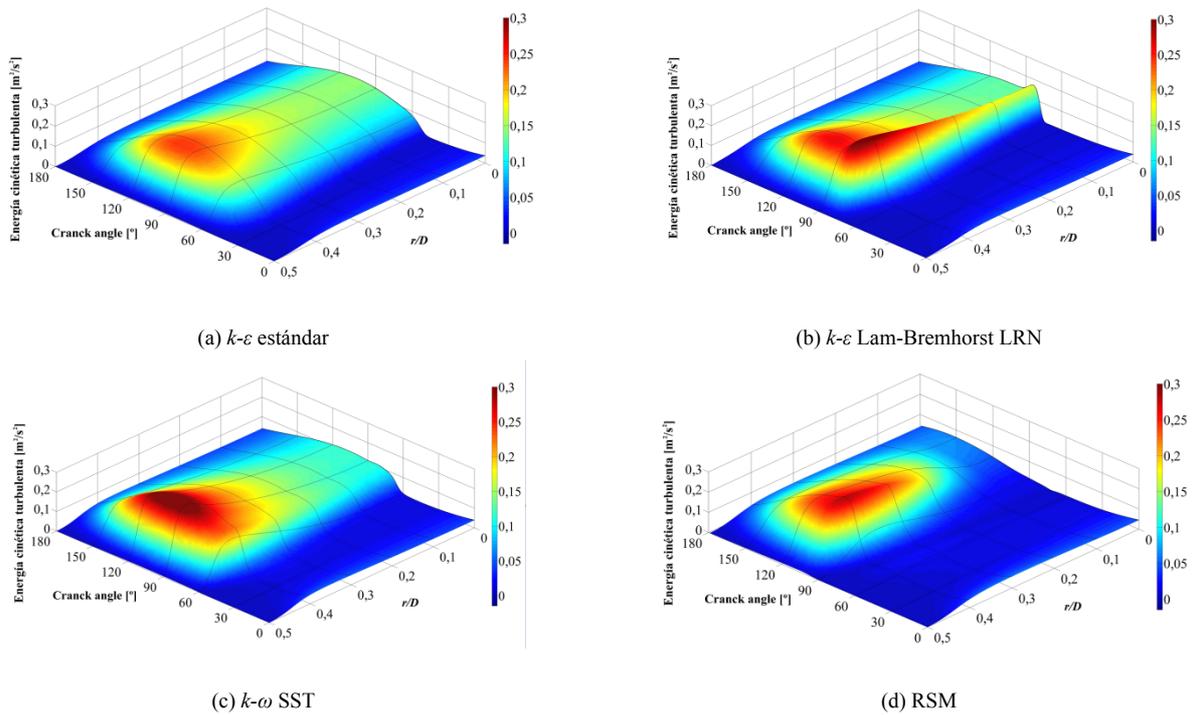


Figura 80: Energía cinética turbulenta computada [m^2/s^2], $Re_\omega = 66,6$ y $A_0 = 97$ [52]

La Figura 81 presenta los vectores de velocidad de acuerdo a las tensiones de Reynolds en las fases de aceleración y deceleración para el caso $Re_\omega = 66,6$ y $A_0 = 97$. Durante la fase de aceleración ($\theta = 60^\circ$) se obtiene un menor valor de las tensiones de Reynolds indicando una laminarización. En la fase de deceleración ($\theta = 120^\circ$) los valores más elevados de la tensión de Reynolds se obtienen en el entorno de la pared.

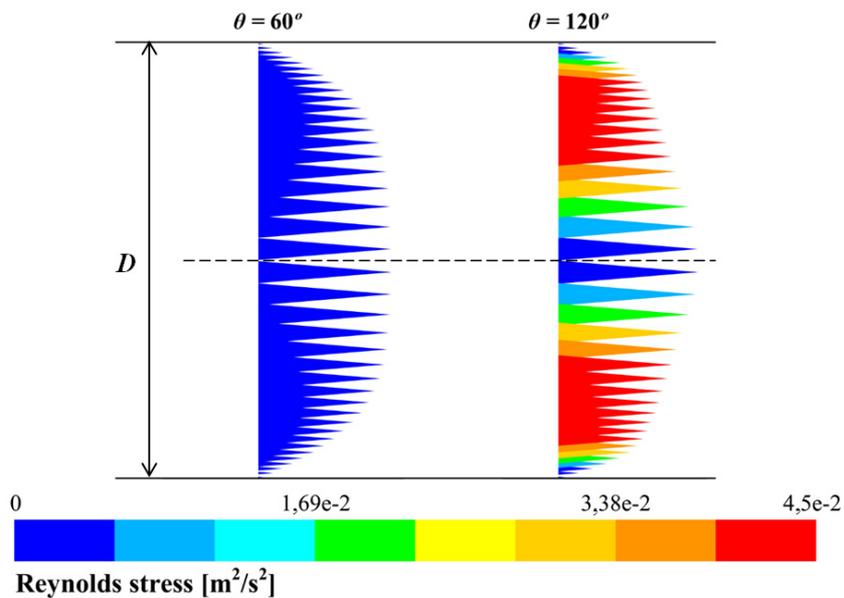


Figura 81: Vectores de velocidad con colores según las tensiones de Reynolds, $Re_\omega = 66,6$ y $A_0 = 97$ [52]

En base a los resultados obtenidos hasta el momento, se observa que el modelo turbulento RSM es capaz de predecir flujo oscilante en régimen transitorio. Se completa la validación de este modelo analizando sus aptitudes en la predicción de flujo oscilante turbulento.

5.6. Flujo oscilante turbulento

La transición de flujo oscilante laminar a turbulento ha recibido una gran atención en la literatura existente [50, 57, 58, 60, 64, 88]. Las medidas experimentales muestran que el inicio de la turbulencia en un flujo oscilante tiene características diferentes al flujo unidireccional. Para el caso de flujo unidireccional, la turbulencia comienza cuando aparecen remolinos en el flujo. Un indicador de este fenómeno es la relación entre la caída de presión y la velocidad de flujo: mientras que para flujo laminar esta relación es lineal, para el flujo turbulento la relación se aparta de la linealidad [80]. Para el caso de flujo oscilante, el inicio de la turbulencia se produce cuando los valores de Re_ω y A_0 se incrementan a ciertos valores y aparecen remolinos cerca de la pared durante la fase de desaceleración del ciclo. En la fase de aceleración del ciclo el flujo laminar todavía está presente. Se emplea un parámetro adimensional para definir la transición del flujo laminar-turbulento, que se define del siguiente modo:

$$\beta = (A_0 \sqrt{Re_\omega}) \quad (5.37)$$

Se han identificado en la literatura diferencias en el valor de β que pueden ser atribuidas al empleo de criterios o métodos de medición diferentes. Zhao y Cheng obtuvo un valor de 761 [60], mientras que Ohmi y Iguchi [89] y Kurzweg [88] obtuvieron 800 y 700 respectivamente.

De acuerdo con los datos experimentales de Zhao y Cheng [60], el flujo oscilante es turbulento para $Re_\omega = 302,2$ y $A_0 = 97$ ($\beta = 1687,9$). En la Figura 82, se comparan los perfiles de velocidad, por un lado, los obtenidos experimentalmente por Zhao y Cheng [60] en línea continua, y por otro, los obtenidos numéricamente en línea discontinua. En comparación con la Figura 79, donde se emplea el mismo valor de Re_ω , se observa una mayor fluctuación de la velocidad tanto en el entorno de la pared como en el centro de la geometría como consecuencia del aumento de A_0 . A pesar de observarse mayores fluctuaciones de velocidad en todo el ciclo, la amortiguación producida por las fuerzas viscosas está aún presente en la fase de aceleración.

En el mismo rango del parámetro ($\beta \approx 1500$) se computa el valor del esfuerzo cortante en la pared y se compara con los resultados experimentales de Akhavan [57] ($Re_\omega = 898,9$ and $A_0 = 50,9$). Se muestra esta comparación en la Figura 83, donde los resultados experimentales se muestran en línea continua y los numéricos en línea discontinua.

La buena correspondencia observada entre resultados numéricos y experimentales valida la capacidad del modelo RSM para predecir flujo oscilante bajo régimen turbulento.

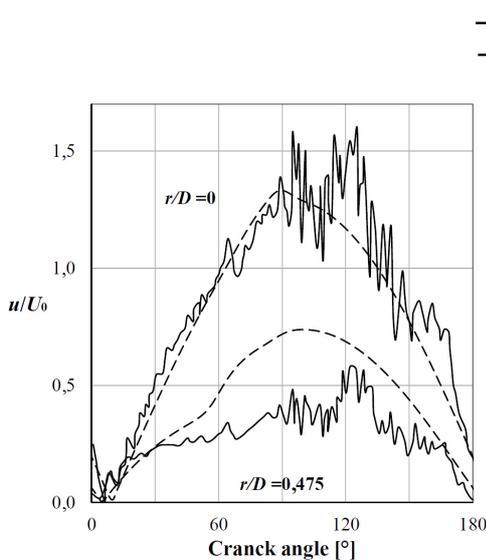


Figura 82: Comparativa perfiles de velocidad, $Re_\omega = 302,2$ y $A_0 = 97$ [60]

— Datos computados
 - - - Datos experimentales

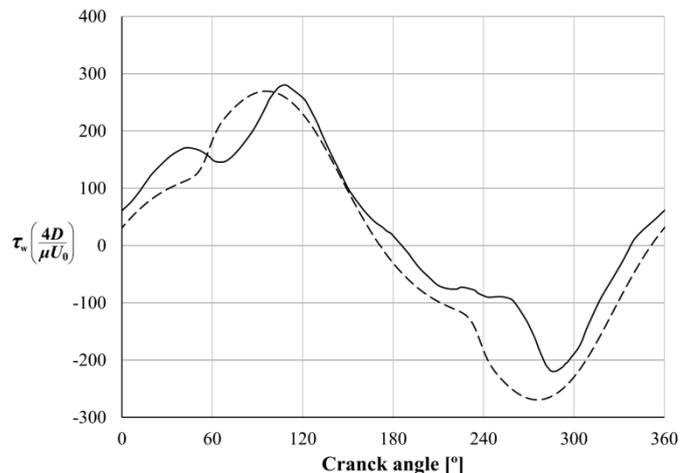


Figura 83: Comparativa esfuerzo cortante en la pared normalizado, $Re_\omega = 898,9$ y $A_0 = 50,9$ [57]

5.7. Estudio de la pérdida de carga bajo condiciones de flujo oscilante

En el presente trabajo de investigación se han identificado los siguientes cuatro regímenes: flujo laminar para valores $350 \leq \beta$, para $350 \leq \beta \leq 750$, se observa flujo laminar perturbado; flujo turbulento en transición para $750 \leq \beta \leq 3000$ y flujo totalmente turbulento para $\beta \geq 3000$. Se comentarán más adelante las características observadas de cada tipo de flujo identificado.

En la ecuación de la cantidad de movimiento promediada de Reynolds, ecuación (5.8), el término correspondiente al gradiente de presión depende principalmente de los siguientes factores: (1) aceleración local del fluido; (2) aceleración convectiva; y (3) las pérdidas por fricción, que incluyen la componente viscosa o laminar y las tensiones turbulentas.

Para un flujo oscilante en una tubería de diámetro constante, los factores que gobiernan la caída de presión se deben principalmente a las pérdidas por fricción y aceleración local del fluido. El valor instantáneo de la caída de presión en la corriente principal o dirección axial se puede expresar de la siguiente manera [60]:

$$\frac{\Delta p}{L} \approx \underbrace{\rho \frac{d\bar{u}}{dt}}_{\text{Inertial term}} + \underbrace{\frac{4\tau_w}{D}}_{\text{Frictional term}} \tag{5.38}$$

Donde el valor promedio de la velocidad en la sección puede obtenerse a partir de la siguiente expresión [57]:

$$\bar{u}(\omega t) = \frac{2}{R^2} \int_0^R u(r, \omega t) r dr = U_0 \text{sen}(\omega t) \tag{5.39}$$

La Figura 84 muestra los valores máximos en el ciclo del término de fricción computados para un valor $L/D=120$. Los resultados obtenidos mediante la ley de Hagen Poiseuille, ecuación (5.40) en la Tabla 11, se presentan en esta figura con una superficie gris. La Figura 85 muestra los valores calculados obtenidos numéricamente para el ángulo de fase, ϕ , retraso del término de fricción respecto de la velocidad impuesta. El rango estudiado cubre $25 \leq Re_\omega \leq 600$ y $A_0 \leq 600$.

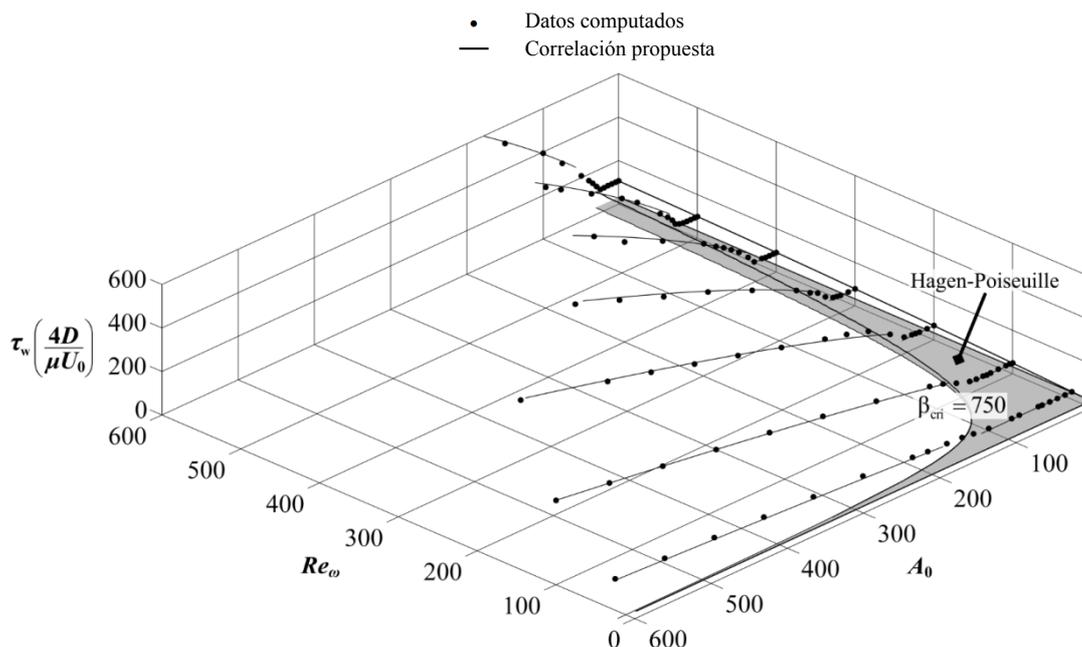


Figura 84: Término de fricción normalizado, $L/D = 120$ [52]

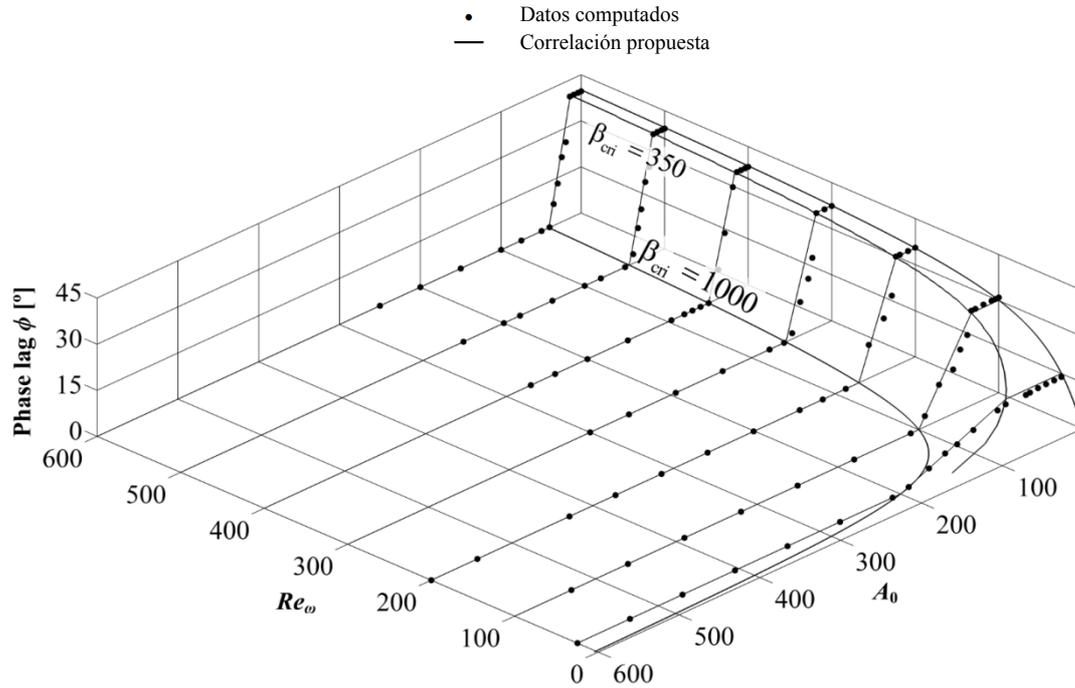


Figura 85: Ángulo de fase ϕ [52]

Para valores de $\beta \leq 350$, el flujo se caracteriza por una forma sinusoidal de los términos de inercia y de fricción. Este tipo de flujo se muestra en la Figura 87 y se considera flujo oscilante completamente laminar. Se observa que el término de fricción y el ángulo de fase, ϕ , dependen únicamente de Re_ω tal y como se muestra en la Figura 84 y en la Figura 85. Para valores bajos de Re_ω , los resultados numéricos obtenidos se aproximan a la ley de Hagen-Poiseuille, ecuación (5.40) en la Tabla 11. Se obtienen en este rango, $\beta \leq 350$, resultados similares con los diferentes modelos turbulentos evaluados en el presente estudio y con el modelo laminar, por lo que se sugiere emplear este último como modelo económico computacionalmente hablando.

Tabla 11: Correlaciones para el cálculo del coeficiente de fricción

Ecuación	Factor de fricción, c_f	Rango de aplicación
(5.40)	$c_f = 16/Re$	$Re \leq 2300$ [90]
(5.41)	$c_f = 0,0791Re^{-1/4}$	$3000 \leq Re \leq 100000$ [90]
(5.42)	$-\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right) \approx \frac{32\mu}{D^2} \left(K_{re}(Re_\omega) + i \frac{Re_\omega}{32} K_{im}(Re_\omega) \right) U_0 e^{i(\omega t)}$ $K_{re}(Re_\omega) = 1 + 0,0017Re_\omega^{1,3} - 4,075 \cdot 10^{-4} Re_\omega^{1,5} + 1,642 \cdot 10^{-6} Re_\omega^2$ $K_{im}(Re_\omega) = 1 + \frac{1/3}{1 + 0,00307Re_\omega - 3,689 \cdot 10^{-7} Re_\omega^2}$	$Re_\omega \leq 1000$ [91]
(5.43)	$\overline{c_f} = \frac{3,272}{A_0(Re_\omega^{0,548} - 2,039)}$	$A_0 \leq 26,42$ $23,1 \leq Re_\omega \leq 395$ [51]
(5.44)	$\overline{c_f} = \frac{1}{A_0} \left(\frac{76,6}{Re_\omega^{1,2}} + 0,40624 \right)$	$53,4 \leq A_0 \leq 113,5$ $81 \leq Re_\omega \leq 540$ [60]

En el rango $350 \leq \beta \leq 750$, se observa flujo laminar perturbado: en la velocidad y la presión aparecen pequeñas perturbaciones que se desvían de una evolución completamente sinusoidal. Aunque el término de fricción es independiente de A_0 hasta que se alcanza un valor $\beta = 750$, el ángulo de fase, ϕ , comienza a disminuir en $\beta = 350$, siendo función de Re_ω y A_0 , tal y como se observa en la Figura 85. En el rango $350 \leq \beta \leq 750$, se obtienen los mismos valores del esfuerzo cortante en la pared con los modelos RSM y laminar, sin embargo, el modelo laminar no es capaz de capturar el retraso de fase mostrado en la Figura 85, y se observan por lo tanto diferencias en la caída de presión estimada.

Basándose en los resultados obtenidos con el modelo turbulento RSM, se propone la siguiente correlación para el cálculo de la caída de presión derivada a partir de la ecuación (5.38). La correlación propuesta es válida para flujo oscilante laminar en el rango $25 \leq Re_\omega \leq 600$, $1 \leq A_0 \leq 600$ con $\beta \leq 350$ y $40 \leq L/D \leq 120$:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right) = \frac{\mu U_0}{D^2} \left[\underbrace{Re_\omega \cos(\omega t)}_{\text{Inertial term}} + \underbrace{(32 + f_1) \left(\frac{120}{L/D} \right)^{0,01} \sin(\omega t + \phi)}_{\text{Frictional term}} \right] \quad (5.45)$$

$$f_1 = 0,19416 Re_\omega - 0,0005759 Re_\omega^{1,75} \quad (5.46)$$

$$\phi = \phi_{\text{laminar}} = \frac{1}{2} \operatorname{atan} \left(\frac{Re_\omega}{32 + 1,67 Re_\omega^{0,59}} \right), \quad 25 \leq \beta \leq 350 \quad (5.47)$$

$$\phi = \frac{\phi_{\text{laminar}} (1000 - A_0 \sqrt{Re_\omega})}{650}, \quad 350 \leq \beta \leq 1000 \quad (5.48)$$

La función f_1 representa el aumento en el término de fricción debido al flujo oscilante en comparación con la ley de Hagen-Poiseuille. Este incremento obtiene un valor mínimo de un 15% y un valor máximo de más de un 200%. El efecto de la longitud del tubo es menor en el rango analizado. Su influencia es inferior a un 2% en el término de fricción. La correlación propuesta, ecuación (5.45), tiene un error promedio de menos de un 10% en comparación con los datos computados. El término de fricción obtenido a partir de la correlación propuesta (5.45) se presenta en la Figura 84 en líneas continuas, y se compara con los resultados computados representados con puntos.

El ángulo de fase, ϕ , se divide en dos expresiones; en el rango $25 \leq \beta \leq 350$ depende únicamente de Re_ω , mientras que a partir de $\beta = 350$, depende tanto de Re_ω como de A_0 , tal y como se presenta en la Figura 85.

Schwendig [91] derivó una solución teórica para el cálculo de la caída de presión para flujo oscilante laminar donde los efectos de fricción se expresan en términos de la ley de Hagen-Poiseuille, ecuación (5.42) en la Tabla 11. Esta ecuación también se basa en un enfoque cuasi-estático, donde se considera que el término de fricción está en fase con la velocidad del fluido. El efecto del desfase entre el término de fricción y la velocidad del fluido se corrige con las funciones K_{re} y K_{im} .

La Figura 87 presenta la caída de presión junto con sus componentes de inercia y fricción de acuerdo con la correlación propuesta en el presente estudio, siguiendo la ecuación (5.45), junto con la ecuación obtenida por Schwendig [91], ecuación (5.42) en la Tabla 11 para $Re_\omega = 100$ y 500 , $A_0 = 5$. Los resultados computados se presentan en líneas negras y los obtenidos con la expresión de Schwendig se representan en líneas grises. Se observa que la caída de presión estimada por las dos ecuaciones coincide superponiéndose los dos resultados, sin embargo, las componentes inerciales y de fricción difieren como consecuencia de la consideración cuasi estática tomada por Schwendig [91].

Comparando las Figura 87 (a) y (b), se observa cómo la contribución relativa de los dos términos que afectan en la caída de presión varía de forma diferente con respecto de Re_ω . A medida que aumenta el valor de Re_ω , el peso del término de fricción disminuye.

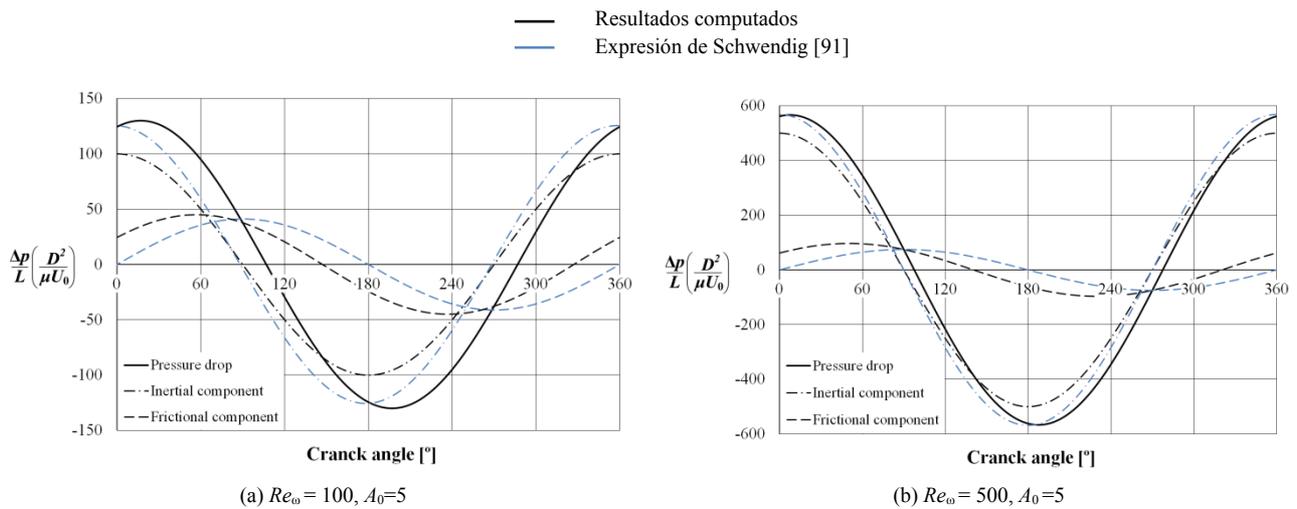


Figura 86: Caída de presión normalizada, componentes inerciales y friccionales

La correlación propuesta para el flujo laminar oscilante, ecuación (5.45), se compara en la Figura 87 con la correlación obtenida experimentalmente por Zhao y Cheng [51], ecuación (5.43) en la Tabla 11. Se compara el valor máximo del término de fricción en el ciclo. Se observan resultados similares con las dos correlaciones, lo cual valida la aplicabilidad de la correlación propuesta en el presente estudio.

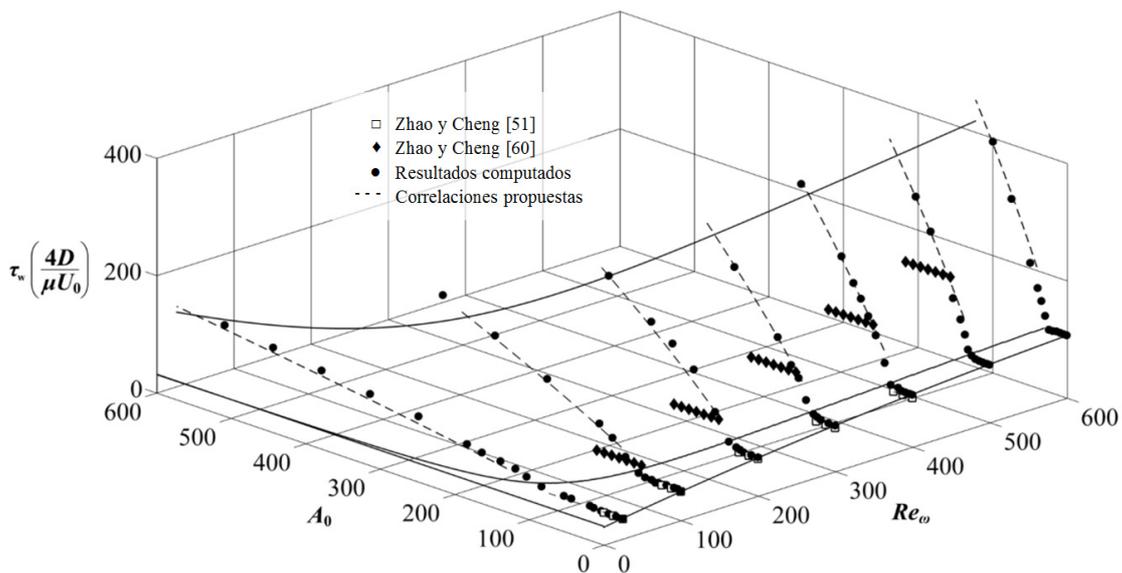


Figura 87: Comparación del término de fricción normalizado, $L/D=120$ [52]

La transición de flujo laminar a turbulento se identifica para $\beta = 750$, caracterizándose el flujo por la aparición de remolinos en el entorno de la pared durante la fase de deceleración. Estas características se identifican en la Figura 78 y en la Figura 79. Los valores computados para el término de fricción en la Figura 84 muestran un comportamiento no lineal respecto de A_0 para valores de $\beta \geq 750$, característica representativa de la aparición de flujo turbulento [80]. El flujo puede ser considerado en transición para el rango $750 \leq \beta \leq 3000$, caracterizándose por la laminarización del flujo durante la fase de aceleración.

Para valores de $\beta > 3000$, la laminarización del flujo durante la parte de aceleración del ciclo es prácticamente insignificante y el flujo puede ser considerado totalmente turbulento. Se obtienen resultados similares con el modelo turbulento $k-\varepsilon$ estándar y RSM. Se sugiere emplear el modelo para altos números de Reynolds $k-\varepsilon$ estándar en el rango $\beta > 3000$ como opción computacionalmente económica. Ahn e Ibrahim [64] indicaron también la capacidad del modelo turbulento $k-\varepsilon$ estándar para predecir flujo oscilante totalmente turbulento.

En base a los datos computados con el modelo turbulento RSM se desarrolla la siguiente correlación para el cálculo de la caída de presión bajo condiciones de flujo oscilante transitorio en el rango $25 \leq Re_{\omega} \leq 600$, $1 \leq A_0 \leq 600$ con $750 \leq \beta \leq 3000$ y $40 \leq L/D \leq 120$, desarrollada a partir de la ecuación (5.38).

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right) = \frac{\mu U_0}{D^2} \left[\underbrace{Re_{\omega} \cos(\omega t)}_{\text{Inertial term}} + \underbrace{2Re_{\max}^{0,75} 0,0791 \left(\frac{120}{L/D}\right)^{0,02} f_2 \sin^{1,75}(\omega t + \phi)}_{\text{Frictional term}} \right] \quad (5.49)$$

$$f_2 = 1,075 \left(1 + \frac{6443}{(A_0 \sqrt{Re_{\omega}})^{1,75}} \right) \quad (5.50)$$

La función f_2 representa el incremento en el término de fricción debido al flujo oscilante en comparación con la correlación Blasius. Este aumento obtiene un valor mínimo de un 7,5% y un valor máximo de aproximadamente un 15% en el rango analizado. El efecto de la longitud del tubo es menor en el rango estudiado, con una influencia inferior al 5%. La correlación propuesta, ecuación (5.49), tiene un error promedio inferior al 10% en comparación con los datos computados.

El valor del ángulo de fase, ϕ , en la ecuación (5.49) puede obtenerse a partir de la ecuación (5.48) hasta $\beta = 1000$. A partir de este valor, el término de fricción puede considerarse en fase con la velocidad del flujo. La correlación propuesta, ecuación (5.49) se muestra junto con los datos computados en la Figura 88. La caída de presión se muestra junto con las componentes de inercia y fricción para $Re_{\omega} = 200$, $A_0 = 201$ y $L/D = 40$.

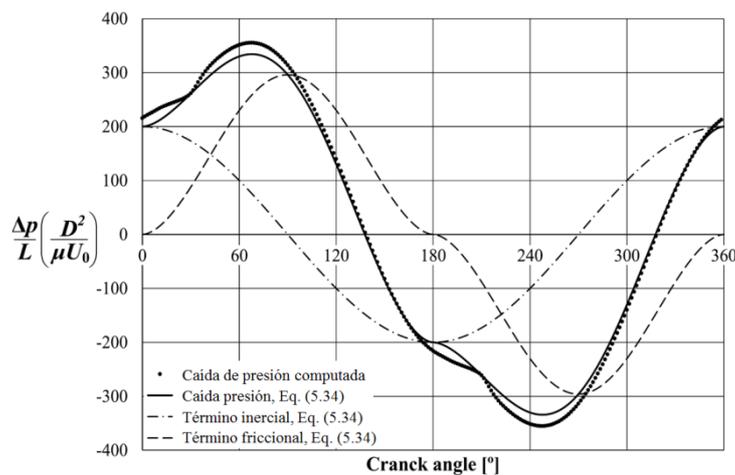


Figura 88: Comparativa de la correlación propuesta, Eq. (5.49), $Re_{\omega} = 200$, $A_0 = 201$ y $L/D = 40$ [52]

El término de fricción en las correlaciones propuestas, ecuaciones (5.45) y (5.49), se comparan en la Figura 89 con la ley de Hagen-Poiseuille y la correlación de Blasius para un valor fijo de Re_{ω} . Las apreciaciones ya expuestas anteriormente pueden ser observadas en la figura: (a) comportamiento lineal en la región laminar (b) una desviación respecto de la ley de Hagen-Poiseuille proporcional al valor de Re_{ω} (c) un comportamiento similar al definido por la correlación de Blasius con una desviación inferior a una 15%. Cabe comentar que Akhavan [57] identificó también una buena correspondencia con la correlación de Blasius en sus ensayos experimentales.

La correlación propuesta para flujo oscilante transitorio, ecuación (5.49), se compara en la Figura 87 con la correlación propuesta por Zhao y Cheng [60], ecuación (5.39) en la Tabla 11. Aunque la correlación propuesta reproduce resultados que concuerdan con los publicados por Zhao y Cheng [60], se observa una desviación en el comportamiento respecto de A_0 . Esta desviación puede atribuirse al estrecho rango de A_0 estudiado por Zhao y Chen, $53,4 \leq A_0 \leq 113,5$. El comportamiento observado en los resultados numéricos y por otros investigadores como Akhavan [57] indican una buena correspondencia con la correlación de Blasius. De acuerdo con esta correlación, el exponente de A_0 en la ecuación propuesta por Zhao y Cheng, ecuación (5.39) en la Tabla 11, debe ser diferente a uno.

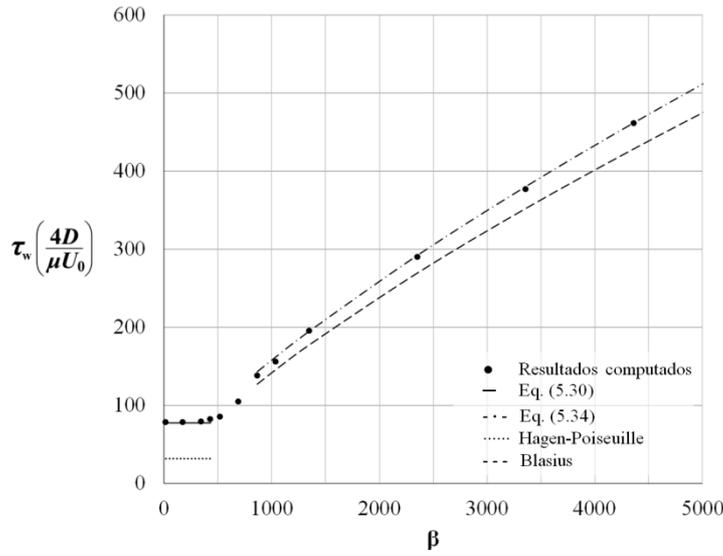


Figura 89: Termino de fricción normalizado, $Re_w = cte=300$

5.8. Transferencia de calor bajo condiciones de flujo oscilante

La ecuación correspondiente a la energía se soluciona tras haber obtenido una convergencia en la solución de flujo. Esto es posible ya que se han considerado constantes las propiedades del fluido en el presente trabajo. La ecuación de energía para el modelo de turbulencia RSM está dada por la siguiente expresión:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right] + S_h \quad (5.51)$$

donde E representa la energía total y $(\tau_{ij})_{eff}$ se define como:

$$(\tau_{ij})_{eff} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \quad (5.52)$$

En el presente estudio, se considera el fenómeno de transferencia de calor para flujo oscilante bajo condiciones de temperatura constante en la pared. El número de Nusselt (Nu) es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta se diera solamente por conducción. El número de Nusselt se define comúnmente del modo siguiente:

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (5.53)$$

El coeficiente de transferencia de calor h bajo condiciones de flujo oscilante es dependiente de la distancia y del tiempo y puede ser definido del modo siguiente:

$$h(x,t) = \frac{q(x,t)}{T_w - T_b(x,t)} \quad (5.54)$$

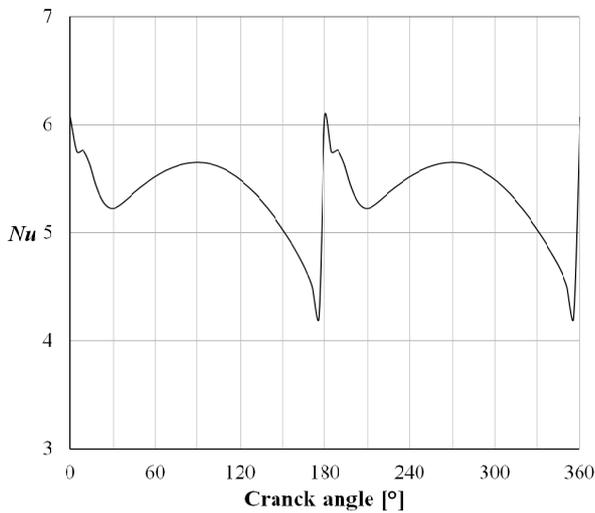
donde q representa el flujo de calor local desde la pared hacia el fluido, T_w es la temperatura de la pared y T_b es la temperatura local del fluido promediada de acuerdo a la velocidad y a la sección definida según la siguiente integral a lo largo del radio (r) del ducto analizado:

$$T_b = \frac{\int u(r) T r dr}{\int u(r) r dr} \quad (5.55)$$

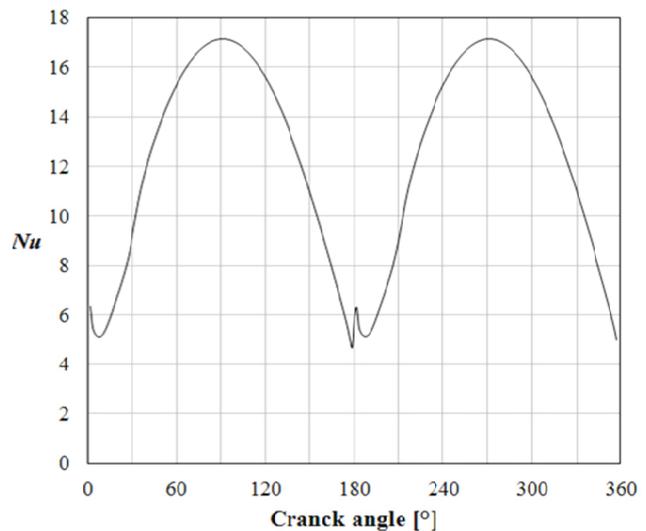
Para poder obtener una expresión que contemple los efectos producidos por el flujo en desarrollo de las regiones de entrada y salida, el número de Nusselt se promedia con respecto a la longitud de acuerdo a la siguiente expresión:

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu \, dx \tag{5.56}$$

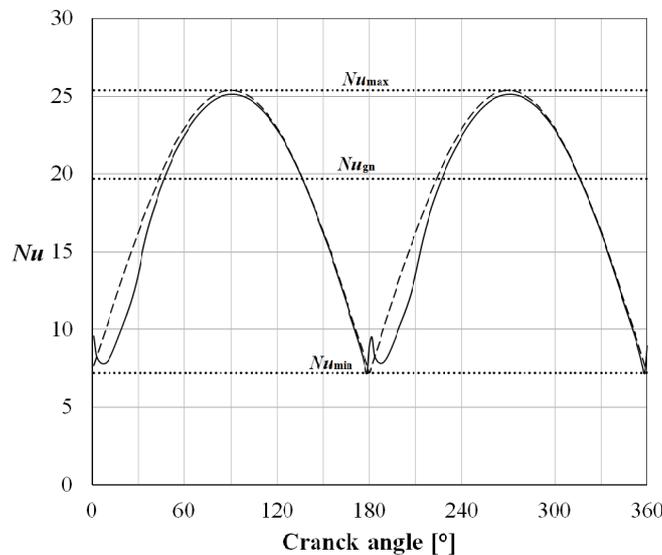
La Figura 90 (a) muestra la variación de \overline{Nu} para un flujo oscilante laminar: $Re_\omega = 5$, $A_0 = 150$ y $L/D = 80$. En la fase del ciclo donde la velocidad del fluido es máxima, toda la longitud del dominio se ve afectada por la región en desarrollo y el valor obtenido del valor promediado de Nusselt es mayor que el número de Nusselt correspondiente a un flujo laminar completamente desarrollado, $Nu_{fdl} = 3,66$ [48]. La región en desarrollo ocupa una menor longitud del dominio cuando la velocidad del fluido, y por lo tanto el caudal, son bajos y, en consecuencia, el valor promedio de Nu se acerca a Nu_{fdl} . El aumento del valor promedio de Nusselt en el entorno de la inversión de dirección del flujo es un efecto transitorio: al aproximarse la velocidad del fluido a cero cerca de la inversión del flujo, el principal mecanismo de transferencia de calor es mediante conducción, y la convección tiene una participación mínima. En un problema de conducción transitorio, $T_w - T_b$ se aproxima a cero exponencialmente, produciendo en Nusselt un aumento también exponencial. En un breve tiempo, la convección vuelve a ser el principal mecanismo de transferencia de calor tal y como se observa en la Figura 90 (a). Kirk [92] observó resultados similares a los obtenidos en el presente trabajo.



(a) $Re_\omega = 5$, $A_0 = 150$ y $L/D = 80$



(b) $Re_\omega = 5$, $A_0 = 470$ y $L/D = 80$



(c) $Re_\omega = 600$, $A_0 = 150$ y $L/D = 80$

Figura 90: Número de Nusselt promediado en la longitud [52]

La Figura 90 (b) en comparación con la Figura 90 (a) muestra un segundo ejemplo de flujo oscilante turbulento; en este caso se muestra el efecto de aumentar el valor de A_0 . Para el caso representado, $Re_\omega=5$, $A_0=470$ y $L/D=80$, el flujo es turbulento, $\beta = 1050$. El valor máximo de Nusselt obtenido aumenta en menor medida que en el caso representado en la Figura 90 (b), y en este caso también se observa que el efecto transitorio de la zona de inversión del flujo puede considerarse despreciable.

La Figura 91 (c) en comparación con la Figura 91(a) muestra el efecto de aumentar el valor de Re_ω . Para el caso representado, $Re_\omega=600$, $A_0=150$ y $L/D=80$, el flujo es turbulento, $\beta = 3674$. El valor máximo de Nusselt obtenido aumenta considerablemente debido a la condición de flujo turbulento y, a pesar de que el efecto transitorio observado en la zona de inversión del flujo también está presente, puede considerarse despreciable en este caso. Se observa cómo el efecto de aumentar Re_ω o A_0 es similar.

En la Figura 90 (b) y (c) se representa el valor máximo de Nusselt en el ciclo de acuerdo con la correlación de Gnielinski válida para flujo unidireccional turbulento [48]:

$$Nu_{gn} = \frac{(f/8)Re_{max} Pr}{1,07 + 12,7(f/8)^{0,5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (5.57)$$

donde Pr es el número de Prandtl y f es el factor de fricción que puede ser aproximado a partir de la primera ecuación de Petukhov [48]:

$$f = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (5.58)$$

Los datos computados indican que, para valores de $750 \leq \beta \leq 3000$, \overline{Nu} puede aproximarse mediante un planteamiento cuasi-estático, es decir, considerando el valor promediado de Nusselt en fase con la velocidad y una función sinusoidal, tal y como se representa en línea discontinua en la Figura 90 (c) según una función de la siguiente forma:

$$\overline{Nu} = Nu_{min} + (Nu_{max} - Nu_{min}) |\text{sen}(\omega t)| \quad (5.59)$$

donde Nu_{max} puede obtenerse a partir de la siguiente expresión que relaciona el valor de \overline{Nu} máximo obtenido numéricamente con el correspondiente valor obtenido a partir de la ecuación de Gnielinski:

$$\frac{\overline{Nu}_{max}}{Nu_{gn}} = 1,1 + \frac{\left(10^8 (Re_\omega)^{-3,69} + \frac{10}{(L/D)^{1,32}} + 0,09395 \right)}{A_0^{6,67/\sqrt{Re_\omega}}} \quad (5.60)$$

El valor de Nu_{min} puede ser obtenido a partir de la siguiente correlación derivada a partir de los datos computados:

$$Nu_{min} = (0,2815 + 0,145 Re_\omega^{0,6}) \left(1 + 0,3734 (L/D)^{0,02} A_0^{0,4} \right) \quad (5.61)$$

Se observa en la Figura 90 (b) y (c) que la correlación propuesta define un número de Nusselt ligeramente mayor que el obtenido numéricamente durante la fase de aceleración: la laminarización del flujo produce una reducción en el número de Nusselt que no es capturado por la correlación propuesta. Este efecto se reduce a medida que aumenta el valor de A_0 y Re_ω , ocupando la laminarización una fracción más pequeña del ciclo. La correlación propuesta, ecuación (5.58), tiene un error promedio menor del 10% en comparación con los datos computados. En la Figura 90 (b) y (c) se observa también cómo el tipo de correlación propuesta, ecuación (5.59), se corresponde los valores obtenidos numéricamente.

La Figura 91, obtenida a partir de la ecuación (5.60), presenta una comparación del número de Nusselt máximo obtenido numéricamente y el valor correspondiente de acuerdo a la ecuación de Gnielinski, Eq. (5.60). Se muestra que el número de Nusselt máximo obtenido numéricamente es al menos un 10% mayor que el valor obtenido mediante la ecuación de Gnielinski. Para valores bajos de Re_ω y A_0 , la desviación se incrementa.

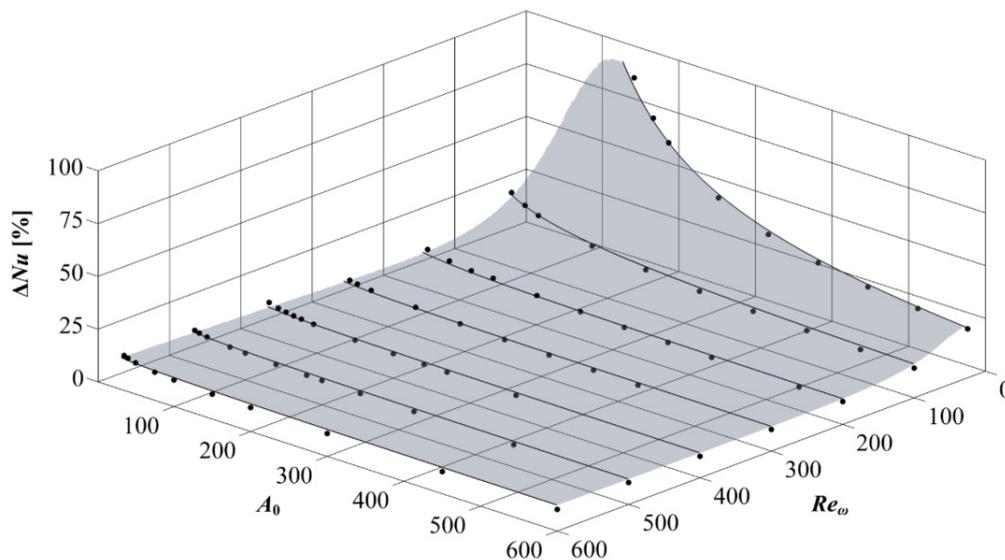


Figura 91: Incremento de Nu (flujo oscilante respecto flujo unidireccional) de acuerdo a la ecuación (5.60) [52]

5.9. Conclusiones

En capítulo 5 se han derivado numéricamente nuevas correlaciones válidas para el cálculo de la caída de presión e intercambio de calor bajo condiciones de flujo oscilante. Las correlaciones propuestas, ecuaciones (5.49) y (5.59), cubren el rango de flujo transitorio y turbulento en el que trabajan los intercambiadores de calor empleados en la tecnología Stirling [50]. Se propone una tercera correlación válida para flujo oscilante laminar, ecuación (5.45), que en comparación con expresiones existentes en la literatura, considera el ángulo de fase entre el esfuerzo cortante en la pared y la velocidad del fluido.

El estudio de los modelos de turbulencia llevado a cabo sugiere que deben considerarse los efectos de la anisotropía en la turbulencia para predecir con precisión la transición de flujo laminar a turbulento. Basándose en este hallazgo, se selecciona el modelo de turbulencia RSM como una mejor opción entre los modelos de turbulencia evaluados para predecir flujo oscilante transitorio en el rango $750 \leq \beta \leq 3000$.

En el rango $\beta \leq 350$, donde se identifica flujo oscilante totalmente laminar, se sugiere el empleo del modelo laminar como económico computacionalmente hablando. En el rango de $350 \leq \beta \leq 750$, donde se observa flujo laminar perturbado, se obtienen los mismos valores para el esfuerzo cortante en la pared con el uso del modelo laminar o con el modelo RSM, sin embargo, el primero no es capaz de captar el ángulo de fase mostrado en la Figura 85, y se observan discrepancias en la estimación de la caída de presión. Se sugiere, por lo tanto, el modelo turbulento RSM en este rango.

Los resultados obtenidos indican un aumento en el intercambio de calor y caída de presión para el flujo oscilante en comparación con flujo unidireccional. El término de fricción para un flujo oscilante en comparación con la correlación Blasius obtiene un incremento cuantificado entre un 7,5% y un 15% para el rango estudiado, $25 \leq Re_\omega \leq 600$, $1 \leq A_0 \leq 600$ con $750 \leq \beta \leq 3000$ según la ecuación (5.49). Por otro lado, el número de Nusselt para flujo oscilante en el rango analizado es al menos un 10% mayor que el valor correspondiente obtenido a partir de la ecuación de Gnielinski.

***Capítulo 6: Pérdida de eficiencia en máquinas Stirling,
flujo oscilante en comparación con flujo
unidireccional***

6.1. Introducción

Diferentes autores han señalado la necesidad de desarrollar correlaciones válidas para caracterizar la caída de presión y la transferencia de calor bajo las condiciones de flujo oscilante encontradas en los intercambiadores Stirling [63, 79]. En base a un análisis numérico mediante una herramienta comercial de dinámica de fluidos computacional, se han propuesto correlaciones que cubren este vacío en el capítulo 5.

A continuación se evalúa el efecto de aplicar las correlaciones derivadas en el presente trabajo en comparación con correlaciones válidas para flujo estacionario unidireccional. Se emplea para ello como punto comparativo un modelo isoterma del ciclo Stirling [34] presentado en la revisión del estado del arte. Se consideran en el estudio los siguientes cuatro motores Stirling: los modelos 4L23 y GPU3 desarrollados por General Motors [32, 34], el modelo 4-215 de Ford-Philips [34] y el modelo V-160 de SOLO [40]. Las características de los cuatro motores necesarias para poder desarrollar el análisis isoterma se recopilan en la Tabla 12.

Tabla 12: Condiciones de trabajo de los cuatro motores Stirling considerados

	4L23, GM [32]	GPU3, GM [34]	4-215, Ford-Philips [34]	V-160, SOLO [40]
<i>Características del motor</i>				
Tª foco caliente, T_h [K]	1033	977	1023	900
Tª foco frío, T_k [K]	330	288	337	300
Tª regenerador, T_r [K]	616,2	564,1	617,8	568,1
Presión de carga, p_m [MPa]	103	41,3	200	150
Frecuencia trabajo, f [Hz]	33,3	41,7	66,7	25
Gas de trabajo	Hidrógeno	Helio	Hidrógeno	Helio
<i>Volúmenes de trabajo [cm³]</i>				
Cámara de expansión, V_e	188,5	59,8	108,8	79,9
Cámara de compresión, V_c	188,5	58,7	108,8	79,9
<i>Volúmenes muertos [cm³]</i>				
Cámara de expansión, V_{de}	3,2	30,5	53,5	
Intercambiador del foco caliente, V_{dh}	263,3	70,2	127,7	32,9
Regenerador, V_{dr}	115,4	50,5	176,4	68,7
Intercambiador del foco frío, V_{dk}	41,8	13,1	41,0	37,1
Cámara de compresión, V_{dc}	193,2	28,6	53,5	
<i>Intercambiador foco frío</i>				
Diámetro hidráulico [m ²]	1,15E-3	1E-3	0,9E-3	1,25E-3
Longitud [m]	12,9E-2	46,1E-2	8,7E-2	10E-2
Número ductos	312	312	742	302
<i>Intercambiador foco caliente</i>				
Diámetro hidráulico [m ²]	4,72E-3	3E-3	4E-3	2,7E-3
Longitud [m]	418E-3	245E-3	462E-3	240E-3
Número ductos	36	40	22	24

Aplicando el análisis isoterma, presentado en el capítulo 2, se obtiene el trabajo desarrollado, W , el calor consumido, Q_c y la eficiencia, $\eta = Q_c / W$. Se presentan los valores obtenidos en la Tabla 13.

Tabla 13: Trabajo desarrollado, calor consumido y eficiencia de los cuatro motores analizados.

	4L23, GM [32]	GPU3, GM [34]	4-215, Ford-Philips [34]	V-160, SOLO [40]
Trabajo desarrollado, W [J]	5087,1	765,4	4260,0	4039,6
Calor consumido, Q_c [J]	7587,0	1084,8	6360,0	6378,0
Eficiencia, η [%]	67,1	70,6	67,0	66,7

Los parámetros de similitud Re_ω y A_0 que describen las condiciones de flujo oscilante de los cuatro motores analizados se presentan en la Tabla 14.

Tabla 14: Condiciones de trabajo de los cuatro motores Stirling considerados

Motor	Intercambiador foco frío		Intercambiador foco caliente	
	Re_ω	A_0	Re_ω	A_0
4L23, GM	216,2	454,4	556,5	128,7
GPU3, GM	108,5	216,1	115,1	161,9
4-215, Ford-Philips	496,7	312	1577,4	201,1
V-160, SOLO	251,2	220,1	228,2	426,2

6.2. Pérdida de carga en los intercambiadores

Con el fin de minimizar la diferencia de temperatura entre la pared de los intercambiadores de calor y el gas de trabajo, se requieren grandes áreas de intercambio. Los volúmenes de gas en los intercambiadores de calor constituyen una parte del denominado volumen muerto. El aumento del volumen muerto reduce el ratio de compresión del motor y afecta negativamente al rendimiento del motor de modo que debe minimizarse. Los dos requisitos presentados, amplias áreas de intercambio junto con pequeños volúmenes muertos, se encuentran en conflicto, de modo que para satisfacer ambos suelen emplearse intercambiadores de calor constituidos por pequeñas secciones en paralelo. La fricción del fluido asociada con el flujo a través de los intercambiadores de calor resulta en una caída de presión que reduce el trabajo desarrollado por el motor Stirling [34].

El valor instantáneo de la caída de presión puede expresarse del modo siguiente [60]:

$$\frac{\Delta p}{L} \approx \underbrace{\rho \frac{d\bar{u}}{dt}}_{\text{Inertial term}} + \underbrace{\frac{4\tau_w}{D}}_{\text{Frictional term}} \quad (6.1)$$

Donde el valor promedio de la velocidad en la sección transversal del intercambiador puede obtenerse de la siguiente expresión [57]:

$$\bar{u}(\omega t) = \frac{2}{R^2} \int_0^R u(r, \omega t) r dr = U_0 \sin(\omega t) \quad (6.2)$$

La caída de presión se compone de una componente inercial y otra friccional. La componente inercial tiene un ángulo de fase de 90° con respecto de la velocidad del fluido, de modo que no causa una pérdida de potencia disipativa por ser el valor de su integral en un ciclo igual a cero. Por esta razón, se considera en adelante únicamente la componente friccional.

El esfuerzo cortante en la pared (τ_w) se relaciona con el coeficiente de fricción (c_f) a través de la siguiente expresión:

$$c_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho \bar{u}^2(\omega t)} \quad (6.3)$$

Existen diferentes correlaciones para obtener el valor del coeficiente de fricción bajo condiciones de flujo unidireccional estacionario, tales como la ley de Hagen-Poiseuille, ecuación (5.40) en la Tabla 11, para flujo laminar o la correlación de Blasius, ecuación (5.41) en la Tabla 11, para flujo turbulento. Con el fin de estimar la caída de presión en los intercambiadores de calor Stirling bajo condiciones de flujo oscilante, se emplea la correlación desarrollada en el capítulo 5, ecuación (5.45).

Considerando las condiciones de trabajo de los cuatro motores Stirling mostradas en la Tabla 14, y las ecuaciones (5.41) y (5.45), se evalúan las pérdidas friccionales en los intercambiadores correspondientes a las cámaras de compresión y expansión. Se presentan en la Tabla 15 las pérdidas debidas a los efectos friccionales para los cuatro motores evaluados. Las pérdidas friccionales reducen el trabajo desarrollado por los motores.

Se observa en la Tabla 15 cómo la eficiencia, considerando como referencia el modelo isoterma, se reduce entre un 1,7 y un 4,8% cuando se considera flujo estacionario unidireccional, ecuación (5.41). Al considerar flujo oscilante, ecuación (5.45), la eficiencia se reduce entre un 1,9 y un 5,1% en comparación con el modelo isotérmico. Los resultados obtenidos indican que el efecto en la eficiencia de considerar flujo oscilante en lugar de flujo unidireccional no es significativo: la diferencia es inferior al 1% para el caso de los cuatro motores Stirling considerados en el presente estudio. La Figura 92 representa gráficamente el efecto de las pérdidas de fricción en la eficiencia según los datos presentados en la Tabla 15.

Tabla 15: Pérdida eficiencia causada por los efectos friccionales de los intercambiadores de calor

		Pérdidas friccionales [J]	Trabajo desarrollado, W [J]	Calor consumido, Q_c [J]	Eficiencia, η [%]
4-215	Modelo isoterma	0	4260,0	6360,0	67,0
	Ecuación (5.41)	301,5	3958,5	6360,0	62,2 (-4,8%)
	Ecuación (5.45)	324,0	3936,0	6360,0	61,9 (-5,1%)
GPU3	Modelo isoterma	0	765,4	1084,8	70,6
	Ecuación (5.41)	18,2	747,1	1084,8	68,9 (-1,7%)
	Ecuación (5.45)	19,7	745,6	1084,8	68,7 (-1,9%)
4L23	Modelo isoterma	0	5087,1	7587,0	67,1
	Ecuación (5.41)	137,4	4949,7	7587,0	65,2 (-1,9%)
	Ecuación (5.45)	147,9	4939,2	7587,0	65,1 (-2%)
V-160	Modelo isoterma	0	4039,6	6378,0	66,7
	Ecuación (5.41)	142,8	3896,8	6378,0	64,3 (-2,4%)
	Ecuación (5.45)	153,6	3886,0	6378,0	64,1 (-2,6%)

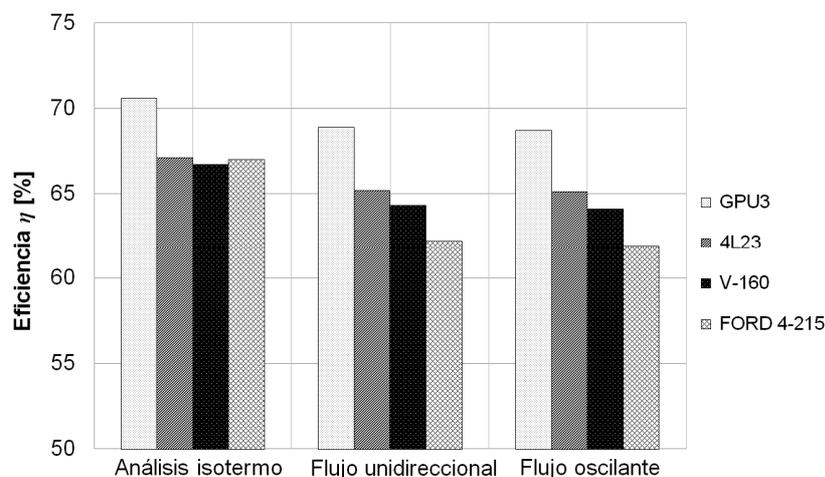


Figura 92: Efecto de las pérdidas por fricción en la eficiencia de los cuatro motores considerados

6.3. Eficiencia de los intercambiadores de calor

El comportamiento no ideal de los intercambiadores de calor resulta en que el gas de trabajo correspondiente al foco caliente se encuentra a una temperatura T_h inferior a la de la pared del intercambiador, T_{hw} . Del mismo modo, la temperatura del gas de trabajo correspondiente al foco frío T_k , es superior a la de la pared del intercambiador T_{kw} . Se reduce la eficiencia del motor, ya que está funcionando entre los límites de temperatura más cercanos [34].

La diferencia de temperatura entre el gas y la pared se evalúa a través del número de Nusselt, definido comúnmente del modo siguiente:

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (6.4)$$

El coeficiente de transferencia de calor h se define del modo siguiente:

$$h = \frac{q}{T_w - T_b} \quad (6.5)$$

Donde q es el flujo de calor desde la pared al gas de trabajo, T_w es la temperatura de la pared y T_b es la temperatura promediada del gas de trabajo según la siguiente expresión:

$$T_b = \frac{\int u(r) T r dr}{\int u(r) r dr} \quad (6.6)$$

Existen diferentes correlaciones para obtener el valor del número de Nusselt bajo condiciones de flujo estacionario unidireccional, como la ecuación de Gnielinski, válida para flujo turbulento, ecuación (5.57). Con el fin de estimar la diferencia de temperatura entre la pared y el gas de trabajo bajo condiciones de flujo oscilante, se emplea la correlación desarrollada en el capítulo 4, ecuación (5.59).

Considerando las condiciones de trabajo de los cuatro motores Stirling mostradas en la Tabla 14, y las ecuaciones (5.57) y (5.59), se evalúa la diferencia de temperatura entre la pared y el gas de trabajo en los intercambiadores correspondientes a las cámaras de compresión y expansión. Se considera que el trabajo desarrollado por cada motor se mantiene constante e igual al obtenido mediante el isoterma y se vuelve a calcular la eficiencia de acuerdo a la ecuación (6.7).

$$\eta = (T_h - T_k) / T_h \quad (6.7)$$

El calor consumido por el motor, Q_C , se relaciona con el trabajo de entrada al sistema mediante el coeficiente de rendimiento, $\eta = Q_C / W$. Se presenta en la Tabla 16 los resultados obtenidos para la temperatura del gas de trabajo, eficiencia y calor consumido, Q_C . Se muestran gráficamente los resultados de eficiencia obtenidos en la Figura 93.

Tabla 16: Pérdida eficiencia causada por la eficiencia de los intercambiadores de calor

		T_{hw} [K]	T_h [K]	T_{kw} [K]	T_k [K]	W [J]	Q_C [J]	η [%]
4-215	Modelo isoterma	1023	1023	337	337	4260,0	6352,7	67,1
	Ecuación (5.57)	1023	911	337	370	4260,0	7173,5	59,4 (-7,7%)
	Ecuación (5.59)	1023	927	337	365	4260,0	7026,7	60,6 (-6,4%)
GPU3	Modelo isoterma	977	977	288	288	765,4	1085,3	70,6
	Ecuación (5.57)	977	860	288	339	765,4	1263,8	60,6 (-10%)
	Ecuación (5.59)	977	882	288	329	765,4	1221,6	62,7 (-7,9%)
4L23	Modelo isoterma	1023	1023	337	337	5087,1	7586,2	67,1
	Ecuación (5.57)	1023	897	337	379	5087,1	8814,9	57,7 (-9,4%)
	Ecuación (5.59)	1023	913	337	374	5087,1	8620,2	59 (-8,1%)
V-160	Modelo isoterma	900	900	300	300	4039,6	6378,3	66,7
	Ecuación (5.57)	900	832	300	329	4039,6	6679,8	60,5 (-6,2%)
	Ecuación (5.59)	900	840	300	325	4039,6	6592,5	61,3 (-5,4%)

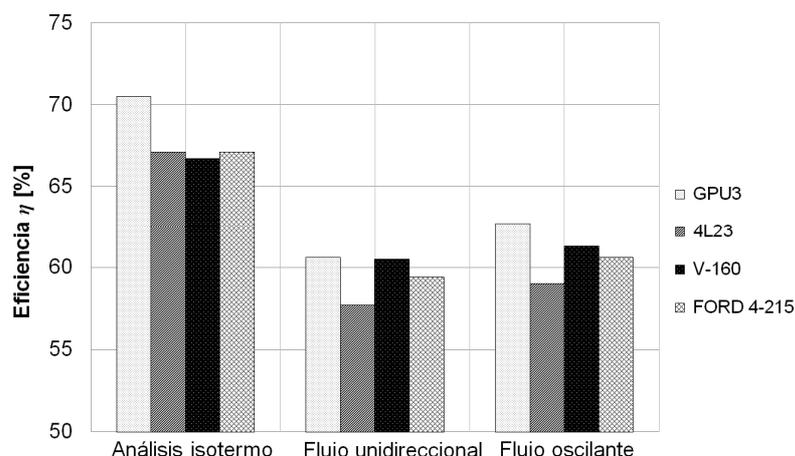


Figura 93: Efecto de la eficiencia de los intercambiadores de calor en la eficiencia de los motores

Como se puede deducir de la Tabla 16, la diferencia de temperatura entre pared y gas de trabajo para el foco caliente obtiene valores entre 68 y 126 K cuando se considera flujo estacionario unidireccional, ecuación (5.57). Esta diferencia de temperatura se incrementa en aproximadamente un 15% cuando se considera flujo oscilante, ecuación (5.59). La eficiencia de los motores se reduce entre un 6,2 y un 10% cuando se considera flujo estacionario unidireccional; teniendo en cuenta el flujo oscilante, la eficiencia se reduce entre un 5,4 y un 7,9%. Los resultados obtenidos indican que el efecto de considerar flujo oscilante en lugar de flujo unidireccional en el caso de la eficacia intercambiadores de calor no es significativo: la diferencia en la eficiencia de los motores es inferior a un 2,1% para los cuatro motores estudiados.

En la Tabla 17 y Figura 94, se muestra conjuntamente el efecto de la eficiencia de los intercambiadores de calor y de la caída de presión en la eficiencia. La eficiencia se reduce entre un 8,4 y un 11,9% cuando se considera flujo estacionario unidireccional; teniendo en cuenta el flujo oscilante, la eficiencia se reduce entre un 7,7 y un 11,9%. Los resultados obtenidos indican que el efecto de considerar flujo oscilante en comparación con flujo unidireccional no es significativo: la diferencia en la eficiencia de los motores es inferior a un 1,9% para los cuatro motores estudiados.

Tabla 17: Comparativa de la pérdida de eficiencia de los motores

		Trabajo desarrollado, W [J]	Calor consumido, Q_c [J]	Eficiencia [%]
4-215	Modelo isoterma	4260,0	6352,7	67,1
	Flujo unidireccional	3958,5	7173,5	55,2 (-11,9%)
	Flujo oscilante	3936,0	7026,7	56 (-11%)
GPU3	Modelo isoterma	765,4	1085,3	70,5
	Flujo unidireccional	747,1	1263,8	59,1 (-11,4%)
	Flujo oscilante	745,7	1221,6	61 (-9,5%)
4L23	Modelo isoterma	5087,1	7586,2	67,1
	Flujo unidireccional	4949,7	8814,9	56,2 (-10,9%)
	Flujo oscilante	4939,7	8620,2	57,3 (-9,8%)
V-160	Modelo isoterma	4039,6	6059,4	66,7
	Flujo unidireccional	3896,8	6679,8	58,3 (-8,4%)
	Flujo oscilante	3886,0	6592,5	57,4 (-7,7%)

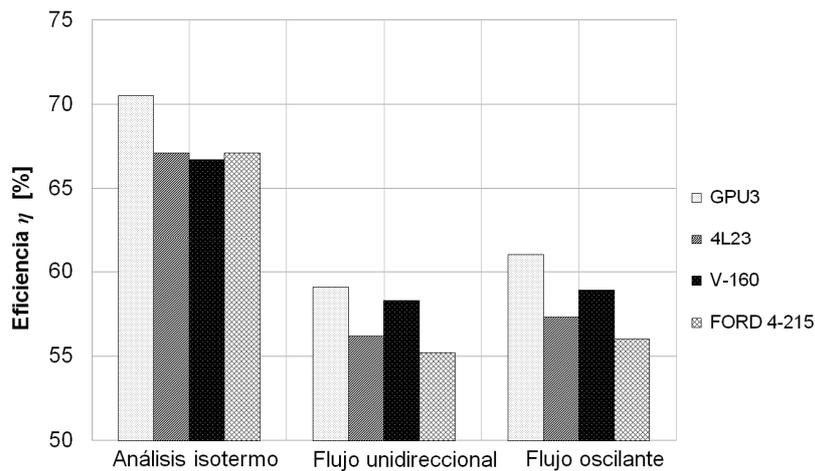


Figura 94: Comparativa de la pérdida de eficiencia de los motores

6.4. Conclusiones

En el presente capítulo se evalúa el efecto de emplear correlaciones válidas para flujo oscilante en comparación con el de utilizar correlaciones para flujo estacionario unidireccional. Se emplea para ello como punto comparativo un modelo isoterma del ciclo Stirling. Se consideran los siguientes cuatro motores Stirling: los modelos 4L23 y GPU3 desarrollados por General Motors, el modelo 4-215 de Ford-Philips y el modelo V-160 de SOLO.

En lo que respecta a la pérdida de carga en los intercambiadores, los resultados obtenidos indican que el efecto en la eficiencia de considerar flujo oscilante en comparación con flujo unidireccional no es significativo: la diferencia es inferior al 1% para el caso de los cuatro motores Stirling considerados en el presente estudio.

Por otra parte, la diferencia de temperatura entre pared y gas de trabajo (eficiencia de los intercambiadores de calor) considerando flujo oscilante o unidireccional tampoco no es significativa. Los resultados obtenidos incurren en una variación de la eficiencia de los motores inferior a un 2,1% para los cuatro motores estudiados.

Considerando conjuntamente los efectos de la eficiencia de los intercambiadores de calor y de la caída de presión en la eficiencia de los motores, la diferencia es inferior a un 1,9% para los cuatro motores estudiados comparando flujo oscilante y unidireccional.

Capítulo 7: Conclusiones y líneas futuras

Este último capítulo pretende presentar de forma breve los puntos fundamentales del trabajo desarrollado, exponer las principales conclusiones obtenidas y discutir las líneas de investigación que quedan abiertas.

7.1. Conclusiones

En el presente trabajo se ha desarrollado primeramente una metodología de cálculo para el diseño de una bomba de calor Stirling oscilante. Este trabajo se ha presentado en el capítulo 3, donde se ha descrito el modo de trabajo de una bomba de calor Stirling oscilante y se ha desarrollado una metodología preliminar para su diseño. Esta metodología se basa en un modelo termodinámico isotermo con regenerador perfecto y en el análisis de la dinámica del sistema. Se ha empleado información disponible en la literatura y las propias especificaciones de la aplicación a desarrollar para definir las variables contempladas. Se han obtenido las siguientes conclusiones:

1. Existencia de un punto de trabajo óptimo que se alcanza con un valor determinado de inercia de las partes móviles para el que se minimiza la potencia máxima a entregar por la máquina oscilante tractora de la aplicación.
2. El punto óptimo de trabajo se alcanza gracias a que las fuerzas debidas a la inercia se compensan con las originadas por las presiones de los cuatro ciclos que componen la aplicación.
3. Se han observado similitudes entre la aplicación objeto de estudio y los Stirling de pistón libre: en los dos casos, la inercia de las partes móviles afecta en el comportamiento del sistema.
4. Se ha desarrollado una metodología de diseño preliminar basándose en un modelo termodinámico sencillo acoplado al análisis dinámico del sistema.

En el cuarto capítulo se ha estudiado cómo afectan en el funcionamiento de la bomba de calor Stirling oscilante posibles condiciones de trabajo como son la fase de arranque y variaciones en las temperaturas de trabajo. Se han obtenido las siguientes conclusiones:

5. Se ha propuesto una metodología de arranque que consiste en una secuencia en la que se varían la frecuencia de trabajo y la amplitud del movimiento.
6. En el caso de una variación de las temperaturas de trabajo, se propone modificar la combinación de presión media del ciclo y frecuencia de modo que la potencia media suministrada por la máquina oscilante sea igual a la prevista en el diseño y la potencia pico se minimice.

Dada la complejidad de una aplicación Stirling, el diseño de este tipo de sistemas suele realizarse de un modo secuencial, de modo que cada etapa de diseño aborda con mayor detalle los diferentes fenómenos implicados. Una vez desarrollada una metodología preliminar para el diseño de la configuración oscilante objeto de estudio, se debería abordar un modelo más complejo que considere con mayor detalle los diferentes componentes y procesos de la máquina. En el quinto capítulo, entre los diferentes componentes de la bomba de calor, se presta atención a los intercambiadores de calor. Pese a ser estos los componentes que en mayor medida afectan al rendimiento y costo del conjunto, no se identifican en la literatura correlaciones válidas para caracterizar su comportamiento.

Con el fin de desarrollar correlaciones válidas para caracterizar la caída de presión y transferencia de calor bajo las condiciones de flujo oscilante encontradas en los intercambiadores de calor Stirling, primeramente se comparan diferentes modelos turbulentos con datos experimentales disponibles en la literatura. En segundo lugar, empleando el modelo identificado como mejor alternativa para predecir el flujo oscilante transitorio característico de los intercambiadores Stirling, se desarrollan nuevas correlaciones. Se han obtenido las siguientes conclusiones del trabajo presentado a lo largo del quinto capítulo:

7. El estudio de los modelos de turbulencia llevado a cabo sugiere que deben considerarse los efectos de la anisotropía en la turbulencia para predecir con precisión la transición de flujo laminar a turbulento.
8. Se selecciona el modelo de turbulencia RSM como una mejor opción entre los modelos de turbulencia evaluados para predecir flujo oscilante transitorio en el rango $750 \leq \beta \leq 3000$.

-
9. En el rango $\beta \leq 350$, donde se identifica flujo oscilante totalmente laminar, se sugiere el empleo del modelo laminar como modelo económico computacionalmente hablando.
 10. En el rango de $350 \leq \beta \leq 750$, donde se observa flujo laminar perturbado, se obtienen los mismos valores para el esfuerzo cortante en la pared con el uso del modelo laminar y con el modelo RSM, sin embargo, el primero no es capaz de captar el ángulo de fase mostrado en la Figura 85 (b), y se observan discrepancias en la estimación de la caída de presión. Se sugiere, por lo tanto, el modelo turbulento RSM en este rango.
 11. Los resultados obtenidos indican un aumento en el intercambio de calor y caída de presión para el flujo oscilante en comparación con flujo unidireccional.
 12. El término de fricción para un flujo oscilante en comparación con la correlación Blasius obtiene un incremento cuantificado entre un 7,5% y un 15% para el rango estudiado, $25 \leq Re_w \leq 600$, $1 \leq A0 \leq 600$ con $750 \leq \beta \leq 3000$ según la ecuación (5.49).
 13. El número de Nusselt para flujo oscilante en el rango analizado es al menos un 10% mayor que el valor correspondiente obtenido a partir de la ecuación de Gnielinski.

Por último, en el sexto capítulo, se ha evaluado el efecto de emplear las correlaciones obtenidas en el presente trabajo y válidas para flujo oscilante en comparación con correlaciones para flujo estacionario unidireccional. Se ha empleado para ello como punto comparativo un modelo isoterma del ciclo Stirling y se han considerado cuatro motores Stirling: los modelos 4L23 y GPU3 desarrollados por General Motors, el modelo 4-215 de Ford-Philips y el modelo V-160 de SOLO. Se han obtenido las siguientes conclusiones:

14. Considerando la pérdida de carga en los intercambiadores, la eficacia global se reduce entre un 1,7 y un 4,8% cuando se considera flujo estacionario unidireccional. Al considerar flujo oscilante, la eficiencia se reduce entre un 1,9 y un 5,1%.
15. El efecto en la eficiencia de considerar flujo oscilante en lugar de flujo unidireccional para evaluar la pérdida de carga en los intercambiadores no es significativo: la diferencia es inferior al 1% para el caso de los cuatro motores Stirling considerados en el presente estudio.
16. La diferencia de temperatura entre pared y gas de trabajo para el foco caliente obtiene valores entre 68 y 126 K cuando se considera flujo estacionario unidireccional. Esta diferencia de temperatura varía en aproximadamente un 15% cuando se considera flujo oscilante.
17. La eficiencia global se reduce entre un 6,2 y un 10% cuando se considera flujo estacionario unidireccional; teniendo en cuenta el flujo oscilante, la eficiencia se reduce entre un 5,4 y un 7,9%.
18. Los resultados obtenidos indican que el efecto de considerar flujo oscilante en lugar de flujo unidireccional para evaluar el intercambio de calor no es significativo: la diferencia en la eficiencia global es inferior a un 2,1% para los cuatro motores estudiados.
19. Considerando conjuntamente el efecto de la pérdida de carga e intercambio de calor, el efecto de considerar flujo oscilante en lugar de flujo unidireccional tampoco es significativo: la diferencia en la eficiencia global es inferior a un 1,9% para los cuatro motores estudiados.

7.2. Líneas futuras

A pesar de que la investigación realizada ha permitido incrementar el conocimiento en torno a una configuración oscilante Stirling y en torno a los procesos de caída de presión e intercambio de calor que se dan en los intercambiadores de calor empleados en esta tecnología Stirling, queda aún un largo camino por recorrer hasta obtener un profundo conocimiento en torno a esta tecnología.

En lo que a la metodología de diseño propuesta respecta, una clara línea de trabajo futuro sería el desarrollo de una metodología de diseño basada en un modelo detallado. Para ello, se debería emplear un modelo de mayor orden, como por ejemplo, el modelo “Quasy Steady Flow” desarrollado por Urieli y de código abierto. Las peculiaridades de la configuración objeto de estudio deberían implementarse en el modelo de cálculo y sería necesario revisar el modo en que se caracterizan los diferentes componentes del sistema. Una vez completada la metodología de diseño, sería recomendable validarla con datos experimentales obtenidos a partir de un prototipo diseñado utilizando la metodología desarrollada.

En relación con las correlaciones derivadas para la caracterización de la caída de presión y transferencia de calor bajo condiciones de flujo oscilante, el trabajo realizado aporta nuevas correlaciones; sin embargo, existen aún lagunas en torno al conocimiento relacionado con el flujo oscilante. Una posible línea de trabajo futuro sería el análisis de la longitud de entrada hidrodinámica y térmica conjuntamente con el análisis de su efecto en la caída de presión y transferencia de calor respectivamente, en comparación con valores obtenidos para un flujo completamente desarrollado. Podría considerarse también incluir el efecto de considerar propiedades dependientes de la temperatura.

Capítulo 8: Aportación científica

8.1. Publicaciones en revistas internacionales

I. Barreno, S.C. Costa, M. Cordon, M. Tutar, I. Urrutibeascoa, X. Gomez, G. Castillo. *Numerical Correlation for the Pressure Drop in Stirling Engine Heat Exchangers*. International Journal of Thermal Sciences, 11, 2015, vol. 97, pp. 68-81. ISSN 1290-0729. Factor de impacto: 2,732

S.C. Costa, I. Barreno, M. Tutar, J.A. Esnaola and H. Barrutia. *The thermal non-equilibrium porous media modelling for CFD study of woven wire matrix of a Stirling regenerator*. Energy Conversion and Management, vol. 89, 2015, pp. 473-483. Factor de impacto: 3,075

I. Barreno, S.C. Costa, M. Cordon, I. Urrutibeascoa, X. Gomez, M. Mateos. *Dynamics of an oscillating Stirling heat pump*. Applied Energy, vol. 136, 31 December 2014, Pages 704-711. ISSN 0306-2619. Factor de impacto: 5,597

Sol-Carolina Costa, Mustafa Tutar, Igor Barreno, Jon-Ander Esnaola, Haritz Barrutia, David García, Miguel-Angel González and Jesús-Ignacio Prieto. *Experimental and numerical flow investigation of Stirling engine regenerator*. Energy (ISSN: 0360-5442), vol. 72 (2014), pp. 800-812. Factor de impacto: 4,107

8.2. Publicaciones en congresos internacionales

Ferruh Erdogdu, Mustafa Tutar, Igor Barreno, Dagbjorn Skipnes, Sigurd Oines and Trond Lovdal, *Computational modelling of reciprocal-agitation retort process for canned liquid foods*, 29th EFFoST International Conference Proceedings, Athens, Greece. November 2015.

I. Barreno, S.C. Costa, M. Cordon, M. Tutar, I. Urrutibeascoa, X. Gomez, G. Castillo. *Numerical study of the frictional losses in Stirling engine heat exchangers*. 16th International Stirling Engine Conference (ISEC), Bilbao, Spain. September 2014.

S.C. Costa, I. Barreno, J.A. Esnaola and M. Tutar. *Figure of Merit for Stirling Regenerator Matrix based on Engine Experimental Data*. 16th International Stirling Engine Conference (ISEC), Bilbao, Spain. September 2014.

M. Cordon, I. Barreno, G. Castillo, I. Urrutibeascoa, X. Gomez, G. Castillo. *A non conventional double acting Stirling engine design methodology*. 16th International Stirling Engine Conference (ISEC), Bilbao, Spain. September 2014.

S.C.Costa, I.Barreno, J.I.Prieto, M.A.González and D.García. *Stirling Regenerator Test Bench Design for Pressure Drop and Thermal Efficiency measurements*. 15th International Stirling Engine Conference (ISEC), Dubrovnik, Croatia, 2012.

S.C.Costa, I.Barreno, M.Cordón, J.A.Esnaola and H.Barrutia. *Development of a CFD based tool to characterize the pressure drop through a Wound Woven Wire Mesh Stirling Regenerator*. 15th International Stirling Engine Conference (ISEC), Dubrovnik, Croatia, 2012.

I. Barreno, S.C. Costa, M. Cordon, I. Urrutibeascoa, X. Gomez, M. Mateos. *Oscillating Stirling heat pump optimization through dynamic modelization of critical components*. 15th International Stirling Engine Conference (ISEC), Dubrovnik, Croatia, September 2012.

M. Cordon, S. Sainz, I. Barreno, S.C. Costa, I. Urrutibeascoa, X. Gomez. *Durability improvement for heater head on gas fired small Stirling Engines*. 15th International Stirling Engine Conference (ISEC), Dubrovnik, Croatia, 2012.

8.3. Publicaciones en revisión

I. Barreno, M. Cordon, I. Urrutibeascoa, X. Gomez, G. Castillo. *Power losses in Stirling machines: reciprocating flow VS steady unidirectional flow*. Energy Efficiency.

Capítulo 9: Bibliografía

1. *Directiva 2010/31/UE del parlamento Europeo y del consejo del 19 de Mayo de 2010 relativa a la eficiencia energética de los edificios.*
2. *Análisis del consumo energético del sector residencial en España*, IDAE, secretaria general, departamento de planificación y estudios, 16 de Julio de 2011.
3. WESSELINK, B.; HARMSSEN, R. and EICHHAMMER, W. *Energy Savings 2020: How to Triple the Impact of Energy Saving Policies in Europe*, 2010.
4. DORER, Viktor and WEBER, Andreas. *Energy and CO₂ Emissions Performance Assessment of Residential Micro-Cogeneration Systems with Dynamic Whole-Building Simulation Programs*. Energy Conversion and Management, MAR, 2009, vol. 50, no. 3. pp. 648-657. ISSN 0196-8904.
5. *Plan De Ciencia Tecnología e Innovación 2015*.
6. EHE. , 2011 Available from: <<http://www.ehe.eu/english.asp>>.
7. THOMAS, B. *Stirling Cycle Heat Pumps, a Potencial Alternative to Vapor Compression Machines*. Fachhochschule Reutlingen, Fachbereich Maschinenbau, Alteburgstr. 150, 72762 Reutlingen, Germany: , 2011.
8. HARGREAVES, C. M. *The Philips Stirling Engine*. New York. Elsevier. Distributors for the U.S. and Canada, Elsevier Science Pub. Co., 1991. ISBN 0444884637.
9. HAYWOOD, D. *An Introduction to Stirling-Cycle Machines*. University of Canterbury ed., 2005, vol. Stirling cycle research group, no. Department of Mechanical Engineering.
10. READER, Graham T. and HOOPER, Charles. *Stirling Engines*. London ; New York: E. & F.N. Spon, 1983. ISBN 0419124004.
11. BAUMÜLLER, A. and LAUG, A. *Echauffeur Pour un Moteur Stirling* . Solo Stirling GmbH ed., EP1249595 B1. , 2007.
12. WALKER, Graham. *The Stirling Alternative: Power Systems, Refrigerants and Heat Pumps*. Switzerland. Gordon and Breach Science Publishers, 1994. ISBN 2881246001.
13. BOWMAN, L. *A Technical Introduction to Free-Piston Stirling Cycle Machines: Engines, Coolers and Heat Pumps*, 1993.
14. TIMMERHAUS, Klaus D. and REED, Richard P. *Cryogenic Engineering Fifty Years of Progress*. Keystone, CO. ed. New York ; London: Springer, 2007. ISBN 9780387333243.
15. JHA, A. R. *Cryogenic Technology and Applications*. Elsevier Academic Press, 2006. ISBN 9780750678872; 0750678879.
16. WHITE, G. K. and MAESON, P. J. United States: Oxford University Press, 2004. *Experimental Techniques in Low-Temperature Physics*. ISBN 0-19-851428-X.
17. Stirling Cryogenics, 2011 Available from: <<http://www.stirlingcryogenics.com/>>.

-
18. BEALE, William T. *The Development of Stirling Engines at SunPower, Inc.* Shanghai, China: Chinese Soc of Naval Architecture & Marine Engineering, 1984.
 19. SunPower Inc, 2011 Available from: <<http://www.sunpower.com/>>.
 20. VYACHESLAV I, Kovalenko M. *Rotary Internal Combustion Engine*. EEUU: 2007, 2006. ISBN US 7255086 B2.
 21. HAYWOOD, D. *Investigation of Stirling-Type Heat-Pump and Refrigerator Systems using Air as the Refrigerant*. New Zealand: University of Canterbury, 2004.
 22. CLUCAS, D. M. and RAINE, J. K. A New Wobble Drive with Particular Application in a Stirling Engine. *Journal of Mech. Eng. Sci., Proc. of Inst. of Mech. Engrs., Part C*, 1994.
 23. Danfoss Compressors GmbH. *TLY4f - High Energy Optimized Compressor R134*, 2001 Available from: <http://www.ra.danfoss.com/TechnicalInfo/Literature/Manuals/06/TLY4F_R134a_220V_50Hz_08-03_Cd42m802.pdf>.
 24. MEIJER, R. J. and MINIATT, E. C. *STM4-120RF as Refrigerator for Supermarkets*. Eindhoven, Proceedings of the 6th International Stirling Engine Conference, 1993.
 25. BERCHOWITZ, D. M. *Free-Piston Rankine Compression and Stirling Cycle Machines for Domestic Refrigeration*. Washington D. C., Proceedings of the Greenpeace Ozone Safe Conference, 1993.
 26. BERCHOWITZ, D. M. *Miniature Stirling Coolers*. Des Plaines, IL, USA: Reed Exhibition Companies, 14-17 June 1993.
 27. NESSELMANN, K., 1957. *Chem. Ing. Tech.*
 28. BERCHOWITZ, D. M.; KIIKA, D. E. and MENNINK, B. D. *Test Results for Stirling Cycle Cooled Domestic Refrigerators*. Denmark ed. 2nd International Conference in the Use of Non-Artificial Substances, Applications for Natural Refrigerants, 1996.
 29. Global Cooling. , 2011 Available from: <<http://www.globalcooling.nl/>>.
 30. RADEBAUGH, Ray. *Cryocoolers: The State of the Art and Recent Developments*. Journal of Physics-Condensed Matter, APR 22, 2009, vol. 21, no. 16. pp. 164-219. ISSN 0953-8984.
 31. KHALILI, K. and MEIJER, R. J. *Conceptual Design of a Stirling Heat pump/air Conditioning System*. New York, NY, USA: AIChE, 12-17 Aug. 1990, ISBN 0 8169 0490 1.
 32. MARTINI, William R., et al. *Stirling Engine Design Manual*. Washington; Springfield, Va.: U.S. Dept. of Energy, Office of Conservation and Solar Applications, Division of Transportation Energy Conservation; available through the National Technical Information Service, 1978.
 33. URIELI, I. *A Computer Simulation of Stirling Cycle Machines*. Johannesburg: Faculty of Engineering, University of the Witwatersrand, February, 1977.
 34. URIELI, I. and BERCHOWITZ, D. M. *Stirling Cycle Engine Analysis*. Bristol: A. Hilger, 1984. ISBN 0852744358.
 35. PRIETO, J. I. and GARCÍA, D. *Analysis of Simulations obtained by Means of the PROSA Software for several Prototypes*. Durham University, 2005.
-

36. GEDEON, D. *GLIMPS Stirling Cycle Simulation*, 1987, Gedeon Associates, Athens, Ohio.
37. DYSON, Rodger W.; WILSON, Scott D. and TEW, Roy C. *Review of Computational Stirling Analysis Methods*. Providence, RI, United states: American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc, 2004. ISBN 1563477157.
38. KRAITONG, K. and MAHKAMOV, K. *Thermodynamic and CFD Modelling of Low-Temperature Difference Stirling Engines*. ISEC International Stirling Engine Conference. Groningen, 2009.
39. DYSON, Rodger W. and TEW, Roy C. *Fast Whole-Engine Stirling Analysis*. NASA Glenn Research Center, Cleveland, 2005.
40. ORGAN, A. J. *The Regenerator and the Stirling Engine*. London; Bury St. Edmunds, England: Mechanical Engineering Publications, 1997. ISBN 1860580106.
41. RAUCH, J. S. *Steady state analysis of free-piston Stirling engine dynamics*, 1975. pp. 961-965.
42. BERCHOWITZ, D. M. *Closed-Form Solutions for a Coupled Ideal Analysis of Free-Piston Stirling Engines*. New York, USA: IEEE, 5-10 Aug. 1979.
43. REDLICH, R. W. and BERCHOWITZ, D. M. *Linear Dynamics of Free-Piston Stirling Engines. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A. Power and Process Engineering*, 1985, vol. 199, no. 3. pp. 203-213. ISSN 02637138.
44. BENVENUTO, G.; DE MONTE, F. and FARINA, F. *Dynamic Behaviour Prediction of Free-Piston Stirling Engines*. New York, NY, USA: AIChE, 12-17 Aug. 1990. ISBN 0 8169 0490 1.
45. BENVENUTO, G. and DE MONTE, F. *An Adiabatic Approach for the Design and the Response to Load Evaluation of Free-Piston Stirling Engines*. Warrendale, PA, USA: Soc. Automotive Eng, 3-7 Aug. 1992. ISBN 0 7803 0693 7.
46. CHEN, N. C. J.; GRIFFIN, F. P. and WEST, C. D. *Linear Harmonic Analysis for Stirling Machines and Second Law Analysis of Four Important Losses*. LaGrange Park, IL, USA: American Nucl. Soc, 19-24 Aug. 1984. ISBN 0 89448 115 0.
47. ROGDAKIS, E. D.; ANTONAKOS, G. D. and KORONAKI, I. P. *Thermodynamic Analysis and Experimental Investigation of a Solo V161 Stirling Cogeneration Unit*. Energy, 9, 2012, vol. 45, no. 1. pp. 503-511. ISSN 0360-5442.
48. CENGEL, Yunus A. and FADDEEVA, Sofia. *Transferencia De Calor y De Masa Un Enfoque Práctico*. 3^{er} ed. México D. F, Mc Graw Hill, 2007. ISBN 970-10-6173-X.
49. KAYS, W. *Compact Heat Exchangers : A Summary of Basic Heat Transfer and Flow Friction Design Data*. . LONDON, A. L., Palo Alto, California: National Press, 1955.
50. SEUME, J. R. and SIMON, T. W. *A Survey of Oscillating Flow in Stirling Engine Heat Exchangers. Yearly Report for NASA Lewis Research Center*, 1986.
51. ZHAO, T. S. and CHENG, P. *The Friction Coefficient of a Fully Developed Laminar Reciprocating Flow in a Circular Pipe*. International Journal of Heat and Fluid Flow, 4, 1996, vol. 17, no. 2. pp. 167-172. ISSN 0142-727X.
52. BARRENO, I., et al. *Numerical Correlation for the Pressure Drop in Stirling Engine Heat Exchangers*. International Journal of Thermal Sciences, 11, 2015, vol. 97, no. 0. pp. 68-81. ISSN 1290-0729.

-
53. RICHARDSON, E. G.; and TYLER, E. *the Transverse Velocity Gradient Near the Mouths of Pipes in which an Alternating Or Continuous Flow of Air is Established*. Proc. Phys. Soc. London 42, 1929.
54. SEXL, T. *Über den Von E. G. Richardson Entdeckten "Annulareffekt"*. Zeitschrift Für Physik, 05/01, 1930, vol. 61, no. 5-6. pp. 349-362. ISSN 0044-3328.
55. WOMERSLEY, J. R. *Method for the Calculation of Velocity, Rate of Flow and Viscous Drag in Arteries when the Pressure Gradient is Known*. J Physiol., March 28, 1955. pp. : 553–563.
56. UCHIDA, Shigeo. *The Pulsating Viscous Flow Superposed on the Steady Laminar Motion of Incompressible Fluid in a Circular Pipe*. Zeitschrift Für Angewandte Mathematik und Physik, 09/01, 1956, vol. 7, no. 5. pp. 403-422. ISSN 0044-2275.
57. AKHAVAN, R.; KAMM, R. D. and SHAPIRO, A. H. *An Investigation of Transition to Turbulence in Bounded Oscillatory Stokes flows. Part I. Experiments*, J. Fluid Mech. 225, 1991. pp. 395-422.
58. OHMI, M., et al. *Transition to Turbulence and Velocity Distribution in an Oscillating Pipe Flow*. Bulletin of JSME, 03, 1982, vol. 25, no. 201. pp. 365-371 CiNii. ISSN 00213764.
59. SEUME, J. R.; FRIEDMAN, G. and SIMON, T. W. *Fluid Mechanics Experiments in Oscillatory Flow. Volume 1: Report. NASA-CR-189127; NAS 1.26:189127*, Mar 01, 1992, vol. Technical Report, no. Minnesota Univ.; Dept. of Mechanical Engineering; Minneapolis, United States.
60. ZHAO, T. S. and CHENG, P. *Experimental Studies on the Onset of Turbulence and Frictional Losses in an Oscillatory Turbulent Pipe Flow*. International Journal of Heat and Fluid Flow, 8, 1996, vol. 17, no. 4. pp. 356-362. ISSN 0142-727X.
61. IBRAHIM, Mounir B. *Stirling Convertor Regenerators*. FL: CRC Press, 2012. ISBN 9781439830062.
62. IBRAHIM, M., et al. *CFD Modelling of Free Piston Stirling Engine*. 36th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Savannah, Georgia, 2001.
63. KOEHLER, W. J.; PATANKAR, S. V. and IBELE, W. E. *Numerical Prediction of Turbulent Oscillating Flow and Associated Heat Transfer*. Cleveland, Ohio: University of Minnesota; National Aeronautics and Space Administration, 1991.
64. AHN, Kyung H. and IBRAHIM, Mounir B. *Laminar/turbulent Oscillating Flow in Circular Pipes*. International Journal of Heat and Fluid Flow, 12, 1992, vol. 13, no. 4. pp. 340-346. ISSN 0142-727X.
65. WALTHER, Ch, et al. *Influence of Developing Flow on the Heat Transfer in Laminar Oscillating Pipe Flow*. Forschung Im Ingenieurwesen/Engineering Research, 1998, vol. 64, no. 3. pp. 55-63. ISSN 00157899.
66. WALTHER, Ch; KUHLE, H. and DAND SCHULZ, S. *Numerical Investigations on the Heat Transfer in Turbulent Oscillating Pipe Flow*. Heat and Mass Transfer, 04, 2000, vol. 36, no. 2. pp. 135-41. ISSN 0947-7411.
67. ZHAO, T. S. and CHENG, P. *Oscillatory Heat Transfer in a Pipe Subjected to a Laminar Reciprocating Flow*. Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer, 08, 1996, vol. 118, no. 3. pp. 592-7. ISSN 0022-1481.
68. SU, Yan; DAVIDSON, Jane H. and KULACKI, Francis A. *Numerical Investigation of Fluid Flow and Heat Transfer of Oscillating Pipe Flows*. International Journal of Thermal Sciences, 4, 2012, vol. 54, no. 0. pp. 199-208. ISSN 1290-0729.
-

69. BLONDEAUX, P. and COLOMBINI, M. *Pulsatile Turbulent Pipe Flow*. 5th Symposium on Turbulent Shear Flows. Cornell University, Ithaca, NY. August, 1985.
70. SHOKOUHMAND, H.; MOSAHEBI, B. and KARAMI, B. *Numerical Simulation and Optimization of Heat Transfer in Reciprocating Flows in Two Dimensional Channles*. Proceedings of the World Congress of Engineering, 2008, Vol. II.
71. CHEN, Zhihao; UTAKA, Yoshioand TASAKI, Yutaka. *Measurement and Numerical Simulation on the Heat Transfer Characteristics of Reciprocating Flow in Microchannels for the Application in Magnetic Refrigeration*. Applied Thermal Engineering, 2014, vol. 65, no. 1–2. pp. 150-157. ISSN 1359-4311.
72. CHENG, Chin-Hsiang and YANG, Hang-Suin. *Optimization of Geometrical Parameters for Stirling Engines Based on Theoretical Analysis*. Applied Energy, 4, 2012, vol. 92, no. 0. pp. 395-405. ISSN 0306-2619.
73. CLUCAS, D. M. *Development of a Stirling Engine Battery Charger Based on a Low Cost Wooble Mechanism*. Christchurch, New Zealand: University of Canterbury, 1993.
74. SHACKLETON, R. J., et al. *Future Prospects for the Electric Heat-Pump*. Applied Energy, 1994, vol. 49, no. 3. pp. 223-254. ISSN 0306-2619.
75. BADR, O.; PROBERT, S. D. and O'CALLAGHAN, P. W. *Chlorofluorocarbons and the Environment: Scientific, Economic, Social and Political Issues*. Applied Energy, 1990, vol. 37, no. 4. pp. 247-327. ISSN 0306-2619.
76. BARRENO, I., et al. *Dynamics of an Oscillating Stirling Heat Pump*. Applied Energy, 12/31, 2014, vol. 136, pp. 704-711. ISSN 0306-2619.
77. ERDMAN, Arthur G. *Mechanism Design: Analysis and Synthesis*. Upper Saddle River, New Jersey; London: Prentice Hall, 1997. ISBN 0132677822.
78. COLMAT, T. et al. *Quasi Steady Flow Modelling of a Small Stirling Engine: Comparison between Calculated and Measured Instantaneous Temperatures*. Proceedings of the 11th Int. Stirling Engine Conf. Roma, 2003, vol. ISEC 2003. pp. 128-136.
79. KRAITONG, K. *Numerical Modelling and Design Optimisation of Stirling Engines for Power Production*. Newcastle: University of Northumbria, 2012.
80. WHITE, Frank M. *Fluid Mechanics*. 7th ed. McGraw-Hill Higher Education, 2011. ISBN 9780073529349.
81. LAUNDER, B. E. *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*, London, Academic Press, 1972.
82. WOLFSHTEIN, M. *The Velocity and Temperature Distribution in One-Dimensional Flow with Turbulence Augmentation and Pressure Gradient*. Imperial College London, 1968.
83. LAM, C. K. G. and BREMHORST, K. *A Modified Form of the $k-\epsilon$ Model for Predicting Wall Turbulence*. Journal of Fluids Engineering, September, 1981, vol. 103, no. 3. pp. 456-460.
84. MENTER, F. R. *Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications*. AIAA Journal, 1994, vol. 32, no. 8. pp. 1598-1605. ISSN 0001-1452.
85. LAUNDER, B. E.; REECE, G. J. and RODI, W. *Progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulence Closure*. Journal of Fluid Mechanics, 68, 1975. pp. 537-566.

-
86. GIBSON, M. M.; and LAUNDER, B. E. *Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer*. Journal of Fluid Mechanics, vol. 86, 1978.
87. ANSYS. *ANSYS FLUENT Theory Guide*, 2009.
88. KURZWEG, U.,H.; LINDGREN, E.,R. and LOTHROP, B. *Onset of Turbulence in Oscillating Flow at Low Womersley Number*, 1989.
89. OHMI, M.; IGUCHI, M.and URATHA, I. *Flow Patterns and Frictional Losses in an Oscillating Pipe Flow*. Bulletin of JSME, 04, 1982, vol. 25, no. 202. pp. 536-543. ISSN 00213764.
90. Verfahrenstechnische Gesellschaft im VDI. *VDI Heat Atlas*. SCHLUNDER, E.; Dusseldorf: VDI-Verlag, 1993. ISBN 3184009157.
91. SCHWENDIG, F. *Wärme und Impulsaustausch in Regenerativen Gaskreisprozessen*. Fortschritt - Berichte VDI, Reihe 19, Nr. 55, VDI-Verlag, Düsseldorf. Universität Dortmund, 1992. ISBN 3-18-145519-9.
92. OSEID, Kirk L. *Numerical Prediction of Turbulent Oscillating Flow and Heat Transfer in Pipes with various end Geometries*. Washington, D.C.: Springfield, Va.: National Aeronautics and Space Administration; National Technical Information Service, 1995.