

UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA.  
ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA.

# **Trabajo Fin de Máster**

---

*Investigación y Análisis de Nuevos Materiales  
para el Receptor Solar de Discos Stirling*

**AUTOR: ING. BORIS LAGE MACHIN**  
**DIRECTOR: Dr. CARLOS MONNÉ BAILO**

MASTER EN SISTEMAS MECÁNICOS. CURSO 2010-2011.

## RESUMEN

---

Los receptores de los Discos Parabólicos, presentan limitaciones debido a las elevadas temperaturas que se presentan en la superficie de los mismos. En este trabajo se presenta una alternativa a los receptores utilizados en el proyecto EuroDich. Junqin Li y Ping Xiao<sup>1</sup> ensayaron la unión por difusión de Carburo de Silicio sinterizado, Reaction Bond Silicon Carbide (RBSC) e Inconel 600, logrando resultados satisfactorios. Dicha unión es presentada en este trabajo como base para la fabricación de un intercambiador de calor para motores Stirling. Los cálculos de resistencia mecánica, así como los de transferencia de calor, justifican el proyecto.

**PALABRAS CLAVES:** ENERGÍA TERMOSOLAR, RECEPTOR SOLAR, MOTORES STIRLING

## ABSTRACT

---

The receivers Dish Stirling have limitations due to the high temperatures that occur on the surface thereof. This paper presents an alternative to the receivers used in the project EuroDich. Xiao Ping Li Junqin tested the diffusion bonding of silicon carbide sintered, called Reaction Bond Silicon Carbide (RBSC) and Inconel 600, achieving satisfactory results. This work provides the basis for the proposal of a heat exchanger for Stirling engine. Calculations of strength, as well as the analysis done, justify the project.

**KEYWORDS:** SOLAR POWER, SOLAR RECEIVER , STIRLING ENGINE

---

<sup>1</sup> Li J, Xiao P. *Fabrication and characterisation of silicon carbide/superalloy interfaces*



## ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.....	8
Proyectos más destacados a nivel mundial.....	8
Objetivos.....	17
<b>CAPÍTULO 1: Propuesta de diseño del Absorbedor</b> .....	18
1.1 Carburo de Silicio.....	18
1.2 Inconel .....	21
1.3 Unión RBSC-Inconel 600 .....	23
1.4 Fabricación del Intercambiador .....	25
1.5 Proceso de Unión por Difusión.....	33
1.6 Terminación del Intercambiador .....	36
<b>CAPÍTULO 2: Análisis de resistencia mecánica</b> .....	38
2.1 Calculo de variación de longitud relativa entre el Tubo y las piezas de RBSC. ....	41
2.2 Análisis de Tensiones longitudinales en el Tubo. Etapa de Enfriamiento. ....	44
2.3 Análisis de Tensión - Deformación en las piezas de RBSC. Etapa de Enfriamiento. ....	52
2.4 Análisis de la Tensión Tangencial en la Unión Tubo-RBSC. Etapa de Enfriamiento. ....	55
2.5 Análisis de Tensiones y deformaciones radiales sobre la unión, durante la etapa de enfriamiento. ....	56
2.6 Análisis de Tensiones y deformaciones durante el funcionamiento del Intercambiador de Calor. Etapa de Calentamiento. ....	57
2.7 Análisis de Tensiones-Deformaciones radiales sobre las piezas de RBSC. Etapa de Calentamiento.....	60
2.8 Análisis de Tensiones y deformaciones longitudinales y radiales en Piezas de RBSC. Ciclo de trabajo. Etapa de Enfriamiento .....	66
2.9 Conclusiones .....	68
<b>CAPÍTULO 3. Análisis Termodinámico</b> .....	70
3.1 Principio de Funcionamiento .....	70
3.3 Análisis Energético.....	74
3.4 Pérdidas de Energía en un Motor Stirling.....	75
3.6 Análisis del diagrama PV Real e Ideal del motor SOLO 161 .....	83
3.7 Balance de Energía, Entropía y Exergía. ....	88
3.8 Análisis de los resultados.....	94
<b>CAPÍTULO 4: Propuesta de receptor</b> .....	97
4.1 Resumen de información de proyectos anteriores.....	97
4.2 Propuestas para mejora de Receptor.....	103
CONCLUSIONES .....	108
BIBLIOGRAFÍA.....	110

## INDICE DE TABLAS

TABLA 1: PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICAS .....	20
TABLA 2: CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL INCONEL 600. ....	21
TABLA 3: COMPOSICIÓN QUÍMICA DEL INCONEL 600.....	22
TABLA 4: COEFICIENTES DE DILATACIÓN PARA EL INCONEL 600 DESDE 298 K HASTA 1200 K. ....	42
TABLA 5: DETERMINACIÓN DE LA VARIACIÓN DE LONGITUD INSTANTÁNEA DEL TUBO RESPECTO A LA RBSC. .....	43
TABLA 6: MÓDULOS ELÁSTICOS EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA PARA EL INCONEL 600.....	45
TABLA 7: RESUMEN DE LAS PRINCIPALES PROPIEDADES TÉRMICAS Y MECÁNICAS DEL INCONEL 600.....	47
TABLA 8: SOLICITACIONES DE TENSIÓN POR TRACCIÓN EN LA SECCIÓN DEL TUBO.....	48
TABLA 9: COMPARATIVA DE TENSIONES POR DEFORMACIÓN Y LÍMITES ELÁSTICOS. INCONEL 600.....	49
TABLA 10: COMPARATIVA DE DEFORMACIÓN. ....	50
TABLA 11: TENSIONES RESIDUALES DURANTE EL PROCESO DE ENFRIAMIENTO. ....	51
TABLA 12: CÁLCULO DE LA FUERZA DE TRACCIÓN SOBRE LOS TUBOS.....	52
TABLA 13: FUERZAS DE COMPRESIÓN EN EL RBSC .....	53
TABLA 14: CÁLCULO DE LA TENSIÓN TANGENCIAL DE LA UNIÓN.....	55
TABLA 15: DETERMINACIÓN DE LA PRESIÓN RADIAL A TRACCIÓN SOBRE LA UNIÓN TUBO-RBSC.....	56
TABLA 16: DEFORMACIÓN DURANTE FASE DE CALENTAMIENTO HASTA 800 OC. ....	59
TABLA 17: DEFORMACIONES DE COMPRESIÓN LONGITUDINALES EN EL TUBO VS DEFORMACIONES ADMISIBLES ELÁSTICAMENTE.....	60
TABLA 18: FUERZAS RESULTANTES EN DIRECCIÓN PERPENDICULAR A LA UNIÓN RBSC-RBSC. ....	64
TABLA 19: DEFORMACIONES Y TENSIONES DURANTE LA ETAPA DE ENFRIAMIENTO. CICLOS DE TRABAJO..	66
TABLA 20: VARIACIÓN DE LAS PRINCIPALES FUERZAS Y TENSIONES EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DE ENFRIAMIENTO. ....	67
TABLA 21: VALORES MÁXIMOS, MÍNIMOS Y MEDIOS DE LOS PRINCIPALES PARÁMETROS. CICLO COMPLETO. .....	83
TABLA 22: TABLA DE DATOS PARA CADA PUNTO DEL CICLO TEÓRICO.....	85
TABLA 23: DATOS DE ENTRADA, MODELO TÉRMICO DE CNRS-PROMES. ....	101
TABLA 24: CARACTERÍSTICAS ÓPTICAS DE LOS MATERIALES EMPLEADOS EN EL MODELO CNRS-PROMES. .....	102
TABLA 25: RESULTADOS DEL MODELO CNRS-PROMES. ....	102

## ILUSTRACIONES

FIG. 1: PLANTA DE DEMOSTRACIÓN DE MARICOPA, ARIZONA.....	9
FIG. 2: SISTEMAS EURO/ENVIRO DISH.....	9
FIG. 3: PROYECTO DE ANDALUCÍA.....	10
FIG. 4: MODELO DE DISCOS STIRLING.....	12
FIG. 5: CONCENTRADOR DE FACETAS DE VIDRIOS.....	13
FIG. 6: CONCENTRADOR DE SUPERFICIE PARABÓLICA.....	14
FIG. 7: CONCENTRADOR DE MEMBRANA TENSIONADA.....	14
FIG. 8: SISTEMA ENVIRODISH.....	15
FIG. 9. ABSORVEDOR EURODISH.....	16
FIG. 10: POROSIDAD DE RBSC.....	20
FIG. 11: PROPIEDADES TERMO-FÍSICAS DEL INCONEL.....	22
FIG. 12: MUESTRA LOS POROS EN LAS UNIONES A 900oC, 950oC, 1000oC Y 1080oC.....	24
FIG. 13: PIEZAS DE RBSC.....	26
FIG. 14: PIEZAS DE RBSC Y COLOCACIÓN DE LOS TUBOS EN EL SÁNDWICH.....	27
FIG. 15: TUBO DE INCONEL 600 SELECCIONADO EN EL PROYECTO.....	28
FIG. 16: UBICACIÓN DE PLATINAS DE 0.25 MM EN UNIÓN RBSC-RBSC.....	32
FIG. 17: ESPECIFICACIÓN DE MEDIDAS PARA MAQUINADO DE LAS PIEZAS A, B Y C. UBICACIÓN DE LOS TUBOS Y PLATINAS.....	33
FIG. 18: IMAGEN ÓPTICA DE LA UNIÓN POR DIFUSIÓN, CON ESCALA A) 25 MM Y B) 100 MM.....	35
FIG. 19: A) SÁNDWICH ARMADO ANTES DEL PROCESO DE DIFUSIÓN, B) SÁNDWICH DESPUÉS DEL PROCESO DE DIFUSIÓN A 1080°C.....	35
FIG. 20: COLECTOR DE ENTRADA Y SALIDA. MEDIDAS EN MM.....	36
FIG. 21: INTERCAMBIADOR TERMINADO.....	37
FIG. 22: DESPLAZAMIENTOS VS RESISTENCIA AL CORTE DE LA UNIÓN SiC/INCONEL 600/SiC.....	39
FIG. 23: SECCIÓN DE PIEZA CON DETALLE DE LA UNIÓN TUBO-RBSC. DIMENSIONES EN MM.....	40
FIG. 24: RESISTENCIA A LA TRACCIÓN, LÍMITE ELÁSTICO Y DEFORMACIÓN PARA EL INCONEL 600 A ELEVADAS TEMPERATURAS.....	46
FIG. 25: COMPORTAMIENTO DE LA PRESIÓN DENTRO DEL MOTOR STIRLING.....	61
FIG. 26: FUERZAS QUE SE EJERCEN SOBRE LA UNIÓN.....	62
FIG. 27: ESQUEMA DE LA DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS SOBRE LAS UNIONES DE LAS PIEZAS DE RBSC.....	63
FIG. 28: ÁREA DE LA UNIÓN.....	65
FIG. 29: REPRESENTACIÓN DE CILINDRO CALIENTE Tc Y FRIO Tf.....	71
FIG. 30: REPRESENTACIÓN DE DIAGRAMA PV. STIRLING.....	71
FIG. 31: CORTE TRANSVERSAL DEL MOTOR SOLO 161.....	73
FIG. 32: MOTOR STIRLING EN BANCO DE PRUEBA.....	73
FIG. 33. FLUJO DE ENERGÍA.....	74

FIG. 34: GRÁFICA DE TEMPERATURAS SEGÚN LA POSICIÓN DEL CIGÜEÑAL EN RADIANES. ....	78
FIG. 35: GRÁFICA DE PRESIONES SEGÚN LA POSICIÓN DEL CIGÜEÑAL EN RADIANES. ....	78
FIG. 36: GRÁFICA DE VARIACIÓN DE VOLUMEN SEGÚN LA POSICIÓN DEL CIGÜEÑAL EN RADIANES. ....	79
FIG. 37: VARIACIÓN DEL VOLUMEN DURANTE UN CICLO COMPLETO DE OPERACIÓN. ....	80
FIG. 38: VARIACIÓN DE LA PRESIÓN DURANTE UN CICLO COMPLETO DE OPERACIÓN. ....	81
FIG. 39: VARIACIÓN DE LAS TEMPERATURAS SEGÚN EL ÁNGULO DE GIRO DEL CIGÜEÑAL. ....	82
FIG. 40: DIAGRAMA PV TEÓRICO DEL CICLO DEL MOTOR STIRLING. ....	84
FIG. 41: PROCESOS DEL CICLO VS POSICIÓN DEL CIGÜEÑAL. ....	86
FIG. 42: DIAGRAMA PV CICLO REAL. ....	87
FIG. 43: DISTRIBUCIÓN DEL FLUJO NORMALIZADO EN EL PLANO FOCAL. ....	98
FIG. 44: DISTRIBUCIÓN DEL FLUJO NORMALIZADO EN EL PLANO DEL ABSOLVEDOR, 120 MM DETRÁS DEL PLANO FOCAL. ....	99
FIG. 45: PICOS DE FLUJO Y MEDICIONES. ....	100
FIG. 46: PORCENTAJE DE RADIACIÓN INTERCEPTADA EN FUNCIÓN DE LA DISTANCIA AL PLANO FOCAL Y EN FUNCIÓN DEL RADIO DE LA ABERTURA. ....	101
FIG. 47: ESQUEMA ÓPTICO DEL PARABOLOIDE. ÁNGULO DE INCIDENCIA EN RECEPTOR. ....	103
FIG. 48: CORTE TRANSVERSAL DEL RECEPTOR PROPUESTO. ....	104
FIG. 49: RECEPTOR ORIGINAL DISH STIRLING. ....	105
FIG. 50: RECEPTOR. MEDIDAS FINALES EN MM. ....	105
FIG. 51: TRANSMITANCIA DE VIDRIO DE SILICIO CON PELÍCULA ANTIREFLECTANTE. ....	106

# INTRODUCCIÓN

---

Dentro del campo de la generación de energía eléctrica a partir de la energía solar, existen varias tecnologías. Una de ellas es la de los Discos Stirling, la cual se viene desarrollando en varios países desde hace ya varios años.

En Europa por ejemplo, en la década de los 90 comenzó a desarrollarse el proyecto DISTAL I en Almería, España colocando 3 módulos de concentradores de membrana tensionada con motores SOLO 160 que posteriormente derivó en el DISTAL II, el cual representó algunas mejoras respecto al DISTAL I, como por ejemplo el aumento de tamaño del concentrador, la modificación del sistema de seguimiento, así como el empleo de motores SOLO 161 de 10kw de potencia nominal de salida. Posteriormente se desarrolló el proyecto EURODISH, que tenía como principal objetivo reducir los costos del sistema como DISTAL II. Esto se logró mediante la implementación de nuevas tecnologías para la fabricación del concentrador, con espuma de poliuretano reforzada, en lugar de las láminas tensionadas que implican mayor complejidad y la utilización de especialistas costosos durante el proceso de instalación. También la implementación de un sistemas totalmente automatizado para el seguimiento y control de las unidades.

## **Proyectos más destacados a nivel mundial.**

- En los Estados Unidos: Planta de demostración de Maricopa, Arizona. De 1,5Mw con 60 discos Stirling de 25 kw cada uno.





Fig. 1: Planta de demostración de Maricopa, Arizona.

- Sistemas Euro/Enviro Dish en Alemania, España y Francia.

Un prototipo de 3 unidades de discos Stirling, de 10kw cada uno, colocados en la Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla. El proyecto incluye la colocación de otras dos unidades en Alemania y Francia.

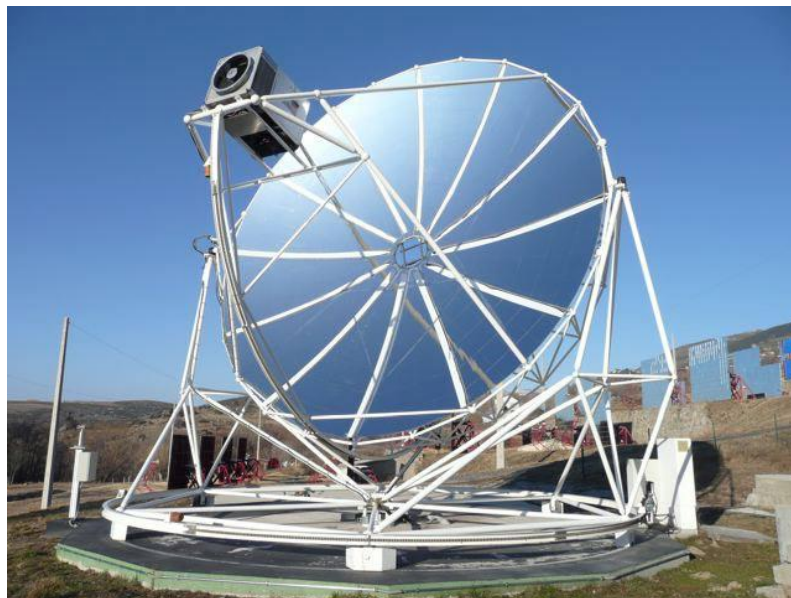


Fig. 2: Sistemas Euro/Enviro Dish

- AZ – TH en España.

En Andalucía, se desarrolla este proyecto formando parte de una serie de plantas solares con diferentes tecnologías. Esta planta está compuesta por 8 unidades de discos Stirling de 10Kw, con concentradores de facetas de vidrios planos.



Fig. 3: Proyecto de Andalucía

Los Discos Stirling representan ciertas ventajas respecto al resto de las que se utilizan para generar electricidad a partir de la radiación solar, estas son:

- Bajo costo de mantenimiento

Cada unidad de discos Stirling son independientes al resto, por lo que para el mantenimiento de los elementos implícitos en una planta solar con esta tecnología, no implicaría en dejar de producir energía, que sería la operación más costosa en este tipo de instalaciones.

- Bajo costo en infraestructura

No requiere de grandes instalaciones como calderas, generadores ó turbinas de grandes dimensiones. Solo la adecuación del terreno para la colocación de cada uno de los discos Stirling que conforman el proyecto.

- Flexibilidad en el dimensionamiento del proyecto.

Un proyecto de una central puede ser tan pequeña o tan grande como se necesite, en base a los requerimientos de la demanda o recursos económicos y de terrenos disponibles, debido a que su tamaño se dimensiona colocando más o menos unidades independientes de discos Stirling.

- No necesita infraestructuras de agua para su funcionamiento.

Una de las principales características de este tipo de plantas, es la ausencia de agua en el proceso de generación, lo cual permite su instalación en zonas alejadas o desérticas, en las que disponemos de un valor elevado de radiación.

- Puede ser instalada cerca de los consumidores.

Debido a la simpleza de su instalación respecto al resto de plantas solares, esta puede ser colocada muy cerca de los consumidores, en zonas alejadas o de difícil acceso, sobre todo pensando en países en donde la electrificación no ha llegado a zonas rurales alejadas.

Los discos Stirling se dividen en tres partes fundamentales:

1. Concentrador.
2. Motor.
3. Receptor.

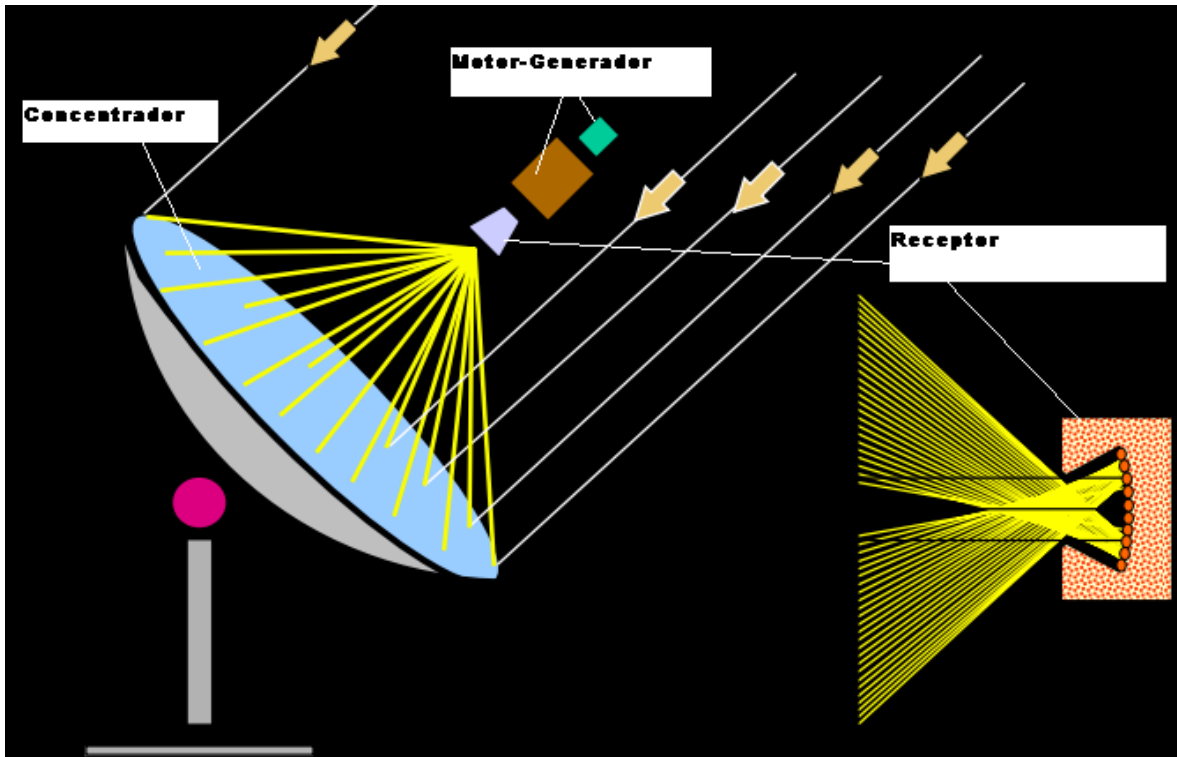


Fig. 4: Modelo de Discos Stirling

En este trabajo se tratarán cada uno de estos elementos de forma independiente, comentando las características y peculiaridades de cada uno en el sistema. El motor será tratado en el Capítulo 3.

### 1. Concentrador.

El concentrador, es el encargado de captar la radiación solar y reflejarla concentrándola en una zona la cual coincide con el foco de la parábola que forma.

Debido a las grandes dimensiones que se necesitan para este tipo de elemento, resulta complicado su diseño y fabricación, para lo cual lo ideal sería un espejo cóncavo con la curvatura y diámetro final de la parábola pero esto resulta prácticamente imposible de fabricar y económicamente caro. Por tanto se han desarrollado alternativas las cuales serán explicadas en lo adelante.

#### ➤ Tipos de concentradores.

Existen tres tipos de sistemas concentradores, estos son:

- ✓ De facetas de vidrio.
- ✓ De superficie parabólica.
- ✓ De membrana tensionada.

El concentrador de **facetas de vidrios**, son espejos individuales colocados en una estructura parabólica, lo cual garantiza buenas relaciones de concentración solar con las facetas más fáciles y baratas de fabricar. Como desventaja requiere la alineación con alta precisión de un gran número de espejos, lo cual encarece y complica el proceso de armado del concentrador.



Fig. 5: Concentrador de facetas de vidrios

El concentrador de **superficie parabólica**, cuenta con facetas parabólicas lo cual forma finalmente una superficie completa en forma de un paraboloide, esto trae consigo grandes ventajas ópticas pero son espejos difíciles de fabricar y caros.



Fig. 6: Concentrador de superficie parabólica

El concentrador de **membrana tensionada**, son finas membranas estiradas entre dos anillos metálicos y se dividen en dos tipos, mono y multi faceteadas. Este tipo de concentrador presenta buena calidad óptica pero mayores costes y complicaciones en el proceso de instalación del concentrador.

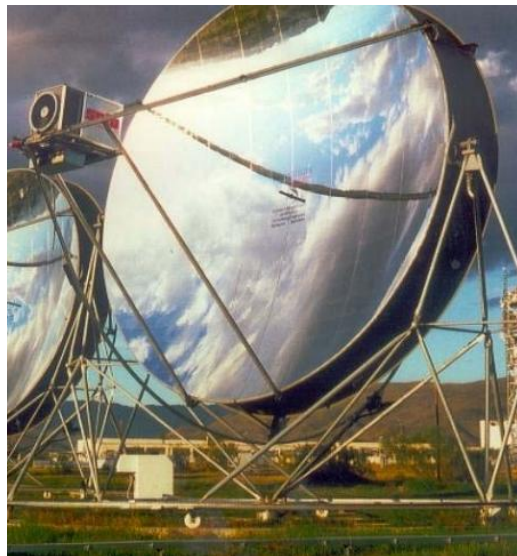


Fig. 7: Concentrador de membrana tensionada

Adicionalmente, los concentradores requieren de una estructura sólida y rígida, la cual debe ser resistente a los vientos y al esfuerzo que conlleva el peso del motor Stirling. Producto de la acción del viento, si la estructura no es lo suficientemente



resistente, esto provocará deformación de la zona de los espejos, por tanto mala dirección de los rayos reflejados, disminuyendo la eficiencia del sistema. Así mismo la estructura no debe ser extremadamente pesada, debido a que esta necesita moverse en dos ejes, para seguir el movimiento aparente del sol. Por tanto mientras más pesada sea la estructura, mas energía se necesitará para moverla. Por esta razón es muy importante el diseño de una estructura simple, ligera y a la vez resistente, lo cual es un compromiso difícil de optimizar.

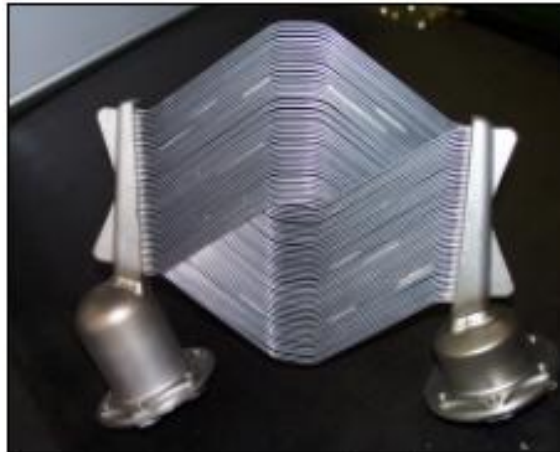
Como alternativa, se podría trabajar en el diseño de un paraboloide con una estructura fabricada con material compuesto, que sea desarmable lo cual facilite la transportación o traslado del concentrador hasta el lugar de armado final. Al utilizar una superficie parabólica de este material, podría utilizarse láminas flexibles cortadas en dimensiones determinadas que permitan seguir la superficie parabólica del material compuesto. Un concentrador de este material se caracterizaría por ser ligero y estructuralmente resistente, logrando al mismo tiempo alta eficiencia en la reflexión de los rayos, así como facilidad en el proceso de ensamblaje. El sistema Envirodish, ya utiliza esta tecnología para facilitar y abaratar el proceso de montaje.



**Fig. 8: Sistema Envirodish**

## 2. Receptores.

El receptor es el elemento que recibe toda la energía solar del concentrador y la trasmite a la cabeza del cilindro caliente del motor a través de absorbedor. Existen varios fabricantes como son MacDonell Douglas, así como el desarrollado por SES para su motor de 25 Kw. Este trabajo se concentrará en el estudio del utilizado por el proyecto Eurodish.



**Fig. 9. Absorvedor Eurodish**

En el proyecto de Eurodish, el concentrador se compone de una pared cilíndrica de cerámica de 30cm de diámetro y 12 de profundidad, con una apertura en la cara frontal de 19 cm por donde entra la radiación solar concentrada proveniente del concentrador. Las paredes de la cavidad están aisladas con un material cerámico tipo sílice. En la parte inferior de la cavidad, se encuentra el absorbedor, conformado por 78 tubos de 3 mm de diámetro exterior, Fig. 9.<sup>2</sup>

---

<sup>2</sup> Nepveu F, Ferriere A, Betaille F. *Termal model of dish stirlin system*



## Objetivos

- **General**

Estudiar la disminución de las pérdidas de energía en los receptores solares empleados en los discos Stirling, mediante el empleo de nuevos materiales, mejorando la eficiencia energética del receptor-motor térmico-generado eléctrico.

# **CAPÍTULO 1: *Propuesta de diseño del Absorbedor***

---

## **1.1 Carburo de Silicio**

El carburo de silicio se puede encontrar formando una de dos estructuras cristalinas ligeramente diferentes: la fase cúbica; beta carburo de silicio ( $\beta$ -SiC) y la fase hexagonal romboédrica; alfa carburo de silicio ( $\alpha$ -SiC). La fase cúbica simple  $\beta$ -SiC tiene una estructura cristalina centrada en las caras del tipo zincblenda donde se ocupan la mitad de los sitios tetraédricos T+ o (T-). La fase cúbica no tiene politipos. El alfa carburo de silicio tiene un gran número de politipos, se han identificado ~250 (Kern, 1993). La fase cúbica del SiC es más estable que la fase hexagonal a cualquier temperatura hasta  $2545 \pm 40$  °C, temperatura a la cual ocurre la descomposición.

Los productos cerámicos de Carburo de Silicio son fabricados por aglomeración de partículas en polvo pueden conformarse mediante varios métodos en condiciones secas, plásticas o líquidas.

Los procesos de conformado en frío son predominantes en la industria, pero los procesos de modelado en caliente también se usan con frecuencia. Prensado, moldeo en barbotina y extrusión son los métodos de modelado de cerámicos que se utilizan más comúnmente.

La materia prima en polvo, puede ser prensada en estado seco, plástico o húmedo, dentro de una matriz para formar productos con una forma determinada.

El moldeo por compresión en caliente, consiguen piezas de alta densidad y propiedades mecánicas optimizadas combinando la presión y los tratamientos de sinterizado. Se utilizan tanto la presión unidireccional como los métodos isostáticos.

Posterior al proceso de moldeo, las piezas se someten a tratamiento de secado y eliminación de aglutinante. El propósito del secado es eliminar el agua de la pieza de cerámico plástico antes de someterlo a altas temperaturas.

Generalmente esto se lleva a cabo a menos de 100°C, y puede demorar más de 24 hs. La mayoría de los cementadores orgánicos pueden extraerse de las piezas cerámicas por calentamiento en un rango de 200°C a 300°C, aunque algunos residuos hidrocarbonados pueden requerir temperaturas superiores.

El sinterizado es un proceso por medio del cual con el aumento de la temperatura, las partículas sólidas se unen por fuerzas atómicas. Con la aplicación de calor las partículas se prensan hasta su más mínimo contacto y la efectividad de las reacciones a la tensión superficial se incrementan. Durante el proceso la plasticidad de los granos se incrementa y se produce un mejor entrelazamiento mecánico por la formación de un lecho fluido. Las temperaturas para el sinterizado son menores a la temperatura de fusión del polvo principal en la mezcla utilizada.

El carburo de silicio sinterizado mediante la infiltración de Si y carbono en polvo, se conoce con el nombre de **RBSC**, Reaction Bond Silicon Carbide.

### **Propiedades Termo-Físicas del Carburo de Silicio**

- Densidad 3,200 kg/m<sup>3</sup>
- Conductividad Térmica 255 W/m.K (800°C)
- Dureza de Mohs 9.1 a 9.5
- Coeficiente de Expansión Lineal 5.4 µm/m.K (25°C-1000°C)
- Calor Específico 1,130 J/kg.K

S. Suyama, T. Kameda, Y. Itoh, realizaron un trabajo sobre análisis de resistencias y porosidad del RBSC. En la tabla 1 y Fig. 10, se muestran los resultados.<sup>3</sup>

---

<sup>3</sup> S. Suyama, T. Kameda, Y. Itoh. *Development of high-strength reaction-sintered silicon carbide.*

	High-strength RS-SiC	Commercial RS-SiC	Commercial S-SiC
Density (Mg/m <sup>3</sup> )	3.1	2.9	3.1
Bending strength (MPa)	1200	300	400
Young's modulus (GPa)	400	310	410
Fracture toughness (MPa m <sup>1/2</sup> )	3.3	2.0	3.0
Hardness (Hv)	2000	1600	2200
Thermal conductivity (W m K)	130	120	65
Specific heat capacity (10 <sup>2</sup> J/kg K)	6.8	5.8	7.1
Thermal expansion coefficient (10 <sup>6</sup> /K)	3.9 (RT-1073 K) 5.4 (RT-1473 K)	3.9 (RT-1073 K)	3.9 (RT-1073 K) 4.6 (RT-1473 K)

Tabla 1: Propiedades físicas y mecánicas <sup>4</sup>

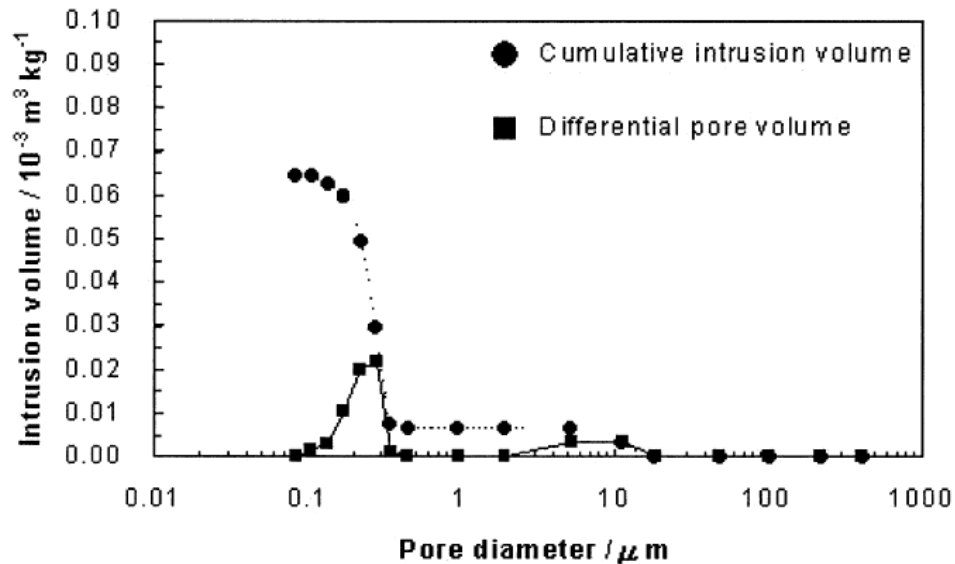


Fig. 10: Porosidad de RBSC. <sup>5</sup>

Hyun-Ju Choi, Heung-Taek Bae, Michael J. McNallan, Yong-Ho Sohn, Dae-Soon Lim, estudiaron la reacción del Carburo de Silicio en atmósfera de Hidrógeno y cloro, manifestando una descomposición en su superficie de partículas de carbón de hasta 100 micrómetros de espesor. <sup>6</sup>

<sup>4</sup> Ob. Cit. (3)

<sup>5</sup> Ob. Cit. (3)

<sup>6</sup> Choi H, Bae H, McNallan M J, Sohn Y, Lim D. *Effect of hydrogen on the physical and mechanical properties of silicon carbide-derived carbon films*

## 1.2 Inconel

El Inconel, es una aleación de Ni, Cr y Fe, comúnmente utilizada en aplicaciones donde se necesite resistencia, anticorrosión y a elevadas temperaturas. Presenta excelentes propiedades mecánicas y presenta la combinación ideal entre resistencia y ductilidad.

Se produce en variedad de formas y tipos, planchas, tubos, barras, etc. Es comunmente utilizado en la fabricación de absorbedores solares, mediante el empleo de tubos soldados al vacío. Existe variedad de tratamientos térmicos para su empleo los cuales brindan un abanico de posibilidades para ser empleado en la industria, como la química, petrolera, térmica y en reactores nucleares, entre otras.

Density, lb/in <sup>3</sup> .....	0.306
Mg/m <sup>3</sup> .....	8.47
Melting Range, °F .....	2470-2575
°C .....	1354-1413
Specific Heat, Btu/lb-°F .....	0.106
J/kg-°C .....	444
Electrical Resistivity, ohm-circ mil/ft .....	620
μΩ-m .....	1.03
Curie Temperature, °F .....	-192
°C .....	-124
Permeability at 200 oersted (15.9 kA/m) .....	1.010

Tabla 2: Características principales del Inconel 600. <sup>7</sup>

En la Fig. 11, se aprecia el comportamiento del coeficiente de expansión lineal, al variar la temperatura desde 25°C hasta 900°C.<sup>8</sup> Su alta composición de Níquel y Cromo, le permite que el rango de temperaturas en que se pueda emplear sea grande.

<sup>7</sup> Tomado del Manual Inconel 600.

<sup>8</sup> Idem.

Temperature	Coefficient of Expansion <sup>a</sup>	Electrical Resistivity	Thermal Conductivity	Specific Heat
°C	µm/m•°C	µΩ•m	W/m•°C	J/kg•°C
-150	10.9	-	12.5	310
-100	11.7	-	13.1	352
-50	12.3	-	13.6	394
20	10.4	1.03	14.9	444
100	13.3	1.04	15.9	465
200	13.8	1.05	17.3	486
300	14.2	1.07	19.0	502
400	14.5	1.09	20.5	519
500	14.9	1.12	22.1	536
600	15.3	1.13	23.9	578
700	15.8	1.13	25.7	595
800	16.1	1.13	27.5	611
900	16.4	1.15	-	628

Fig. 11: Propiedades Termo-Físicas del Inconel<sup>9</sup>

En la Tabla 3, se aprecia su composición química, con una variedad de elementos, incluido Silicio y Carbono.

Nickel (plus Cobalt).....	72.0 min.
Chromium.....	14.0-17.0
Iron .....	6.00-10.00
Carbon .....	0.15 max.
Manganese .....	1.00 max
Sulfur.....	0.015 max.
Silicon .....	0.50 max.
Copper.....	0.50 max.

Tabla 3: Composición química del Inconel 600. <sup>10</sup>

<sup>9</sup> Manual Inconel 600

<sup>10</sup> Idem.

### 1.3 Unión RBSC-Inconel 600

En trabajos investigativos sobre las uniones entre Cerámicas y metales, se ha demostrado el gran desempeño de estas uniones para su utilización en aplicaciones a elevadas temperaturas.<sup>11</sup>

Para la soldadura entre cerámica y metales, existen diferentes métodos que se han desarrollado como son:

- Unión Mecánica
- Unión Adhesiva.
- Soldadura por fricción
- Soldadura con haz de alta energía
- Unión por microondas.
- Soldaduras por Ultrasonidos.
- Soldadura Explosiva
- Unión por reacción.
- Unión por combustión.
- Unión de fase líquida
- Unión por difusión.

La unión por Difusión, es uno de los principales métodos utilizados y el más prometedor.

Se trata de una tecnología para lograr un conjunto compacto por la difusión de los átomos, incluso por la reacción química entre los materiales o entre las capas de los materiales. La superficie de los materiales a unir, deben estar limpias y en perfecta alineación en el plano, con una rugosidad inferior a 0.4 micrómetros.

---

<sup>11</sup> Zhang Y, Feng D, He Z, Chen X. *Progress in Joining Ceramics to Metals*

El tiempo de unión varía en dependencia de las temperaturas a las que se realice, desde un par de horas a una temperatura de  $0.6T_m$ , hasta varios minutos a una temperatura de hasta  $0.8T_m$ .  $T_m$  es la temperatura de fusión del metal a unir.<sup>12</sup>

Junqin Li y Ping Xiao<sup>13</sup>, analizaron la composición química que se obtienen de la unión de SiC con Inconel 600 a diferentes temperaturas entre  $950^\circ\text{C}$  y  $1080^\circ\text{C}$ . Quedó demostrado que para temperaturas de  $1080^\circ\text{C}$ , ocurre la formación de Ni-Si en estado líquido y la precipitación a estado sólido eliminando los poros que contiene el Carburo de Silicio original, formando una soldadura muy fuerte entre los dos compuestos.

En dicho trabajo, también se analizó la resistencia al corte de la soldadura entre SiC/Inconel/SiC, obteniendo una resistencia al corte de 126MPa.

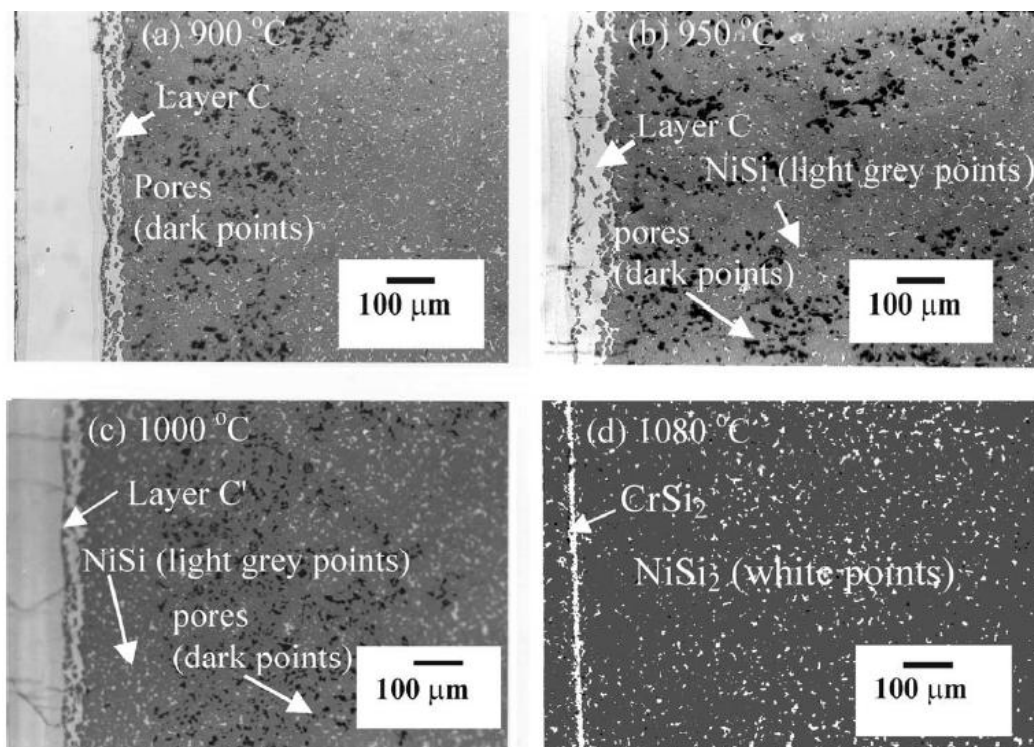


Fig. 12: Muestra los poros en las uniones a  $900^\circ\text{C}$ ,  $950^\circ\text{C}$ ,  $1000^\circ\text{C}$  y  $1080^\circ\text{C}$ .<sup>14</sup>

<sup>12</sup> Zhang Y, Feng D, He Z, Chen X. *Progress in Joining Ceramics to Metals*

<sup>13</sup> Li J, Xiao P. *Fabrication and characterisation of silicon carbide/superalloy interfaces*

<sup>14</sup> Idem.



En la figura 12, se muestra como a temperaturas de 1080 °C ocurre la eliminación de los poros del Carburo de Silicio, ocupados por  $\text{NiSi}_2$  identificado con los puntos en color blanco.

La línea vertical blanca que se observa en la figura (d), corresponde a la línea de unión entre las dos piezas de Carburo de Silicio.

El Silicio libre del Carburo de Silicio reacciona con el Cromo y con el Níquel de la aleación del Inconel 600, formando  $\text{CrSi}_2$  y  $\text{NiSi}_2$ , cubriendo la porosidad del Carburo de Silicio. Para ello se necesita que el carburo de silicio contenga aproximadamente un 10% de su volumen con Si libre.

Este estudio nos permite resumir que es posible realizar una unión por difusión con elevada resistencia entre el Inconel 600 y el Carburo de Silicio.

#### **1.4 Fabricación del Intercambiador**

Para la fabricación del intercambiador, se pretende realizar una unión por difusión entre las piezas de RBSC y una pieza conformada por tubos de Inconel 600 formando un sándwich entre el SiC/Inconel/SiC.

En la figura 13 se muestran las piezas de carburo de silicio que se deben obtener.

Las 3 piezas de carburo de silicio pueden ser conformada mediante maquinado a partir de planchas cuadradas del mismo material con dimensiones de 290mm x 250mm x 16mm, pero el maquinado es un proceso largo y caro, por la dureza muy elevada que presenta el material.

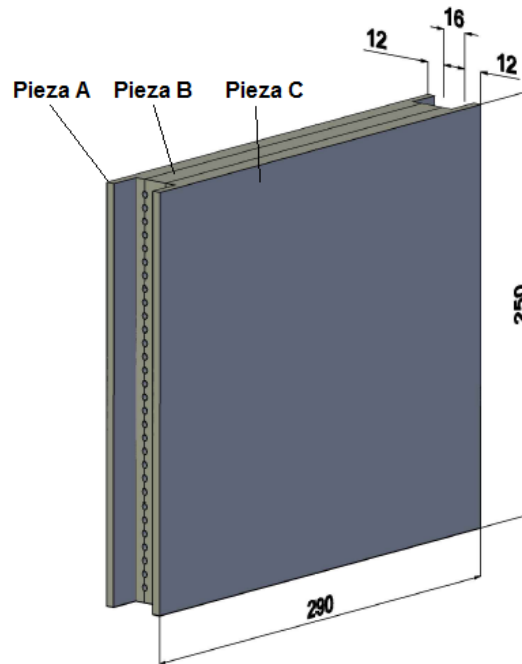


Fig. 13: Piezas de RBSC

Lo más aconsejable es elaborar las piezas de carburo de silicio mediante moldeo en caliente y posteriormente aplicando el proceso de sinterizado del carburo de silicio, anteriormente nombrado como RBSC.

Si se recurre al moldeo, este debe contener los canales en forma de media luna en una de sus caras para el caso de las piezas A y C y en ambas caras para la pieza B, como se indica en la figura 14.

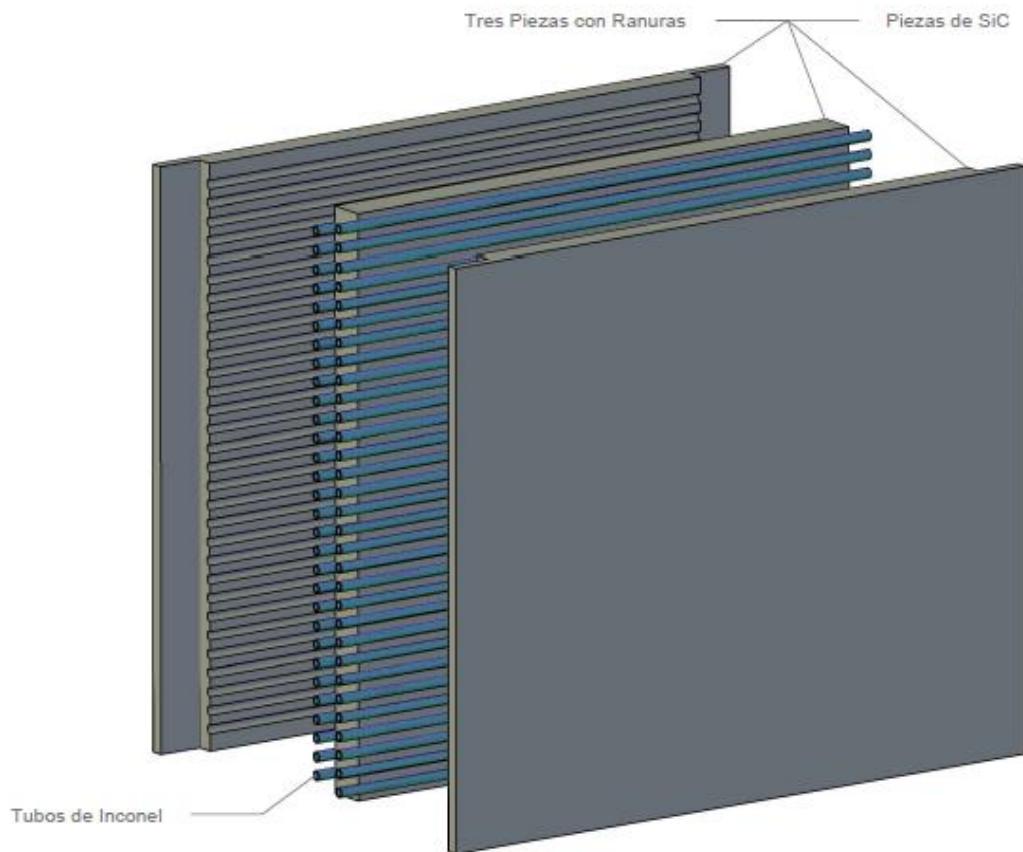
Para la elaboración de las piezas también se puede recurrir a empresas como Carbones y Sistemas SLL. que se dedica a la elaboración de piezas de Carbono de Silicio bajo pedidos y que cuenta con centros de mecanizado, hornos de sinterizado y de vacío, maquinas de prensado etc, para la elaboración de estas piezas.

Las piezas finales, deben contar con un 9.6% del volumen con Si libre<sup>15</sup>. Esto se consigue utilizando un polvo de SiC con una ratio de C/SiC de aproximadamente

<sup>15</sup> Li J, Xiao P. *Fabrication and characterisation of silicon carbide/superalloy interfaces*

0.55 y la utilización de un tamaño de grano de  $1\mu\text{m}$ .<sup>16</sup> La duración del proceso de sinterizado se realiza al vacío durante una hora, en contacto con silicio fundido.

Las piezas sinterizadas se calientan hasta 1873 K para evaporar el silicio residual.<sup>17</sup>



**Fig. 14: Piezas de RBSC y colocación de los tubos en el sándwich.**

La otra parte del sándwich lo conforman los tubos de Inconel 600.

El tubo seleccionado tiene un diámetro exterior de 4 mm e interior de 3 mm con pared de 0.25 mm y un largo para cada uno de 270 mm. La Fig. 15, muestra el tubo seleccionado de AlloyShop<sup>18</sup>.

<sup>16</sup> Li J, Xiao P. *Fabrication and characterisation of silicon carbide/superalloy interfaces*

<sup>17</sup> Idem

<sup>18</sup> Tomado de AlloyShop, disponible en: <http://www.alloyshop.com/product-list/Sheet/842>



**Alloy 600 4.0mm Dia x 0.25mm wall  
Seamless Tube**

**Alloy / Inconel<sup>®</sup> 600 (Ni Cr 15 Fe)**

W.Nr 2.4816 UNS N06600

Outer Diameter: 4.0mm

Wall thickness : 0.25mm

Specification : ASTM B 163 / B516

Condition : Annealed

Dispatch : 3 - 5 days Estimate

Tubes upto 6mtr long available on request

**Fig. 15: Tubo de Inconel 600 seleccionado en el proyecto.**

El objetivo de utilizar una pared tan delgada es para favorecer el mecanismo de unión por difusión que se pretende entre las piezas, así como para disminuir al máximo la influencia de este material en las tensiones que se originarán posteriormente en la pieza conformada.

Como se aprecia en la figura, existirá una zona de los tubos libre de contacto con las piezas de RBSC, que serán los extremos de los tubos a los que se soldarán posteriormente los colectores de entrada y salida. La zona de contacto entre el tubo y las piezas de RBSC se les denomina **Unión Tubo-RBSC**.

También existe una zona de contacto entre las piezas de RBSC, llamada **Unión RBSC-RBSC**.

Debido a la diferencia de coeficientes de dilatación térmica que existe entre ambos materiales ( $16.1 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ <sup>19</sup> para el tubo de Inconel y  $5.4 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ <sup>20</sup> para el Carburo de Silicio, hay que calcular con exactitud el diámetro de maquinado de las medias-lunas en las piezas, con el objetivo de conseguir diámetros iguales para la temperatura a la que ocurrirá el proceso de unión. La temperatura de unión es de  $1080 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

---

<sup>19</sup> Manual Inconel 600.

<sup>20</sup> S. Suyama, T. Kameda, Y. Itoh. *Development of high-strength reaction-sintered silicon carbide*.

La ecuación generalizada que se utiliza para determinar las dimensiones finales a partir de las iniciales para un cambio de temperatura superior a otra inferior, para un material determinado con coeficiente de expansión igual a  $\alpha_l$  es la siguiente:

$$L_f = L_o \times [1 + \alpha_l \times (T_f - T_o)]$$

Donde:

$L_f =$  Longitud Final

$L_o =$  Longitud Inicial

$T_f =$  Temperatura Final

$T_o =$  Temperatura Inicial

$\alpha_l =$  Coeficiente de Expansión Lineal del material

La dilatación del tubo ocurre en las tres direcciones, afectando los diámetros exterior e interior por el aumento del perímetro, que será el primer análisis.

Aunque en un menor grado que la dilatación perimetral, el incremento del espesor del tubo también afecta al diámetro exterior e interior finales, por lo que fue considerado para el cálculo.

La longitud del tubo también se ve afectada y es donde ocurre la mayor dilatación.

El segundo término  $1 + \alpha_l \times (T_f - T_o)$  toma un valor de 1.017 para el caso del Inconel 600, al variar la temperatura desde 25°C hasta 1080°C que es a la temperatura a la que ocurrirá la unión por difusión entre los tubos y el carburo de silicio.

Los cálculos de dilatación térmica para los tubos quedarían:

$$D_{f_{exterior}} = D_{o_{exterior}} \times 1.017 + \frac{(Esp_f - Esp_o) \times 1.017}{2} = 4.070 \text{ mm}$$

$$D_{finterior} = D_{oInterior} \times 1.017 - \frac{(Esp_f - Esp_o) \times 1.017}{2} = 3.561 \text{ mm}$$

El diámetro exterior a 1080°C se incrementa hasta los 4.070 mm y el diámetro interior hasta los 3.561 mm, asumiendo que el diámetro inicial exterior según el catálogo del producto es de 4 mm y el interior de 3.5 mm. El espesor del tubo pasa a ser de 0.255 mm.

Para el caso de las piezas de RBSC, el coeficiente de expansión térmico es 3 veces menor, por lo que representa un inconveniente debido a que se dilata mucho menos que la aleación.

En este caso, el diámetro final interior de las medias lunas en las piezas de RBSC a 1080°C, debe corresponderse con el diámetro final exterior del tubo también a 1080°C. Por tanto partiendo de esta dimensión, se calcula el diámetro inicial que deben tener las piezas de RBSC para 25°C que será la temperatura de maquinado de las piezas.

El término de la ecuación  $1 + \alpha_l \times (T_f - T_o)$  para el carburo de silicio, toma un valor de 1.0057, esto significa que desde 1080 °C hasta 25 °C, la magnitud de la medida se disminuye en un 0.57%.

Por tanto el diámetro de maquinado para las piezas sería:

$$D_{oSiC} = \frac{D_{fSiC}}{1.0054} = \frac{4.070}{1.0057} 4.048 \text{ mm}$$

Como se aprecia en los resultados, a 25°C existe una tolerancia de 48 micrómetros entre el tubo y la media luna y durante el proceso de calentamiento hasta los 1080°C ocurre un asentamiento entre las caras hasta quedar sin holguras.

En la dirección longitudinal, la medida que nos interesa es la de la unión Tubo-RBSC que inicia el proceso a 25°C con 250 mm.

Durante la etapa de calentamiento, los tubos se dilatan hasta los 254.25 mm, mientras que las piezas de RBSC lo hacen hasta los 251.425 mm.

La dilatación relativa sería entonces de 1.412 mm hacia cada lado desde el centro de la pieza.

Sin embargo, durante el proceso de calentamiento este aumento en la dimensión longitudinal, no influye en tensiones; esto es debido a que el ajuste de la unión Tubo-RBSC no se produce hasta la temperatura final y además la presión sobre el sándwich no se aplica hasta los 1080°C, por lo tanto no existe rozamiento entre ambas.

#### **Dimensiones finales de las piezas de RBSC.**

El proceso de maquinado final de las 3 piezas de RBSC debe realizarse con las medidas que se muestran de las piezas (A, B y C en la figura 17).

Una vez que se maquinan los canales donde se alojan los tubos a la medida indicada, se procede a realizar un rectificado de las caras de la unión RBSC-RBSC, rebajando 0.125 mm por cada cara. Esto permite al hacer el sándwich que se disponga de un espacio de 0.25 mm entre las caras, espacio que será rellenado por una lámina de Inconel 600 de espesor de 0.25 mm. Figura 16.

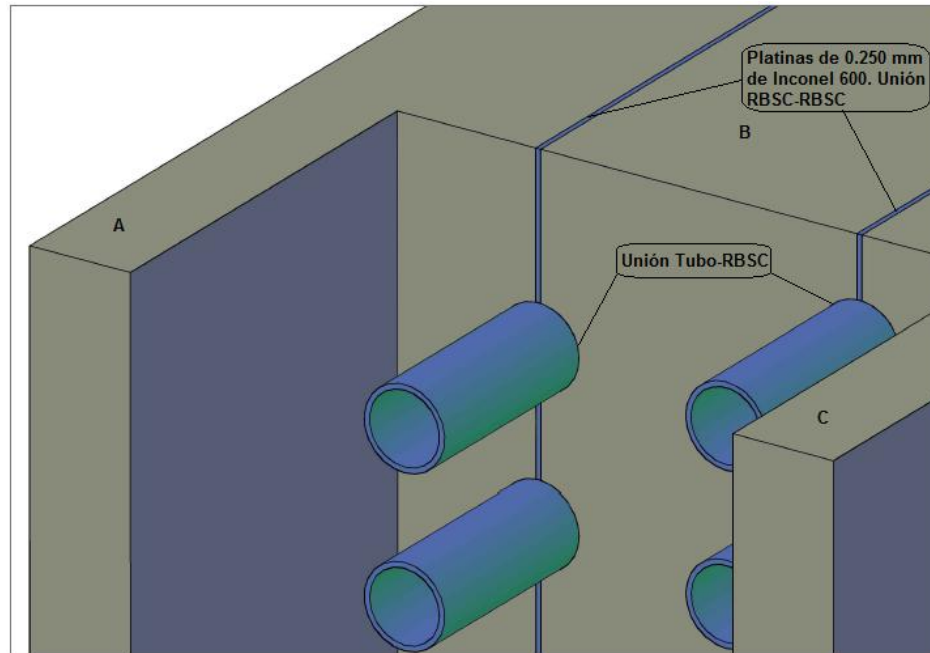


Fig. 16: Ubicación de placas de 0.25 mm en Unión RBSC-RBSC.

Posterior al proceso de maquinado de la Unión RBSC-RBSC, es necesario realizar el pulido de todas las zonas que se someterán al proceso de unión por difusión, incluyendo la superficie del tubo de Inconel. El pulido debe dejar una superficie con una rugosidad inferior a 0.4 micrómetros.<sup>21</sup>

La limpieza de todas las piezas que se unirán posteriormente debe realizarse con ultrasonido en baño de acetona.<sup>22</sup>

<sup>21</sup> Li J, Xiao P. *Fabrication and characterisation of silicon carbide/superalloy interfaces*

<sup>22</sup> Idem



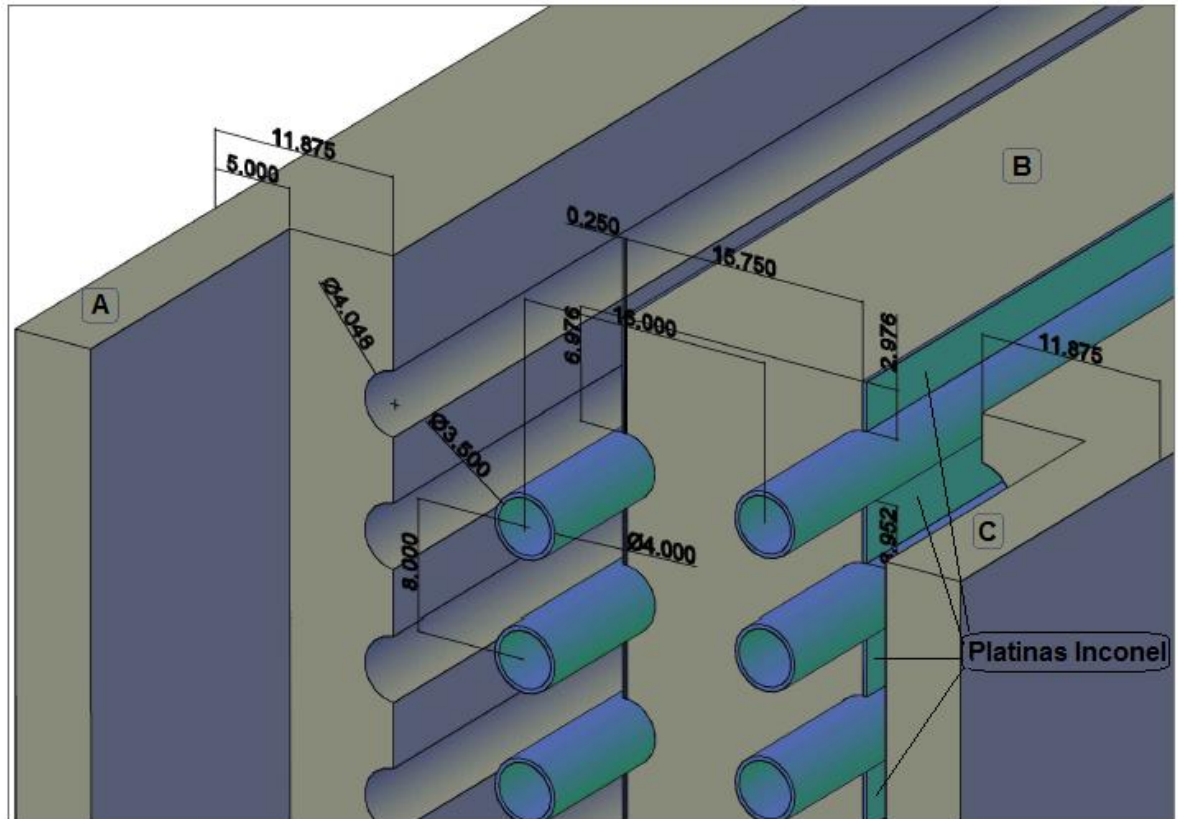


Fig. 17: Especificación de medidas para maquinado de las piezas A, B y C. Ubicación de los Tubos y Platinas.

## 1.5 Proceso de Unión por Difusión

Al inicio de este capítulo, se comentó sobre el proceso de Unión por Difusión, que fue realizado y analizado con estos mismos materiales, por los señores Junqin Li y Ping Xiao. En ese caso, emplearon piezas de Carburo de Silicio con láminas de Inconel 600 de 0.25 mm de espesor.

Siguiendo la misma rutina que en ese experimento, una vez listas las piezas para el proceso de unión, estas deben ser colocadas en horno para comenzar el ciclo de calentamiento.

El calentamiento se realizará en un ambiente de vacío de  $5 \times 10^{-5}$  mm de Hg con una velocidad de calentamiento de  $10^{\circ}\text{C}/\text{min}$  hasta los  $1080^{\circ}\text{C}$ .

En el experimento de Junqin Li y Ping Xiao, se aplicó una presión sobre la muestra de 2.2 MPa. Como el área de aplicación en el caso del sándwich es muy superior a la muestra del experimento, es necesario ejercer una fuerza de aplicación superior, para mantener las equivalencias en los procesos. Por tanto para conseguir una presión de 2.2 MPa sobre una superficie de 250 mm x 250 mm, se necesita ejercer una fuerza sobre las caras A y C de 13,750 Newton.

Para evitar la influencia del peso de las partes del sándwich que es de un 4%, las piezas deben ser colocadas de forma vertical dentro del horno y bajo esta carga.

Con el fin de mantener la forma cilíndrica del tubo de Inconel, bajo los efectos de esa presión sobre sus paredes, se debe considerar aplicar la misma presión pero en sentido contrario, es decir en el interior del tubo. De esta forma se garantiza que ocurra el proceso deseado de difusión en la zona de unión Tubo-RBSC y además su forma se adapte a la forma ovalada que presenta la media luna.

Calculando las tensiones que se producen en las paredes del tubo a 1080°C, tenemos:

$$\sigma = \frac{P \times D_{medio}}{2 \times \text{Espesor Tubo}}$$
$$\sigma = \frac{2.2 \times 10^6 \times 3.815 \times 10^{-3}}{2 \times 0.255 \times 10^{-3}}$$
$$\sigma = 164 \text{ MPa}$$

La Tensión que produce la presión de 2.2 MPa sobre las paredes del tubo, es de 164 MPa y el Límite Elástico del Inconel 600 a 1080°C es de 30 MPa.

Esto pone en evidencia que el tubo se deformará y terminará adaptándose a la forma de las medias lunas asentando toda su superficie exterior contra esta. Esto es lo que se requiere para favorecer el proceso de difusión que se necesita entre las paredes del tubo y las de las piezas de RBSC.

La presión se aplica al llegar al final de la fase de calentamiento y debe permanecer durante 30 minutos a 1080°C y posteriormente manteniendo la presión, se produce un enfriamiento a 5°C/min.

Durante el proceso de unión por difusión, como el que se muestra en la figura 19 (a) y (b), la lámina de Inconel y el tubo se fusionan en su totalidad con el Carburo de silicio, penetrando en los poros y reaccionando con sus elementos.

Finalmente, queda una fina lámina de aproximadamente 25 micrómetro de Siliciuro de Cromo ( $\text{CrSi}_2$ ) entre las piezas de Carburo de Silicio, mientras que en las zonas aledañas a la unión se observan Hierro en Siliciuro de Níquel ( $\text{NiSi}_2$ ) cubriendo los poros.

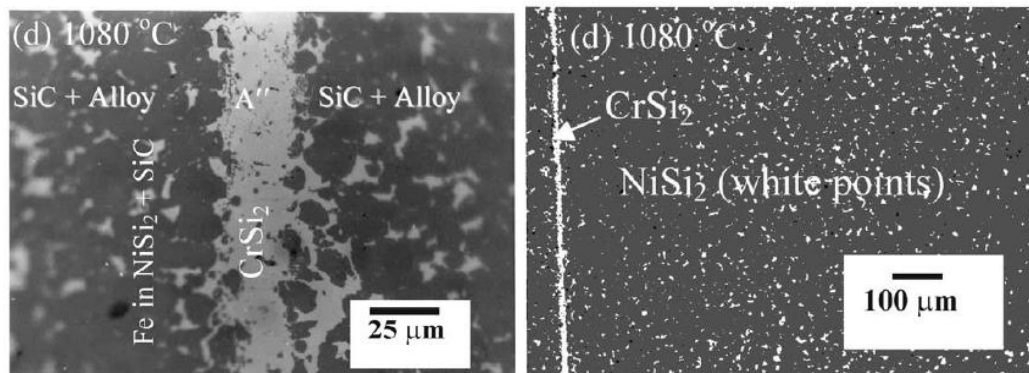


Fig. 18: Imagen Óptica de la unión por difusión, con escala a) 25 µm y b) 100 µm.

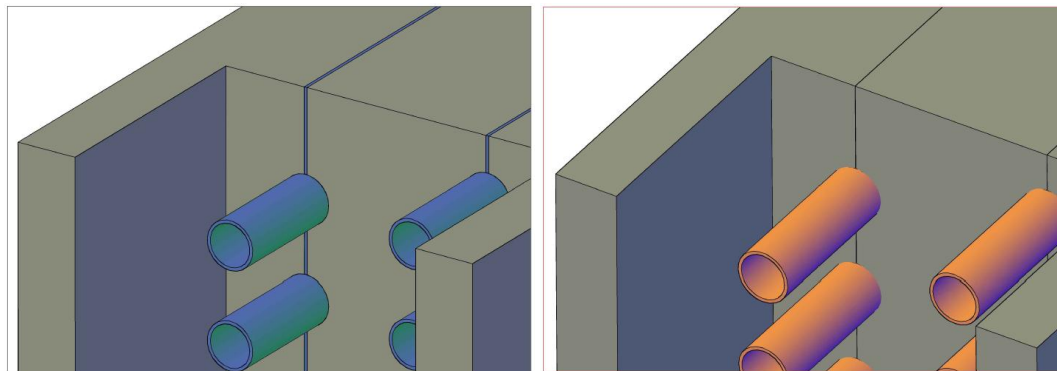


Fig. 19: a) Sándwich armado antes del proceso de difusión, b) sándwich después del proceso de difusión a 1080°C.

Por tanto en la zona donde ocurre el proceso, la porosidad de las piezas de RBSC en el entorno a un milímetro a cada lado de las uniones, es nula. Esto favorece en gran medida a las propiedades mecánicas de las piezas de RBSC justo en la unión, propiciando una zona de mayor resistencia por la carencia de porosidades en el material.

## 1.6 Terminación del Intercambiador

Una vez realizado el tratamiento térmico a la pieza, se procede a la terminación del intercambiador, para lo cual se sueldan dos sendos colectores de material Inconel 600 a los tubos, así como también la colocación mediante soldadura de las tapas del colector, como se muestra en la figura 20.

Para soldar el Inconel 600, se utiliza un procedimiento en vacío con pasta de soldar en horno.

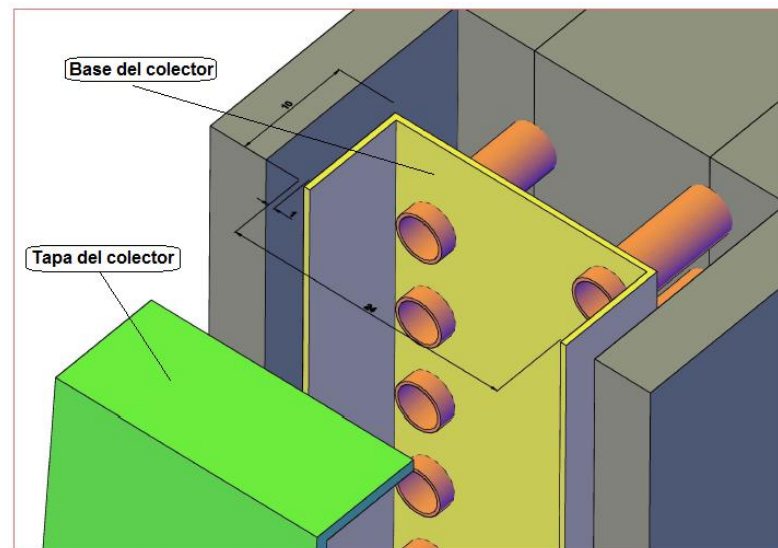


Fig. 20: Colector de entrada y salida. Medidas en mm.

El intercambiador terminado queda como se muestra en la figura 21.

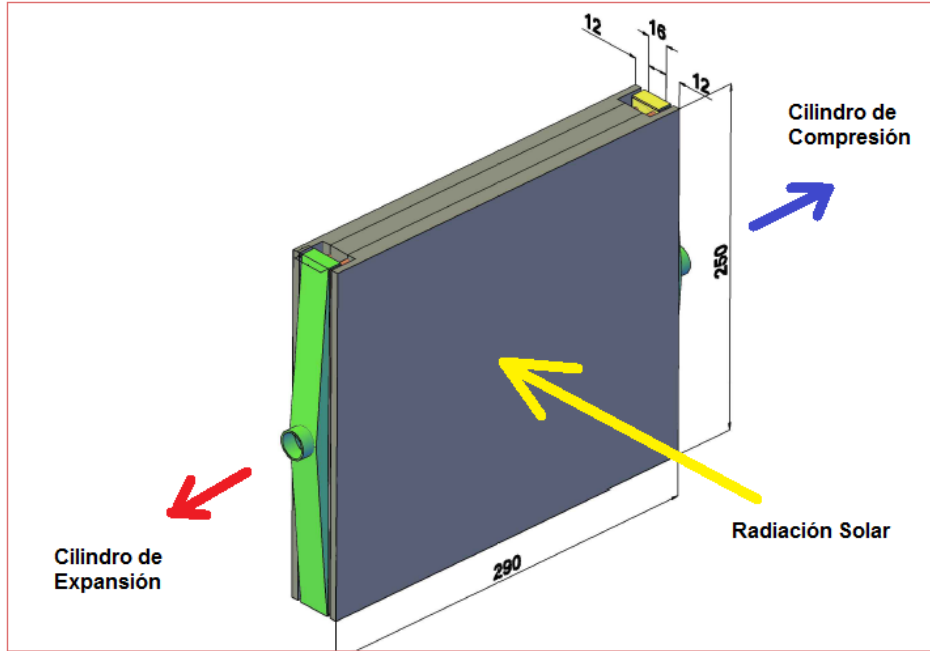


Fig. 21: Intercambiador Terminado

## **CAPÍTULO 2: *Análisis de resistencia mecánica***

---

En este capítulo, se analizarán el efecto de las tensiones que se acumulan en las piezas del intercambiador durante diferentes etapas, incluyendo el enfriamiento desde el proceso de Unión por Difusión.

Se tratarán en este orden:

- Calculo de variación de longitud relativa entre el Tubo y las piezas de RBSC.
- Análisis de Tensiones longitudinales en el Tubo. Etapa de Enfriamiento.
- Análisis de Tensión - Deformación en las piezas de RBSC. Etapa de Enfriamiento.
- Análisis de la Tensión Tangencial en la Unión Tubo-RBSC. Etapa de Enfriamiento.
- Análisis de Tensiones y deformaciones radiales sobre la unión, durante la etapa de enfriamiento.
- Análisis de Tensiones y deformaciones durante el funcionamiento del Intercambiador de Calor. Etapa de Calentamiento.
- Análisis de Tensiones-Deformaciones radiales sobre las piezas de RBSC. Etapa de Calentamiento.
- Análisis de Tensiones y deformaciones longitudinales y radiales en Piezas de RBSC. Ciclo de trabajo. Etapa de Enfriamiento

El estudio de Junqin Li y Ping Xiao, demostró que la unión SiC/Inconel 600/SiC, es capaz de soportar hasta 126 MPa de resistencia a cortante a temperatura ambiente.<sup>23</sup>

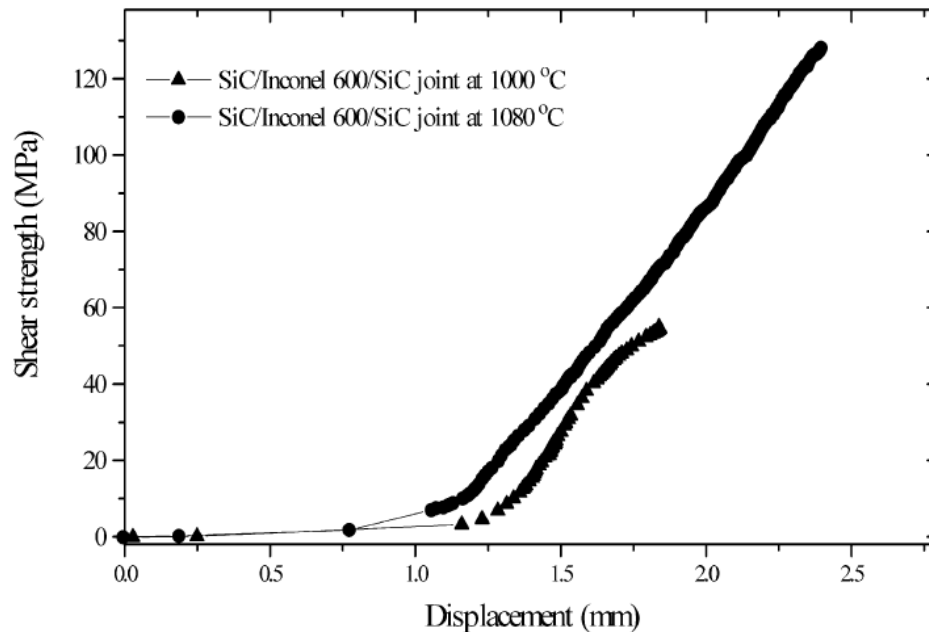


Fig. 22: Desplazamientos vs Resistencia al Corte de la unión SiC/Inconel 600/SiC.<sup>24</sup>

En la gráfica de la figura 22, se muestra la deformación de la muestra sometida a una fuerza cortante hasta su ruptura, alcanzando una deformación total de 2.4 mm aproximadamente, a temperatura ambiente. En este caso la ruptura se produjo en el sustrato de Carburo de Silicio debido a la porosidad de este último y en las zonas más alejadas de la unión, por la que la unión mantuvo su integridad incluso para esa deformación.<sup>25</sup>

Además la capa de Siliciuro de Cromo de 0.25  $\mu\text{m}$  formada en las uniones, presenta una densidad de 5.5  $\text{g}/\text{cm}^3$ , un 58% mayor al del carburo de silicio. Esto

<sup>23</sup> Li J, Xiao P. *Fabrication and characterisation of silicon carbide/superalloy interfaces*

<sup>24</sup> Ídem

<sup>25</sup> Ídem.

permite confirmar que el fallo se produce en los tubos ó en las piezas de RBSC, por tanto serán analizadas con más detenimiento.

Antes de pasar a realizar un cálculo de resistencia por las presiones a que estará sometido el intercambiador durante el funcionamiento del motor, se debe analizar que sucede durante el proceso de enfriamiento y calentamiento, debido a las diferentes magnitudes del coeficiente de dilatación térmica de ambos materiales.

A pesar de que ha ocurrido un proceso de difusión entre el tubo de Inconel y las piezas de RBSC, no podemos afirmar que no exista aun una pequeña área con material del tubo.

Es por esto que se considera para fines de cálculo una pequeña sección de tubo que afectaría en las tensiones que se producirán durante la etapa de enfriamiento justo después del proceso de unión y posteriormente durante los ciclos de calentamiento y enfriamiento de las piezas bajo una presión de trabajo en el interior de los tubos.

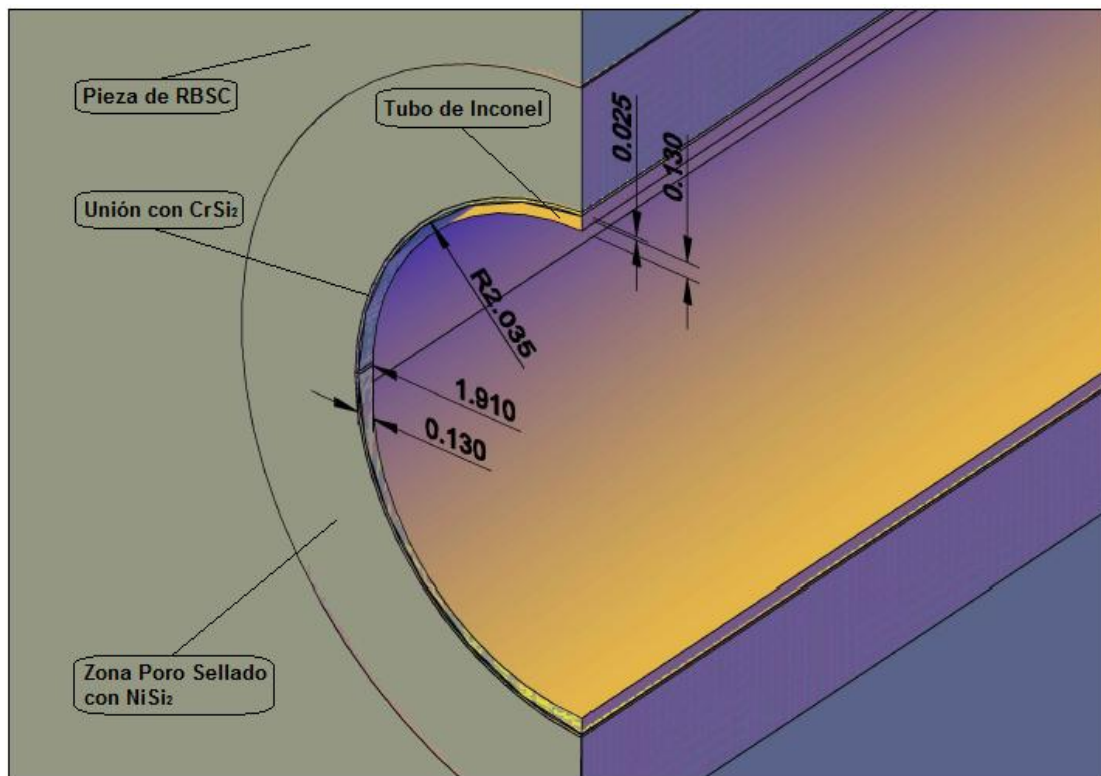


Fig. 23: Sección de Pieza con detalle de la unión Tubo-RBSC. Dimensiones en mm.



Como se explicó anteriormente, durante el proceso de calentamiento no se producen tensiones producto de la dilatación térmica, ya que en la media luna donde se alojan los tubos se consideró dejar una holgura que facilite este proceso sin generar interferencias durante esa etapa.

Una vez que comienza la etapa de enfriamiento, lo cual sucede muy lentamente ( $5^{\circ}\text{C}/\text{min}$ ) y producto de que los tubos se contraerán en mayor grado que las piezas de RBSC, se generarán tensiones y deformaciones.

Por este motivo, ocurrirán tres tipos de fenómenos en la pieza, uno que generará tensiones tangenciales o esfuerzos cortantes justo en la unión, tensiones de compresión en dirección longitudinal en las piezas de RBSC y tensiones de tracción en sentido longitudinal en los tubos.

## **2.1 Calculo de variación de longitud relativa entre el Tubo y las piezas de RBSC.**

Para realizar un análisis de las tensiones que surgen durante la etapa de enfriamiento, es necesario calcular la deformación que ocurre en las piezas.

Como los procesos de dilatación y contracción ocurren desde el centro de la pieza hacia sus extremos laterales, se traza un plano de simetría verticalmente que corta a la pieza en dos partes iguales.

La dimensión del largo de la unión Tubo-RBSC, la gobierna la dimensión de la media luna, que a  $1080^{\circ}\text{C}$ , equivale a longitud final de la las piezas de RBSC ( $L_{RBSC T}$ ). A esa temperatura, la medida que fue calculada con anterioridad, es de 251.424 mm, por tanto la mitad sería 125.712 mm. La Tabla 4 muestra las variaciones del coeficiente de dilatación lineal para el inconel 600, según un trabajo realizado por S. Raju, K. Sivasubramanian, R. Divakar, G. Panneerselvam, y otros autores.<sup>26</sup>

---

<sup>26</sup> Raju S, Sivasubramanian K, Divakara R, Panneerselvam G, et. al. *Thermal expansion studies on Inconel-600 by high temperature X-ray diffraction*

En ese trabajo, se calcula un coeficiente de expansión instantáneo, según la variación de la longitud de la muestra analizada cada 50 grados kelvin, el cual será utilizado en el presente trabajo.

$T$ (K)	$a$ ( $10^{-10}$ m)	$a$ -corrected ( $10^{-10}$ m)	$\alpha_L$ -instantaneous ( $10^{-5}$ K $^{-1}$ )	$\alpha_L$ -mean ( $10^{-5}$ K $^{-1}$ )	$\alpha_L$ -relative ( $10^{-5}$ K $^{-1}$ )
298	3.5490	3.5490	1.14	–	1.14
300	3.5491	3.5491	1.14	1.14	1.14
350	3.5509	3.5512	1.21	1.18	1.21
400	3.5528	3.5534	1.29	1.21	1.29
450	3.5549	3.5557	1.36	1.25	1.36
500	3.5570	3.5582	1.43	1.29	1.44
550	3.5593	3.5609	1.51	1.32	1.51
600	3.5617	3.5636	1.58	1.36	1.59
650	3.5642	3.5665	1.65	1.40	1.66
700	3.5668	3.5695	1.73	1.44	1.74
750	3.5695	3.5726	1.80	1.47	1.81
800	3.5724	3.5759	1.87	1.51	1.89
850	3.5753	3.5793	1.94	1.55	1.96
900	3.5784	3.5829	2.02	1.59	2.04
950	3.5816	3.5866	2.09	1.62	2.11
1000	3.5849	3.5904	2.16	1.66	2.18
1050	3.5883	3.5943	2.23	1.70	2.26
1100	3.5919	3.5984	2.30	1.74	2.33
1150	3.5955	3.6026	2.37	1.77	2.41
1200	3.5993	3.6069	2.44	1.81	2.48

**Tabla 4: Coeficientes de Dilatación para el Inconel 600 desde 298 K hasta 1200 K.**

Para el cálculo, se utilizará el coeficiente de expansión instantáneo del Inconel 600 para cada rango de temperatura y el coeficiente de expansión del Carburo de Silicio a 25°C, ya que el Carburo de Silicio presenta muy poca variación de esa propiedad física, en el rango de temperaturas en el que se realiza el tratamiento.

Suponiendo que la fuerza de rozamiento que existe en la Unión Tubo-RBSC no permite el desplazamiento entre las partes, al tubo no le queda otra opción que deformarse.

Partiendo de esta hipótesis, en el proceso de enfriamiento desde 1080° hasta 25°C, como el tubo pretenderá contraerse en mayor grado que las piezas de RBSC, actúa sobre él una fuerza de estiramiento en dirección longitudinal, la cual traerá consigo deformaciones en las paredes del tubo, que le permitirán mantenerse al régimen de contracción de las piezas de RBSC.

Mediante las siguientes ecuaciones, se calcula la deformación longitudinal que sufre el tubo durante el proceso, debido a la contracción correspondiente a la variación de temperatura.

$$L_{relativa T} = \frac{L_{RBSC T+1}}{1 + (\alpha_{Inconel T+1} - \alpha_{RBSC.T+1}) \times (T_{T+1} - T)}$$

$$\Delta L_{deformación T} = L_{RBSC T+1} - L_{relativa T}$$

Temperatura T (°C)	Coef. De Expansión Instantaneo Inconel x 10 <sup>-6</sup>	Coef. De Expansión RBSC x 10 <sup>-6</sup>	L RBSC mm	L relativa mm	ΔL <sub>deformacio</sub> mm	ΔL acum mm
25	11.4	5.4	124.998	124.986	0.063	1.864
100	12.1	5.4	125.049	125.014	0.103	1.801
200	13.6	5.4	125.116	125.062	0.121	1.699
300	15.1	5.4	125.184	125.112	0.139	1.578
400	16.5	5.4	125.251	125.161	0.158	1.439
500	18.0	5.4	125.319	125.211	0.175	1.281
600	19.4	5.4	125.387	125.260	0.194	1.106
700	20.9	5.4	125.454	125.298	0.224	0.912
800	23.3	5.4	125.522	125.360	0.229	0.687
900	23.7	5.4	125.590	125.411	0.247	0.458
1000	25.1	5.4	125.658	125.501	0.211	0.211
1080	26.4	5.4	125.712	125.712	0.000	

Tabla 5: Determinación de la variación de Longitud Instantánea del Tubo respecto a la RBSC.

La sumatoria de ΔL<sub>deformación</sub> (Deformación Instantánea), da como resultado 1.864 mm, que sería deformación total que sufre el Tubo de Inconel 600.

Debe tenerse en cuenta que los valores de  $L_{relativa}$  y  $\Delta L_{deformación}$  muestran un valor que no es medible en la práctica, solo da una dimensión equivalente al estiramiento longitudinal que sufre el tubo.

La medida de la unión Tubo-RBSC al final del proceso coincide con la dimensión de las piezas de RBSC.

Viéndolo de una forma gráfica, si se marca el tubo justo donde termina la unión con las piezas de RBSC antes del inicio del proceso de enfriamiento, la marca permanecerá en la misma posición al finalizar el mismo.

Por tanto, se puede concluir que el tubo sufrió fuerzas de tracción que evitan su desplazamiento respecto a las piezas de RBSC, mientras que las piezas de RBSC sufrieron tensiones de compresión.

## **2.2 Análisis de Tensiones longitudinales en el Tubo. Etapa de Enfriamiento.**

Para evitar la rotura en la Unión Tubo-RBSC, uno de los materiales, el Inconel o el Carburo de Silicio, debe actuar absorbiendo la energía que se genera para la deformación de 1.864 mm que fue calculada anteriormente.

Se comenzará analizando el tubo de Inconel y para ello se asumirá que tanto la unión como el sustrato de RBSC que los envuelve se mantienen rígidos sin absorber energía y esta función la tendría solamente el Inconel.

En la práctica esta hipótesis no está muy lejos de la realidad, ya que las piezas de RBSC presentan una mayor rigidez. Así mismo, la lámina de Siliciuro de Cromo que se forma en la unión, es muy rígida a esa temperatura ya que su formación es por difusión de los átomos de Cromo y de Silicio. La temperatura de fusión de este elemento intermetálico ( $CrSi_2$ ) es de  $1490^{\circ}C$ .<sup>27</sup>

---

<sup>27</sup> Tomado de: Tesis Doctoral de Narciso Romero, FJ.

Por otro lado, la temperatura a la que ocurre el proceso afecta en gran medida al Inconel y esto trae como consecuencia que sus propiedades mecánicas se vean afectadas, fundamentalmente en la primera etapa de enfriamiento hasta próximo a los 700 °C.

A continuación, se analizará como ocurre la deformación y como repercute la temperatura en las tensiones que se originan en el tubo de Inconel, suponiendo según la hipótesis anterior, que la fuerza que se origina entre el tubo y el sustrato de RBSC deformará únicamente al tubo.

En la Tabla 6, se muestran los módulos de elasticidad del Inconel 600, desde temperatura ambiente hasta los 1000°C.<sup>28</sup>

Temperature	Young Modulus	Shear Modulus	Poisson's Ratio
°C	GPa	GPa	
22	214	80.8	0.324
100	210	79.6	0.319
200	205	78.0	0.314
300	199	76.2	0.306
400	193	74.2	0.301
500	187	71.9	0.300
600	180	69.2	0.301
700	172	65.9	0.305
800	164	62.1	0.320
900	154	57.9	0.330
1000	143	53.4	0.339

Tabla 6: Módulos elásticos en función de la temperatura para el Inconel 600.<sup>29</sup>

<sup>28</sup> Manual Inconel 600

<sup>29</sup> Ídem.

De la misma manera en la figura 26 aparece una gráfica del fabricante con las propiedades mecánicas en función de la temperatura. De ella se extraerán los valores del Límite Elástico y la resistencia a la tracción para distintas temperaturas desde la ambiente hasta los 1000°C. Los valores para 1080°C se han estimado según el comportamiento de la curva que los rige.

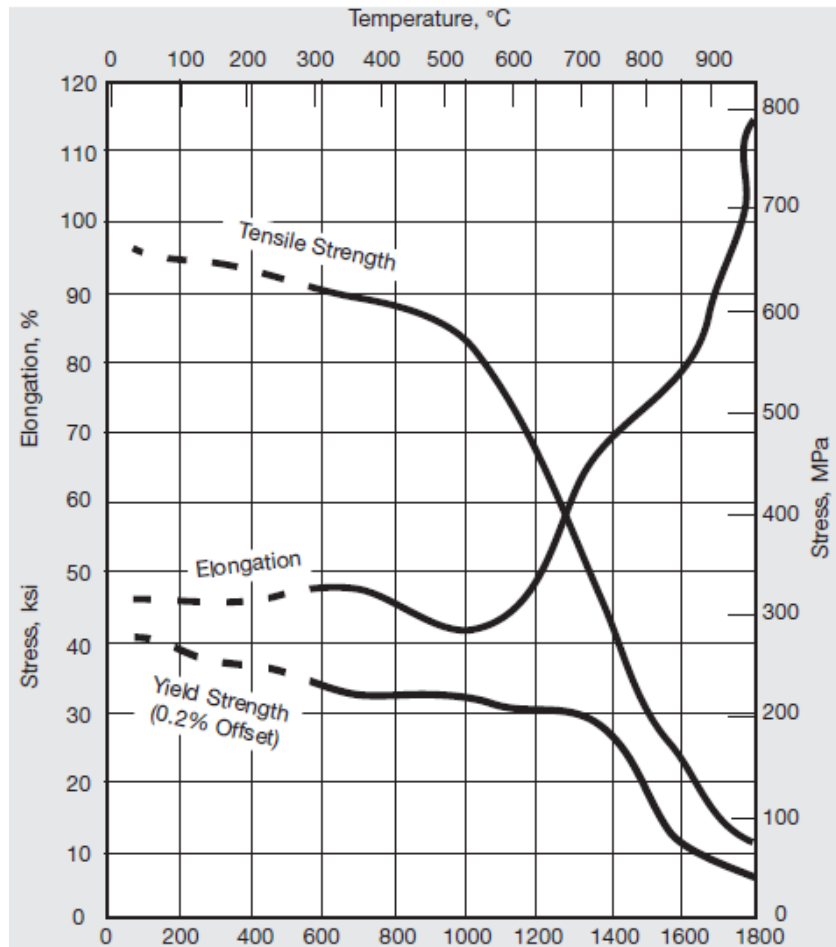


Fig. 24: Resistencia a la Tracción, Límite Elástico y Deformación para el Inconel 600 a elevadas temperaturas.<sup>30</sup>

A partir de la información anterior, se confecciona una tabla resumen de datos, con las características principales del Inconel 600 al variar la temperatura desde 1080°C hasta 25°C.

<sup>30</sup> Manual Inconel 600

Temperatura °C	Modulo de Yong E GPa	Modulo a Cortante G GPa	Coef. De Poisson's -	Límite Elastico $\sigma_y$ MPa	Resistencia a la Tracción $\sigma_u$ MPa	Coef. De Expansión Instantaneo Inconel $\times 10^{-6}$
25	214	81	0.324	280	650	11.4
100	210	80	0.319	270	640	12.1
200	205	78	0.314	250	630	13.6
300	199	76	0.306	230	620	15.1
400	193	74	0.301	210	610	16.5
500	187	72	0.300	210	600	18.0
600	180	69	0.301	200	500	19.4
700	172	66	0.305	200	350	20.9
800	164	62	0.320	110	190	23.3
900	154	58	0.330	60	100	23.7
1000	143	53	0.339	50	80	25.1
1080	132	48	0.350	30	50	26.4

Tabla 7: Resumen de las principales propiedades Térmicas y Mecánicas del Inconel 600.

Con los valores de  $\Delta L_{\text{deformación}}$  a una temperatura (T) que se toma como la deformación instantánea que cada 100 °C sufre el material, se procede al cálculo de las sollicitaciones de tensión que provocan esta deformación sobre las paredes del tubo.

Para ello se utilizará la Ley de Hooke, la cual relaciona la tensión con la deformación en la zona elástica de la curva Tensión-Deformación.

$$\sigma_{\text{instantanea } T} = E_T \times \epsilon_T$$

Donde:

$$\sigma_{\text{instantanea } T}$$

= Tensión producto de la deformación a la temperatura T

$E_T$  = Módulo de Yong a temperatura T

$$\epsilon_T = \frac{\Delta L_{\text{deformación } T}}{L_{RBSC \ T+1}} = \text{Deformación del material a temperatura T}$$

$L_{RBSC \ T+1}$  = Longitud de la unión a T + 1

Temperatura	Modulo de Yong E	$\Delta l_{\text{deformación}}$	$\epsilon (\Delta L/L_0)$	$\sigma_{\text{Instantanea}}$
T (°C)	GPa	mm		MPa
25	214	0.063	0.050%	107
100	210	0.103	0.082%	172
200	205	0.121	0.097%	199
300	199	0.139	0.111%	221
400	193	0.158	0.126%	243
500	187	0.175	0.140%	261
600	180	0.194	0.155%	279
700	172	0.224	0.179%	307
800	164	0.229	0.183%	300
900	154	0.247	0.197%	303
1000	143	0.211	0.168%	240
1080	132	0.000	0.000%	0

Tabla 8: Solicitaciones de Tensión por tracción en la sección del Tubo.

En la Tabla 8, se muestran los resultados de las tensiones que surgen en el proceso de enfriamiento de la pieza. Los valores de la columna donde se indican la tensión instantánea  $\sigma_{\text{instantanea}}$ , no son acumulativos, sino que representa la tensión al variar la temperatura desde T+1 hasta T.

La comparativa con los valores del límite elástico a diferentes temperaturas, se observa en la tabla 9.



Temperatura T (°C)	Límite Elastico $\sigma_y$ MPa	$\sigma_{Instantanea}$ MPa
25	280	107
100	270	172
200	250	199
300	230	221
400	210	243
500	210	261
600	200	279
700	200	307
800	110	300
900	60	303
1000	50	240
1080	30	0

Tabla 9: Comparativa de Tensiones por deformación y Límites Elásticos. Inconel 600.

Al analizar la gráfica del comportamiento del material durante el enfriamiento, figura 26, se aprecia que a partir de 600°C el material experimenta un incremento gradual de la capacidad de estiramiento o elongación, con un 45% desde 25°C hasta esa temperatura que a partir de ahí se incrementa rápidamente hasta más de un 110% para temperaturas por arriba de los 900°C.

En esa segunda parte de la gráfica, los valores  $\sigma_y$  y  $\sigma_u$  presentan una diferencia mínima, pero a su vez con una elongación máxima. Esto significa que el material antes de llegar al valor máximo de tensión y una vez que pierde las propiedades elásticas, soporta una gran deformación.

En la tabla 10, se observa la deformación que es capaz de soportar el Inconel 600 hasta el límite elástico. Al establecer una comparativa entre este valor y el de la deformación del material, se observa que a pesar de que se sobre pasa el límite elástico desde los 1080°C hasta los 400°C, sin embargo la diferencia en este rango no es significativa.

La deformación total es de 1.48%, un valor muy por debajo de los valores que soporta el material, por arriba del 45%.

Temperatura	$\epsilon$ Deformación Elástica: $\sigma_y/E$	$\Delta L$ elástica	Elongación Rotura	$\Delta L$ deformación	$\epsilon (\Delta L/L_0)$
T (°C)		mm	%	mm	
25	0.131%	0.164	45	0.063	0.050%
100	0.129%	0.161	45	0.103	0.082%
200	0.122%	0.153	45	0.121	0.097%
300	0.116%	0.145	48	0.139	0.111%
400	0.109%	0.136	47	0.158	0.126%
500	0.112%	0.141	43	0.175	0.140%
600	0.111%	0.139	45	0.194	0.155%
700	0.116%	0.146	65	0.224	0.179%
800	0.067%	0.084	75	0.229	0.183%
900	0.039%	0.049	90	0.247	0.197%
1000	0.035%	0.044	115	0.211	0.168%
1080	0.023%	0.029		0.000	0.000%

Tabla 10: Comparativa de deformación.

Por esta razón se deduce que al comienzo del enfriamiento, cuando la variación de longitud produce una tensión que supera el límite elástico de 50 MPa, ocurre deformación plástica que mantiene el valor de tensión en el material próximo al límite elástico, por tanto no se acumulan las tensiones porque se transforman en deformación permanente. También contribuye a esto el proceso lento de enfriamiento a 5°C por minuto.

Temperatura T (°C)	Límite Elastico $\sigma_y$ MPa	$\sigma_{Instantanea}$ MPa	Tensión Remanente MPa
25	280	107	280
100	270	172	270
200	250	199	250
300	230	221	230
400	210	243	210
500	210	261	210
600	200	279	200
700	200	307	200
800	110	300	110
900	60	303	60
1000	50	240	50
1080	30	0	

Tabla 11: Tensiones residuales durante el proceso de enfriamiento.

Como se aprecia en la Tabla 11, la tensión remanente se estima en aumento al mismo ritmo que aumentan las propiedades mecánicas con la disminución de la temperatura.

El grano fino que presenta el material seleccionado, favorece además a que durante un proceso de deformación constante y lento, los granos se desplazan unos respecto a otros si romper los enlaces, favoreciendo de esta manera el mantenimiento casi invariable de la tensión.

Finalmente a 25°C, el tubo quedará con una tensión a tracción de 280 MPa, justo el límite elástico a esa temperatura. Esta misma tensión, pero en compresión es transmitida al sustrato de RBSC.

## 2.3 Análisis de Tensión - Deformación en las piezas de RBSC. Etapa de Enfriamiento.

Para realizar este análisis, hay que identificar primeramente las fuerzas que actúan sobre el material de RBSC.

Anteriormente se identificaron las tensiones de estiramiento que surgen sobre la sección transversal del tubo durante toda la etapa de enfriamiento de la pieza. Esta tensión  $\sigma_{remanente}$ , a temperatura T, al multiplicarla por el área de la sección transversal del tubo  $A_{transv\ tubo}$ , se obtiene la fuerza de tracción generada (F), la cual resulta ser de compresión en las piezas de RBSC, por tanto:

$$F_T = \sigma_{remanente\ T} \times A_{transv\ tubo}$$

Se obtiene como resultado la siguiente tabla:

Temperatura T (°C)	Tensión Remanente MPa	Area Transversal Tubo mm <sup>2</sup>	Fuerza Tracción N
25	280	1.621	454
100	270	1.623	438
200	250	1.626	406
300	230	1.629	375
400	210	1.632	343
500	210	1.636	343
600	200	1.639	328
700	200	1.643	329
800	110	1.648	181
900	60	1.653	99
1000	50	1.657	83
1080	30	1.661	

Tabla 12: Cálculo de la Fuerza de Tracción sobre los tubos.

Para determinar la fuerza resultante de compresión sobre las piezas de RBSC, hay que multiplicar la fuerza generada, por la cantidad de tubos que se encuentran dentro de las piezas de RBSC.

En la siguiente tabla se observa este resultado.

Temperatura T (°C)	Fuerza Tracción N	Fuerza Compresión 61 Tubos N
25	454	27681
100	438	26726
200	406	24790
300	375	22850
400	343	20906
500	343	20952
600	328	20001
700	329	20050
800	181	11057
900	99	6048
1000	83	5055
1080		

Tabla 13: Fuerzas de Compresión en el RBSC

La fuerza de compresión que se ejerce sobre las piezas de RBSC, varía desde 5,055 N a 1000°C hasta 27,681 N a temperatura ambiente. Quiere decir que la máxima tensión sobre estas piezas se presenta al finalizar el proceso de enfriamiento.

Para este caso, y partiendo de la hipótesis de que el Carburo de Silicio Sinterizado mantiene invariables sus propiedades mecánicas desde 1080°C hasta la temperatura ambiente, solo se analizará el resultado de tensiones y deformaciones para esta última temperatura y por ser además donde se alcanza la fuerza de mayor magnitud.

Las tensiones que se producen dentro del material, se calcula dividiendo la fuerza de compresión total entre el área total contemplada en la sección transversal de las piezas de RBSC.

Determinación del Área de la sección transversal de las piezas de RBSC.

$$A_{RBSC} = Alto \times espesor - (\pi \times r_{RBSC}^2 \times 61)$$

$$A_{RBSC} = 0.250 \times 0.0395 - (\pi \times 0.002^2 \times 61)$$

$$A_{RBSC} = \mathbf{0.009108 \text{ m}^2}$$

Determinación de la Tensión de Compresión.

$$\sigma_{compresión} = \frac{F_{compresión}}{A_{RBSC}}$$

$$\sigma_{compresión} = \frac{27,681}{0.009108}$$

$$\sigma_{compresión} = \mathbf{3.04 \text{ MPa}}$$

El carburo de Silicio, presenta una resistencia a la compresión de aproximadamente 3,900 MPa, por lo que se intuye que los valores de tensión de compresión que se producen producto de la contracción térmica desde 1080°C hasta 25°C, no representa mayor importancia.

## 2.4 Análisis de la Tensión Tangencial en la Unión Tubo-RBSC. Etapa de Enfriamiento.

La fuerza de compresión que actúa de forma longitudinal sobre las piezas de RBSC, se transmiten a través de la unión Tubo-RBSC.

Por tanto, se calculará el valor que alcanza la tensión tangencial en esta zona y se realizará la comparación con los valores del ensayo de cortadura realizado por Junqin Li y Ping Xiao.<sup>31</sup>

Temperatura T (°C)	Fuerza Tracción N	Area Perimetral de la Unión mm <sup>2</sup>	Tensión Tangencial KPa
25	454	1588	286
100	438	1590	276
200	406	1591	255
300	375	1593	235
400	343	1595	215
500	343	1597	215
600	328	1598	205
700	329	1600	205
800	181	1602	113
900	99	1603	62
1000	83	1605	52
1080			

Tabla 14: Cálculo de la Tensión Tangencial de la unión.

Como se aprecia en la tabla 14, el valor máximo de tensión a cortadura que se presenta en la unión es de 286 kPa, mientras que la unión por difusión ensayada soporta hasta 126 MPa

<sup>31</sup> Li J, Xiao P. *Fabrication and characterisation of silicon carbide/superalloy interfaces*

## 2.5 Análisis de Tensiones y deformaciones radiales sobre la unión, durante la etapa de enfriamiento.

Otro fenómeno que ocurre durante esta etapa, es debido a las tensiones que surgen producto de la contracción en dirección radial de ambos materiales.

En este caso, sucede lo mismo que con las contracciones longitudinales, las cuales fueron analizadas anteriormente.

Partiendo de la misma hipótesis que tanto la unión Tubo-RBSC y el sustrato de RBSC permanecen sin deformaciones, se procede al análisis de las deformaciones que ocurren en el perímetro del tubo, al intentar este a adaptarse al perímetro de las piezas de RBSC.

Igualmente ocurre un estiramiento que provoca tensiones en dirección perimetral, las cuales repercuten en una presión de tracción sobre la unión Tubo-RBSC.

Temperatura T (°C)	Límite Elastico $\sigma_y$ MPa	Def. Per. Rel mm	$\epsilon_{(\Delta P/P_0)}$	Variación de Perimetro $\Delta P$ mm	Tensión Perimetral MPa	Tensión Remanente MPa	Presión Radial MPa
25	280	12.706	0.001	0.006	107	280	17.6
100	270	12.709	0.001	0.010	172	270	17.0
200	250	12.714	0.001	0.012	199	250	15.8
300	230	12.719	0.001	0.014	221	230	14.5
400	210	12.724	0.001	0.016	243	210	13.3
500	210	12.729	0.001	0.018	261	210	13.3
600	200	12.734	0.002	0.020	279	200	12.7
700	200	12.738	0.002	0.023	307	200	12.7
800	110	12.744	0.002	0.023	300	110	7.0
900	60	12.749	0.002	0.025	303	60	3.8
1000	50	12.758	0.002	0.021	240	50	3.2
1080	30	12.780	0.000	0.000		30	

Tabla 15: Determinación de la Presión radial a tracción sobre la Unión Tubo-RBSC.



En la tabla 15, se ha determinado la variación de longitud perimetral que sufre el tubo, para conseguir la deformación  $\varepsilon$  ( $\Delta P/P_0$ ) en el perímetro del tubo. Con este dato, se calcula la tensión perimetral, que como se puede observar presenta los mismos valores que las tensiones que surgen durante la deformación longitudinal.

Como mismo sucede en dirección longitudinal, las tensiones perimetrales se mantendrán con un valor cercano al límite elástico del material. Por tanto con la tensión remanente, la cual se iguala al límite elástico, se calcula la presión radial de tracción que produce el tubo sobre la unión.

$$P_{radial T} = \frac{\sigma_{remanente} \times \text{Espesor de tubo}}{r_{ext}}$$

Los valores obtenidos varían en dependencia de la temperatura, desde 3.2 MPa a 1080°C, hasta 17.6 MPa a temperatura ambiente.

Como se comentó anteriormente esta presión afecta al sustrato de RBSC más que a la propia unión, debido a que la porosidad nula de la zona aledaña a la unión evita la ruptura, por lo que es más propenso a romper por la zona porosa del sustrato de RBSC.

Comparando este valor de presión radial, que equivale a una tensión radial de la misma magnitud sobre las piezas de RBSC, con la resistencia a tracción del Carburo de Silicio con un valor de 400 MPa, se concluye que no existen posibilidades de rotura en esa dirección.

## **2.6 Análisis de Tensiones y deformaciones durante el funcionamiento del Intercambiador de Calor. Etapa de Calentamiento.**

Una vez analizado la etapa de enfriamiento después del proceso de unión por difusión a que fueron sometidas las piezas, corresponde revisar las tensiones que se producen durante la operatividad del intercambiador de calor.

El intercambiador de calor, se calienta debido a la radiación solar, hasta una temperatura máxima posible de 1000 K, ó 727°C.

Como los datos que se están utilizando para los cálculos varían de cada 100°C, se tomará como máxima temperatura para esta etapa hasta 800°C.

Para el análisis de las tensiones longitudinales, no se tendrá en cuenta la presión que ejerce el gas de Helio en el interior de los tubos, ya que no presenta mayor incidencia en esta dirección de tensiones.

Durante las fases de calentamiento, sucederá el mismo proceso que se analizó anteriormente, pero en este caso a la inversa. Como convenio de signo, se ha tomado las fuerzas de tracción como negativas y la compresión como positivas.

En la tabla 16, se muestran los cálculos de la longitud de las piezas de RBSC (L RBSC) la cual varía su dimensión producto de la dilatación térmica desde 124.998 mm hasta 125.522 mm a 800°C, para una dilatación total en la longitud de 0.524 mm.

Sin embargo observando las columnas correspondientes a la deformación del tubo, este se deforma hasta 800°C una cantidad de 1.014 mm.

Con estos datos, se obtiene la tensión correspondiente para cada rango de temperatura aplicando la Ley de Hooke. Como las piezas se encontraban con una tensión remanente desde la etapa de enfriamiento de 280 MPa, no es hasta por arriba de los 200°C que la tensión que existía a tracción, invierte su sentido para actuar a partir de ese momento como tensión de compresión. Al comparar los valores de Tensión remanente con los valores del Límite Elástico, se nota que a partir de los 400°C, se encuentran valores superiores a este límite, comenzando en el tubo una deformación plástica de compresión.

Debido a que el intercambiador, estará sometido a miles de ciclos de calentamiento y enfriamiento; y como el límite elástico se incrementa con las deformaciones plásticas acumuladas, se estimará para fines de cálculo que en

esta etapa del proceso las tensiones que se generan en el interior del tubo se igualan al valor máximo o de Resistencia a la Tracción  $\sigma_u$ .

Por esta razón, encontramos que la llamada Tensión Remanente, toma valores a partir de los 500°C equivalentes a los de Resistencia a la Tracción. La Tensión Remanente es la que se utiliza para los cálculos de resistencia.

Temperatura T (°C)	L RBSC mm	L relativa mm	$\Delta l_{\text{deformación}}$ mm	$\Delta L_{\text{acum}}$ mm	$\epsilon_{(\Delta L/L_0)}$ instantanea	$\sigma_{\text{Instantanea}}$ MPa	Tensión Remanente MPa	Límite Elastico $\sigma_y$ MPa	Resistencia a la Tracción $\sigma_u$ MPa
25	124.998	124.998	0.000	-0.164	0.000%	0	-280	280	650
100	125.049	125.061	0.063	-0.101	0.050%	106	-174	270	640
200	125.116	125.151	0.103	0.002	0.082%	168	-6	250	630
300	125.184	125.238	0.121	0.123	0.097%	193	187	230	620
400	125.251	125.323	0.139	0.262	0.111%	214	401	210	610
500	125.319	125.409	0.158	0.420	0.126%	236	600	210	600
600	125.387	125.494	0.175	0.595	0.140%	252	500	200	500
700	125.454	125.581	0.194	0.790	0.155%	267	350	200	350
800	125.522	125.679	0.225	1.014	0.179%	293	190	110	190

Tabla 16: Deformación durante Fase de Calentamiento hasta 800°C.

Como no es correcto analizar lo que sucede después del límite elástico, mediante la ecuación de la Ley de Hooke, se analiza a continuación lo que sucede con las deformaciones y en que magnitud se diferencian de las admisibles hasta el límite elástico.

Como se comentó con anterioridad, las aleaciones como el Inconel 600 presentan un elevado índice de elongación, que son capaces de soportar antes de llegar a la tensión de rotura.

En la tabla 17, se observan las magnitudes de deformación admisibles hasta el límite elástico del material y las variaciones de longitud y las deformaciones instantáneas y acumuladas del tubo desde 25°C hasta 800°C.

Para el valor inicial de variación de longitud acumulada, se ha tomado el que equivale a la tensión remanente que tiene la pieza al inicio del proceso de calentamiento, igual a 0.164 mm.

Puede apreciarse que a partir de los 300°C la deformación comienza a superar a la deformación elástica admisible, por lo que es donde comenzarán a acumularse las tensiones y la liberación de estas a través de la deformación plástica del tubo. Sin embargo, el valor de deformación final de un 0.808% es muy inferior a los límites máximos que admite el material.

Temperatura	$\Delta l_{\text{deformación}}$	$\Delta L_{\text{acum}}$	$\epsilon_{(\Delta L/L_0)}$	$\epsilon_{(\Delta L/L_0)}$	Elongación hasta Rotura	$\epsilon$ Deformación Elástica: $\sigma_y/E$	$\Delta L_{\text{elástica}}$
T (°C)	mm	mm	instantanea	Acumulada	%		mm
25	0.000	-0.164	0.000%	-0.131%	45	0.131%	0.164
100	0.063	-0.101	0.050%	-0.081%	45	0.129%	0.161
200	0.103	0.002	0.082%	0.001%	45	0.122%	0.153
300	0.121	0.123	0.097%	0.098%	48	0.116%	0.145
400	0.139	0.262	0.111%	0.209%	47	0.109%	0.136
500	0.158	0.420	0.126%	0.335%	43	0.112%	0.141
600	0.175	0.595	0.140%	0.475%	45	0.111%	0.139
700	0.194	0.790	0.155%	0.630%	65	0.116%	0.146
800	0.225	1.014	0.179%	0.808%	75	0.067%	0.084

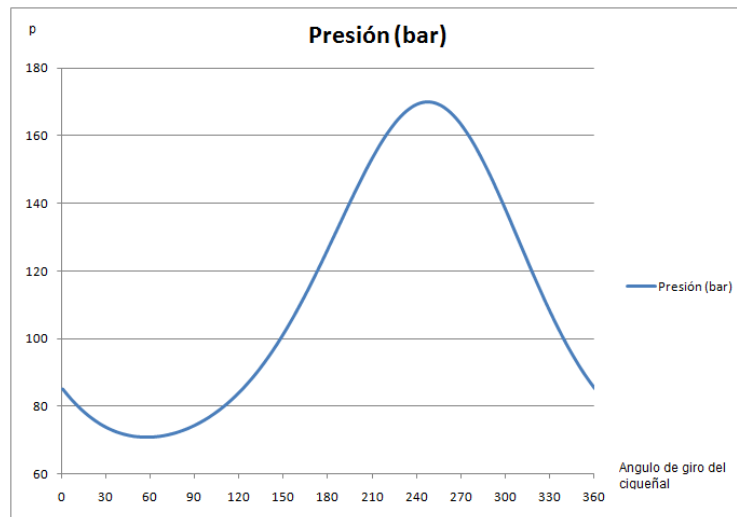
Tabla 17: Deformaciones de compresión longitudinales en el Tubo vs Deformaciones admisibles elásticamente.

## 2.7 Análisis de Tensiones-Deformaciones radiales sobre las piezas de RBSC. Etapa de Calentamiento.

Una vez analizado que los fenómenos de dilatación y contracción no representan un mayor problema para el intercambiador, corresponde revisar lo que sucede al trabajar bajo presión durante los ciclos de funcionamientos del motor. La presión que sobre las paredes de los tubos, crea fuerzas de tracción en las piezas de RBSC y precisamente el Carburo de Silicio no sobresale por sus características de

resistencias a la tracción, por lo que es muy importante verificar las magnitudes de estas tensiones.

En la figura 27, se muestra el rango de presiones a las que trabaja el Motor Stirling, la cual varía desde 70 Bares hasta 170 bares.



**Fig. 25: Comportamiento de la presión dentro del Motor Stirling.**

Primeramente, se debe analizar, la deformación que provoca la presión del gas en las paredes del Tubo y en las zonas aledañas de RBSC.

Como no existe una separación entre estos dos materiales, sino que más bien se encuentran totalmente unidos por difusión molecular, las tensiones radiales que produce el gas sobre las paredes interiores del tubo, son transmitidas hacia las piezas de RBSC.

Debido a que el módulo de Elasticidad del Inconel es menor que el del Carburo de Silicio, se evidencia la mayor rigidez de este último, por lo que será analizado para demostrar que las tensiones de tracción que se producen se encuentren dentro de los límites admisibles.

Como se aprecia en la figura 28 el tubo transmite la presión ejercida por el gas directamente al sustrato de RBSC.

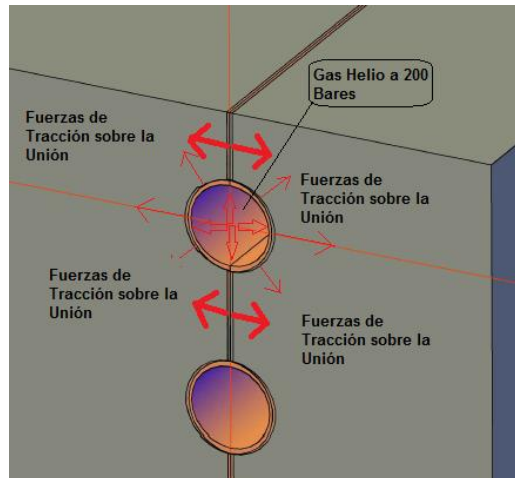


Fig. 26: Fuerzas que se ejercen sobre la Unión

Una presión de 170 bares, equivalen a 17 MPa sobre las paredes interiores del tubo.

Para determinar la fuerza que ejerce esta presión, debemos considerar que la misma se aplica desde toda la superficie exterior del tubo, por tanto, hay que tener en cuenta el área superficial del cilindro que lo conforma, definida ya anteriormente como Área Perimetral de la unión.

Por otro lado, durante la etapa de calentamiento, el incremento de la dimensión perimetral de los tubos, genera otra fuerza en esa misma dirección, que se suma a la anterior.

Aunque la presión del gas depende también de la temperatura de trabajo del motor, asumiremos el valor máximo de presión desde los 25°C hasta los 800°C.

Es necesario recordar, que en esta misma dirección radial, se acumularon tensiones de compresión debido a la contracción del tubo durante la etapa de enfriamiento después del proceso de difusión. Cabe entender que durante la etapa de calentamiento nuevamente estas tensiones disminuirán por lo que en la primera etapa de calentamiento tendrán valor negativo.

La presión que se ejerce sobre la pared del tubo es de forma radial, sin embargo lo que nos interesa es solo la componente de la fuerza que actúa perpendicular a la unión que existe entre las tres piezas de RBSC.

Por tanto para el cálculo de la fuerza resultante, hay que considerar el área efectiva del cilindro que forma el tubo, la cual se reduce a la multiplicación del diámetro exterior del tubo por el largo, en este caso sería el área equivalente a un rectángulo de altura igual al diámetro y largo igual al largo del tubo.

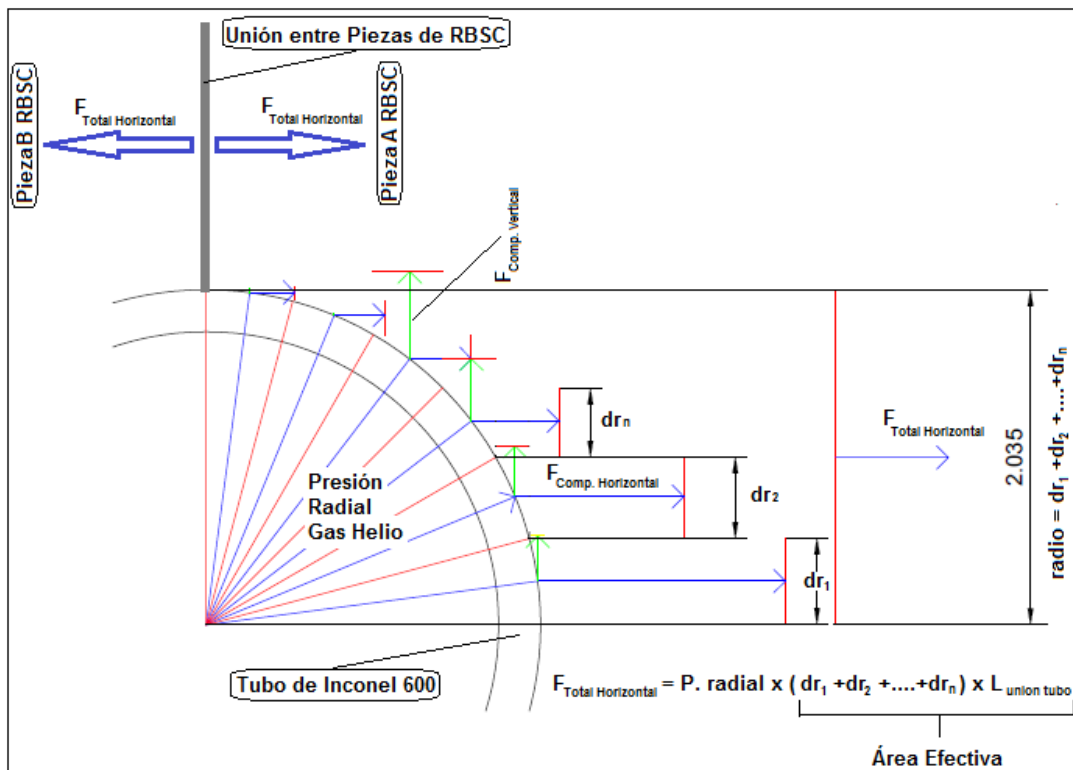


Fig. 27: Esquema de la distribución de Fuerzas sobre las Uniones de las piezas de RBSC.

Por tanto:

$$F_{resultante} = \text{Presión Gas} \times A_{efectiva}$$

$$F_{resultante} = \text{Presión Gas} \times D \times L \times Nt$$

$$F_{resultante} = 17,000,000 \times 3.91 \times 10^{-3} \times 124.802 \times 10^{-3} \times 31$$

$$F_{resultante} = 257 \text{ kN}$$

Temperatura	Presión Radial	Fuerza Resultante DT	Fuerza Resultante Gas	Fuerza Resultante Final
T (°C)	MPa	KN	KN	KN
25	-17.7	-277.8	257.0	-20.8
100	-11.0	-172.8	257.0	84.2
200	-0.4	-6.0	257.0	251.0
300	11.9	186.5	257.0	443.5
400	25.5	400.8	257.0	657.8
500	38.1	601.0	257.0	858.0
600	31.8	502.1	257.0	759.1
700	22.3	352.4	257.0	609.4
800	12.1	191.9	257.0	448.9

Tabla 18: Fuerzas resultantes en dirección perpendicular a la Unión RBSC-RBSC.

En la tabla 18, se calculan los valores de las fuerzas en dirección perpendicular a la unión RBSC-RBSC. Los valores están multiplicados por la cantidad de tubos por unión, que suman 31 tubos. La fuerza resultante final, varía entre los -20.8 KN a 25°C debido a la tensión remanente al comienzo de esta etapa, con un máximo de 858 KN a 500°C.

Así mismo, las tensiones que se utilizaron para los cálculos del tubo, fueron las equivalentes a los de la Resistencia a la Tracción.

Con el valor máximo de fuerza calculado, se procede a obtener los esfuerzos que se producen en la unión RBSC-RBSC, dividiendo entonces por el área que se encuentra en contacto.

Para determinar el área de contacto, se le resta al área total de la sección longitudinal a los tubos, el área efectiva de los tubos:



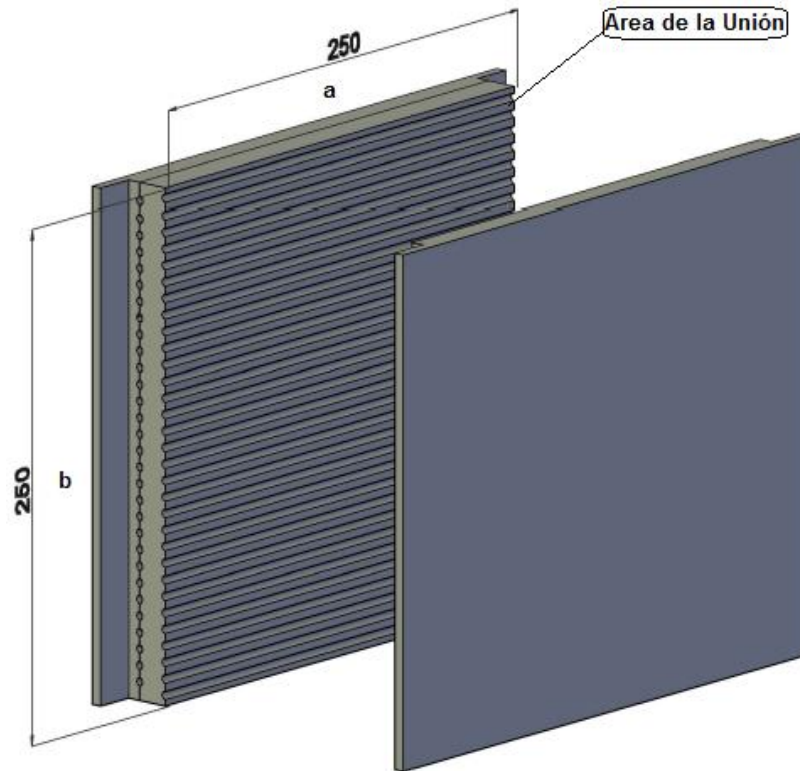


Fig. 28: Área de la Unión

$$A_{unión} = a \times b - A_{efectiva}$$

$$A_{unión} = 0.250 \times 0.250 - (3.91 \times 10^{-3} \times 124.802 \times 10^{-3} \times 31)$$

$$A_{unión} = \frac{0.0473}{2} = 0.02365 \text{ m}^2$$

La Tensión que surge en la unión es:

$$\sigma_{unión} = \frac{F_{resultante}}{A_{unión}}$$

$$\sigma_{unión} = \frac{858,000}{0.02365}$$

$$\sigma_{unión} = 36.3 \text{ MPa}$$

Como se aprecia en el resultado, la tensión resultante que actúa en tracción sobre la unión es de 36.3 MPa. Es un valor relativamente bajo, que no afectaría en la integridad de los materiales utilizados, con una magnitud 10 veces menor a los índices de resistencia que presentan tanto el Carburo de Silicio como la unión ensayada por Junqin Li y Ping Xiao<sup>32</sup>, de alrededor de los 400 MPa.

## 2.8 Análisis de Tensiones y deformaciones longitudinales y radiales en Piezas de RBSC. Ciclo de trabajo. Etapa de Enfriamiento

Aunque ya se analizó anteriormente una etapa de enfriamiento, no es conveniente tomar esos valores como los definitivos durante el ciclo de trabajo del intercambiador, debido a que las propiedades mecánicas del Inconel 600, irán modificándose.

Temperatura	$\Delta l_{deformación}$	$\Delta L_{acum}$	$\epsilon (\Delta L/L_0)$	$\sigma_{Instantanea}$	Tensión Acumulada	Tensión Remanente	Límite Elastico $\sigma_y$	Resistencia a la Tracción $\sigma_u$
T (°C)	mm	mm		MPa	Mpa	MPa	MPa	MPa
25	0.063	1.093	0.050%	107	1599	650	280	650
100	0.103	1.030	0.082%	172	1492	640	270	640
200	0.121	0.927	0.097%	199	1320	630	250	630
300	0.139	0.806	0.111%	221	1121	620	230	620
400	0.158	0.667	0.126%	243	900	610	210	610
500	0.175	0.510	0.140%	261	657	600	210	600
600	0.194	0.334	0.155%	279	396	476	200	500
700	0.224	0.140	0.179%	307	117	197	200	350
800	-0.084	-0.084	-0.067%	0	-190	-190	110	190

Tabla 19: Deformaciones y Tensiones durante la etapa de Enfriamiento. Ciclos de trabajo.

En la tabla 19, se aprecian los resultados de Tensión instantánea por cada 100°C, la acumulada y la tensión remanente, que corresponde con la tensión que presentan las paredes del tubo. Esta última se y por seguridad para los cálculos,

<sup>32</sup> Li J, Xiao P. *Fabrication and characterisation of silicon carbide/superalloy interfaces*

se ha igualado a la tensión de Resistencia a la Tracción, a partir de que el material sobrepasa el límite elástico.

Esto trae como consecuencia que al final de la etapa, el tubo se encuentra con una tensión remanente de 650 MPa. Aunque se estima que en la práctica esto no sucederá así, debido fundamentalmente porque el tubo presenta una pared muy delgada que no soportaría dicha tensión, pero a fin de corroborar que las piezas más susceptibles a roturas sean capaces de soportar, estos niveles de tensión en los tubos, actuando en este caso a tracción sobre los mismos.

Lo más importante del efecto de estas tensiones en los tubos, corresponde a cómo afecta a la unión RBSC-RBSC, así como a la unión Tubo-RBSC.

La segunda, es la más susceptible a rotura, ya que se encuentra en esta etapa a tracción, debido a la contracción que experimentaron desde 800°C hasta la temperatura ambiente.

Temperatura	Fuerza Tracción Long	Fuerza Paredes Lat 61 Tubos	Tensión Tangencial	Presión Radial	Fuerza Resultante DT	Fuerza Resultante Gas	Fuerza Resultante Final
T (°C)	N	N	KPa	MPa	KN	KN	KN
25	1060	64678	668	41.3	646.8	-257.0	389.8
100	1045	63763	658	40.6	637.6	-257.0	380.6
200	1031	62876	648	40.0	628.8	-257.0	371.8
300	1016	61996	638	39.4	620.0	-257.0	363.0
400	1002	61121	628	38.8	611.2	-257.0	354.2
500	988	60251	619	38.2	602.5	-257.0	345.5
600	785	47911	492	30.4	479.1	-257.0	222.1
700	326	19878	204	12.6	198.8	-257.0	-58.2
800	-315	-19222	-197	-12.2	-192.2	-257.0	-449.2

Tabla 20: Variación de las principales fuerzas y tensiones en función de la temperatura de enfriamiento.

La tabla 20 representa las principales fuerzas y tensiones que afectan a las piezas. La Fuerza de Tracción Longitudinal, corresponde a la fuerza que provocan las tensiones de tracción en el tubo, las cuales actúan finalmente en la unión Tubo RBSC. Esta fuerza repercute en una Tensión Tangencial de hasta 668 KPa a

temperatura ambiente. No es un valor elevado para una resistencia a cortante que presenta la unión de hasta 126 MPa.

Esa misma fuerza de tracción, al transmitirse a través de la unión, actúa comprimiendo al sustrato de RBSC en dirección longitudinal, actuando con una fuerza de hasta 64.678 KN. Si se divide este valor por el área transversal de las tres piezas de RBSC, se obtiene una tensión de compresión de 7.1 MPa. Tampoco representa un valor elevado para la capacidad del carburo de silicio bajo sollicitaciones de compresión.

Por otro lado, la Presión Radial que en este caso actúa a tracción contra la unión Tubo-RBSC, presenta valores algo más elevados, hasta los 41.3 MPa., sin embargo la resistencia a la tracción del RBSC suele estar por el orden de los 400 MPa.

En cuanto a la Fuerza resultante Final, que es la suma de la Fuerza que produce el gas en un sentido y la fuerza que produce la contracción del tubo en otro, muestra unos valores inferiores a los ya calculados con anterioridad, por lo que no es necesario realizar nuevamente el cálculo de su efecto en las uniones RBSC-RBSC. Precisamente el gas contrarresta los efectos de la tensión de la contracción del tubo y la resultante en este caso actúa comprimiendo la unión.

## **2.9 Conclusiones**

Es posible concluir que bajo las condiciones más críticas de tensiones internas en los tubos y en cualquiera de las modalidades de trabajo del intercambiador, las piezas de carburo de Silicio RBSC, resisten con buen margen las exigencias de resistencia.

No obstante, y como se comentó al inicio de esta parte del trabajo, podría darse el caso de que durante el proceso de unión por difusión, las paredes del tubo reaccionen al 100% con las paredes de RBSC. De tal manera, estos cálculos carecerían de validez, ya que las exigencias en el caso visto, corresponden justamente a la acción de los tubos dentro de las piezas de RBSC. Sería el

modelo ideal, poder obtener ese resultado en el intercambiador, ya que además se evitarían las tensiones residuales que se manifiestan en los cálculos realizados.

También se estima que de no ser así, los ciclos de funcionamiento producirán que los tubos lleguen rápidamente a un límite de fatiga, que producirá algún fraccionamiento interno, probablemente en varias partes a lo largo del mismo. Esto ayudaría a evitar las tensiones y no dañaría en ningún caso a las prestaciones del Intercambiador. Las paredes internas de las medias lunas, contienen Siliciuro de Cromo y Siliciuro de Níquel cubriendo la porosidad del material, por lo que no hay posibilidades de escape de gas.

Por otro lado, se puede apreciar en este último análisis que las tensiones residuales al llegar a la temperatura ambiente son bastante elevadas, las mismas actuarán en sentido contrario cuando se inicie el próximo ciclo de calentamiento.

Por tanto las condiciones iniciales que se analizaron en la etapa de calentamiento anterior, resultan más desventajosas que las presentes en un segundo ciclo a partir de este último.

## **CAPÍTULO 3. *Análisis Termodinámico.***

---

### **3.1 Principio de Funcionamiento**

Para lograr entender de forma didáctica el funcionamiento del ciclo y del desplazamiento del fluido de trabajo y de los pistones dentro del motor, se realiza una analogía partiendo del razonamiento de que el proceso ocurre dentro de un cilindro con dos pistones en los extremos, los cuales se trasladan en movimiento oscilatorio en desfase de 90 grados uno respecto al otro. Este movimiento en desfase, provoca que en una etapa del ciclo ambos pistones realizan una compresión, producto de una disminución del volumen dentro de la cámara cuando se desplazan en sentido contrario y acercándose uno respecto al otro y en otra etapa del ciclo ocurra una expansión del fluido de trabajo, producto de un aumento del volumen dentro de la cámara cuando se desplazan alejándose uno respecto del otro. Durante la compresión hay que extraer calor y durante la expansión hay que suministrarlo. El desfase de 90 grados, provoca que el fluido de trabajo se desplace de un lado a otro, y esto es lo que permite el paso a través del regenerador y a través de los intercambiadores de calor.

En la práctica y en los motores tipo alfa, como el SOLO 161, debido a exigencias de diseño, el cilindro en lugar de ser uno, son dos formando un ángulo de 90 grados de forma que se puedan interconectar ambos pistones a través del mecanismo de biela y cigüeñal, además de que esto permite la extracción del calor en uno y el suministro del calor en el otro. Por esta razón cuando se habla de compresión y de expansión es referente a todo el volumen que ocupa el fluido de trabajo, en ambos cilindros más el que ocupa en el regenerador y en los intercambiadores de calor, llamándole volumen muerto a este último espacio.

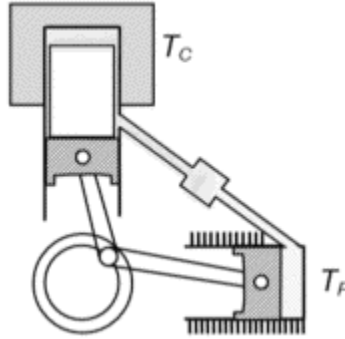


Fig. 29: Representación de cilindro caliente  $T_c$  y frío  $T_f$ .

Con este razonamiento, se procede a realizar una breve explicación del funcionamiento del ciclo ideal termodinámico.

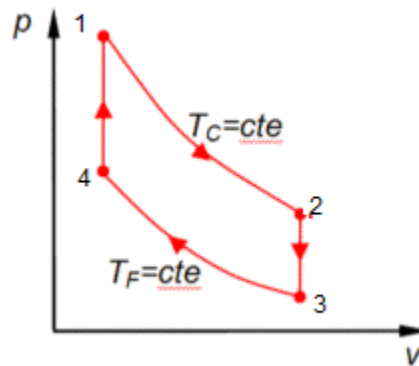


Fig. 30: Representación de diagrama PV. Stirling.

El proceso de 3-4, es una compresión isotérmica, en el cual hay un aumento de la presión y disminución de volumen a temperatura constante. El calor es entregado por el fluido en el intercambiador de compresión al líquido de refrigeración, es por ello que se mantiene la temperatura constante durante el proceso de compresión. En esta etapa se toma energía del volante de inercia del motor.

El proceso 4-1, es un calentamiento isocórico, es decir a volumen constante, en donde el fluido de trabajo durante su paso a través del regenerador, absorbe calor. De no existir regenerador, el 100% de esta energía sería absorbida desde la

fuentes de calor externa, es por ello que el regenerador es sumamente importante en el ciclo Stirling, para lograr una elevada eficiencia del sistema. En la realidad, al no ser el regenerador perfecto, el aumento de la temperatura hasta el punto 3 se logra con el calor absorbido desde la fuente externa, en el intercambiador de calor caliente.

En el proceso 1-2 ocurre una expansión isotérmica, es decir hay una disminución de la presión y un aumento del volumen a temperatura constante, sin embargo un aumento de volumen y por tanto una disminución de la presión, traería como consecuencia una disminución de la temperatura. Esto no ocurre ya que durante esta etapa del proceso ocurre el aporte de calor al fluido en el intercambiador caliente, calor que es aportado por la fuente externa. Por ende, en esta etapa del ciclo el calor absorbido se convierte en trabajo, en forma de energía cinética la cual se acumula en el volante de inercia. Finalmente, el proceso se cierra con un enfriamiento isocórico en el tramo de 2 a 3, donde hay una disminución de la presión a volumen constante, ocurriendo un intercambio de calor entre el fluido y el regenerador, tal como ocurre en el proceso 2-3, pero en este caso el fluido cede calor al regenerador.

### **3.2 Motor SOLO 161**

En el caso de los proyectos de discos Stirling de Eurodish, se están utilizando el motor SOLO 160 y su evolución SOLO 161, de fabricación alemana. Cuenta con una cilindrada de 160 cm<sup>3</sup> con configuración tipo alfa y dos cilindros, uno de potencia y otro que actúa como compresor. Se encuentran colocados en serie respecto al receptor y regenerador, (*cilindro caliente – receptor – regenerador – cilindro frío*).



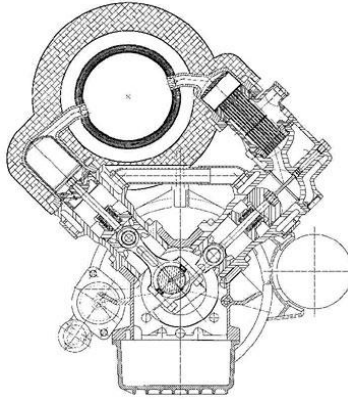


Fig. 31: corte transversal del Motor SOLO 161

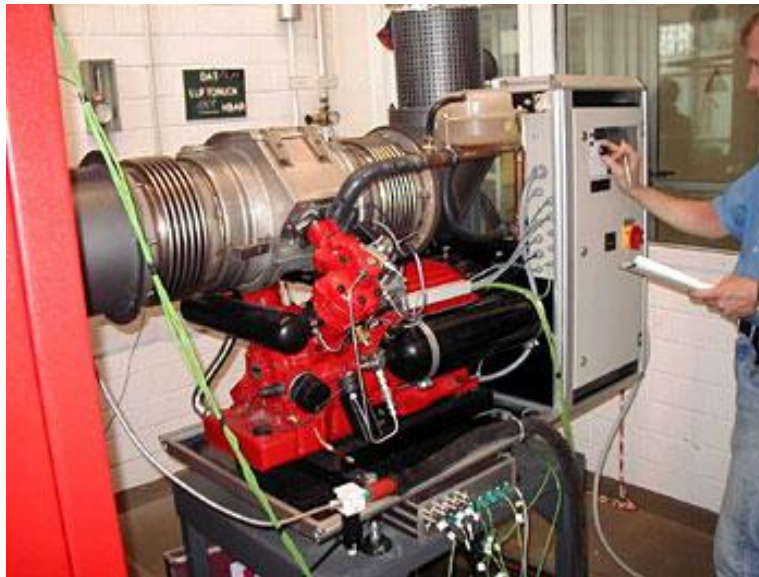


Fig. 32: Motor Stirling en banco de prueba.

Este motor, utiliza como fluido de trabajo gas de Helio en un sistema cerrado entre 20 y 200 bares. El control de velocidad o de giro del motor, se realiza regulando esta presión.

#### Datos del motor SOLO 161

- Longitud 1280 mm
- Profundidad 700 mm

- Altura 980 mm
- Peso 460 kg
- Potencia eléctrica 10 kW
- Diseño Dos cilindros en V
- Capacidad del cilindro 160 cm<sup>3</sup>
- Gas de trabajo Helio ó Hidrógeno
- Presión de operación máxima 150 bar
- Velocidad de giro nominal 1500 r.p.m
- Quemador auxiliar 16-40 kW (Gas natural)

### 3.3 Análisis Energético

En el caso que nos ocupa, el flujo de la energía en forma de calor fluye a partir del receptor solar, pasando al fluido de trabajo en el proceso de expansión del gas, como se explicó anteriormente.

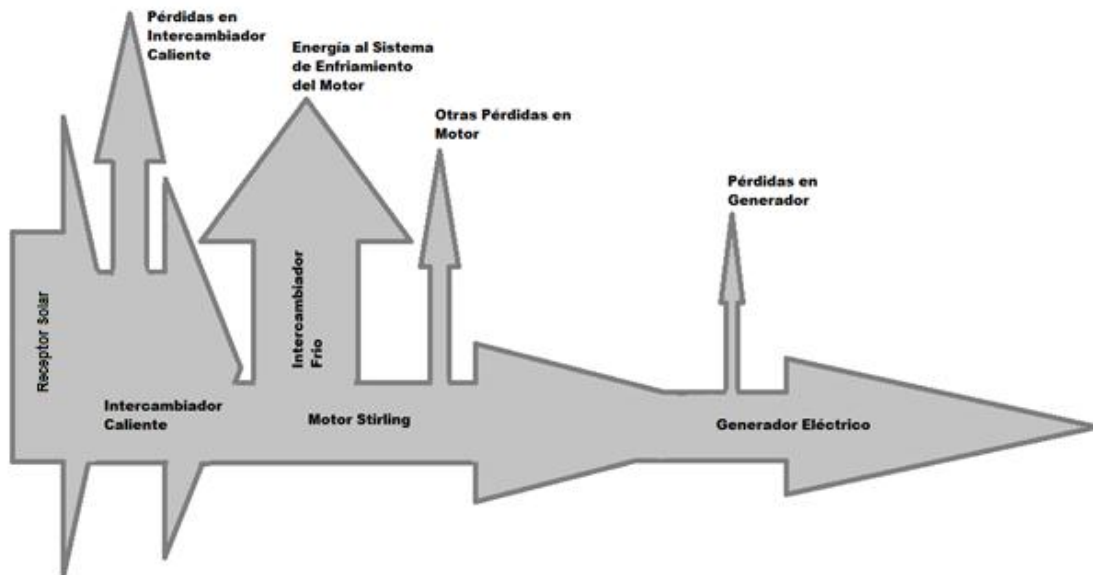


Fig. 33. Flujo de energía

En la figura 33, se muestra y sus pérdidas relacionadas a cada elemento del sistema, hasta ser entregada en forma de energía eléctrica por el generador.

### 3.4 Pérdidas de Energía en un Motor Stirling.

En un motor Stirling, ocurren pérdidas de energía las cuales son detalladas a continuación<sup>33</sup>:

- **Energía disipada debido a la caída de presión en los Intercambiadores de Calor.**

La caída de presión debido a la fricción y a los cambios de sección en los intercambiadores, viene dada por la ecuación:

$$\Delta p = \frac{-2 \times f_r \times \mu \times G \times V}{A \times d^2 \times \rho}$$

Donde G es el flujo másico del fluido de trabajo por unidad de área ( $\text{kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ ), d es el diámetro hidráulico (m),  $\rho$  la densidad del fluido ( $\text{kg.m}^{-3}$ ), V el volumen ( $\text{m}^3$ ) y  $f_r$  es el factor de fricción Reynolds.

La generación interna de calor ocurre cuando el fluido de trabajo es forzado en su movimiento contra las fuerzas aerodinámicas de fricción, cuyo valor viene determinado por la siguiente ecuación:

$$d\dot{Q} = \frac{\Delta p \times \dot{m}}{\rho}$$

Vale resaltar, que aunque esta pérdida está considerada dentro de “otras pérdidas”, se ha estudiado en otros trabajos, que es la que más influye en las prestaciones del motor Stirling. Al estar relacionada directamente con el llamado volumen muerto ( $V_m$ ), el aumento de éste término perjudica notablemente el trabajo absorbido ó de expansión ( $W_{\text{abs}}$ ), provocando una disminución del trabajo neto ( $W_{\text{neto}}$ ). Es objetivo del presente trabajo, estudiar la relación entre el volumen muerto y la potencia suministrada por el motor, lo cual será evaluado en el capítulo próximo.

---

<sup>33</sup> Tlili I, Timoumi Y, Nasrallah SB. *Analysis and desing consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application*

➤ **Pérdidas de Energía debidas a conducción Interna.**

Debido a la conductividad interna entre las partes calientes y frías, se genera esta pérdida de energía, la cual es directamente proporcional a la diferencia de temperatura a la salida del intercambiador, según las expresiones siguientes:

$$\dot{Q} = \frac{k \times A \times (T_c - T_f)}{L}$$

Esta pérdida ocurre en los intercambiadores y en el regenerador, donde k es el coeficiente de conducción del calor ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ), A es el área efectiva del intercambiador ( $\text{m}^2$ ) y L la longitud efectiva del intercambiador (m).

➤ **Pérdidas por conducción externa.**

Las pérdidas por conducción externa se dan en el regenerador, ya que este no es adiabático y se especifican con el coeficiente de efectividad del regenerador  $\varepsilon \leq 1$ , definido como la relación entre el calor cedido por el fluido al regenerador en su camino hacia el cilindro de compresión y el calor recibido por el gas desde el regenerador en su movimiento hacia el cilindro de expansión. De aquí se deduce que si no estamos en el caso ideal  $\varepsilon=1$ , el calor robado por el regenerador no se restituirá por completo en su movimiento de vuelta. La energía perdida por conducción externa es:

$$Q' = ((1 - \varepsilon) \times (dQ_1 + dQ_2))$$

➤ **Pérdidas asociadas al desplazamiento del émbolo.**

El movimiento del pistón entre el espacio caliente y frío introduce otro mecanismo de transferencia de calor en los motores Stirling, sobre todo en los motores tipo beta. El pistón absorbe una cierta cantidad de calor de la superficie caliente que transporta hasta la zona fría, cuyo valor se presenta por la expresión:

$$\dot{Q} = \frac{0.4 \times Z^2 \times k \times D}{J \times L_d} \times (T_c - T_f)$$

donde  $J$  es el espacio anular entre el pistón y el cilindro (m),  $k$  es la conductividad térmica del pistón ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ),  $D$  el diámetro del pistón (m),  $L_d$  la longitud del pistón en (m) y  $Z$  su carrera de desplazamiento (m).  $T_c$  y  $T_f$  las temperaturas (K) en los espacios de arriba y de abajo del pistón.

➤ ***Pérdidas en el generador eléctrico.***

El flujo de la energía continúa en forma de trabajo en el eje del motor, el cual va acoplado a un generador. El generador introduce una pérdida por disipación de calor fundamentalmente, producto del paso de la corriente por los conductores, así como de las pérdidas por rozamientos en los rodamientos de los ejes.

### **3.5 Obtención de Datos**

Para realizar un balance lo más real posible, se analizarán los datos reales de un motor Stirling SOLO 161.

Se toma como punto de partida una investigación de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros de la Universidad de Sevilla<sup>34</sup>, en Feb-2008, donde se encuentra operando una unidad de Discos Stirling de 10kW con el motor SOLO 161. Los datos que disponemos, son las presiones de trabajo durante el ciclo, así como los volúmenes y las temperaturas del fluido a través de los intercambiadores de calor del sistema.

Debido al poco desarrollo de estos tipos de motores, contamos con muy poca información a partir de las cuales poder realizar cálculos los más cercanos a la realidad posible. Por ello se ha desarrollado para este trabajo, una metodología para la extracción de los datos a partir de la información que se mencionó anteriormente.

En el mencionado documento se muestran los siguientes resultados en forma de gráficos.

---

<sup>34</sup> Losada San José, J. Proyecto Fin de Carrera: *Análisis de un sistema de disco parabólico con motor Stirling.*

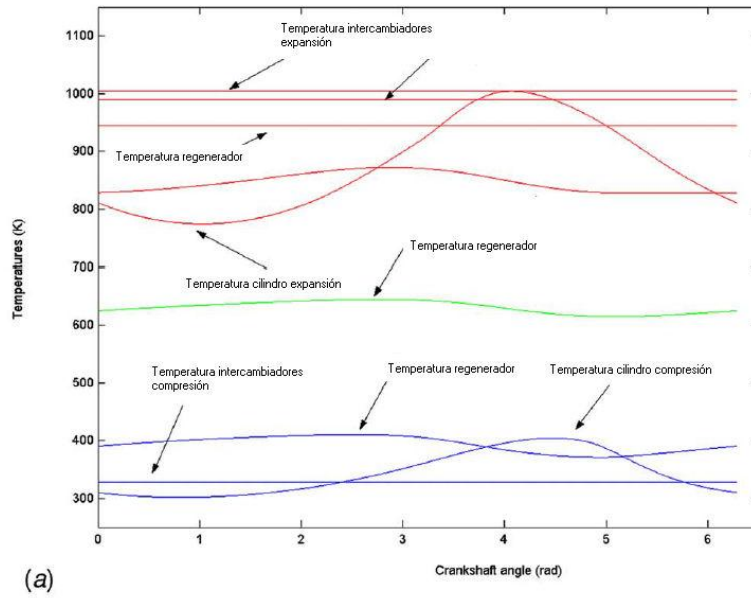


Fig. 34: Gráfica de Temperaturas según la posición del cigüeñal en radianes.

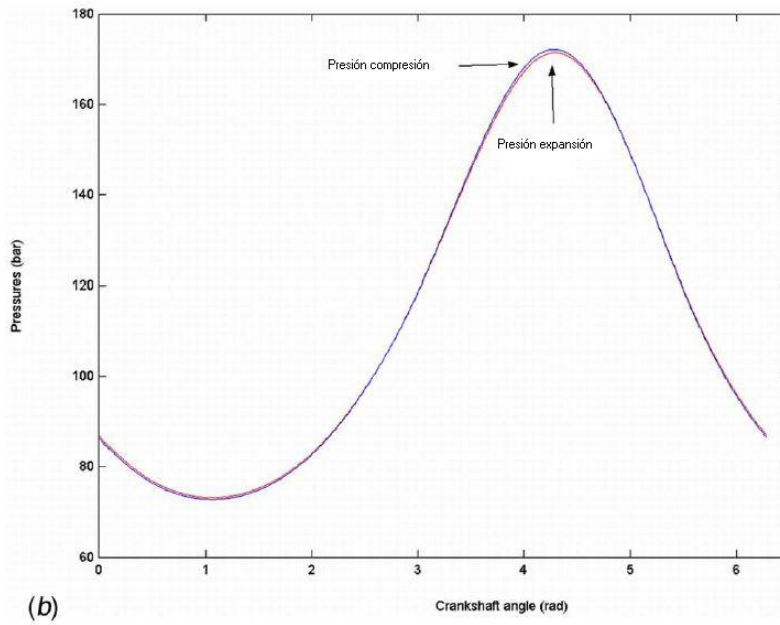


Fig. 35: Gráfica de Presiones según la posición del cigüeñal en radianes.

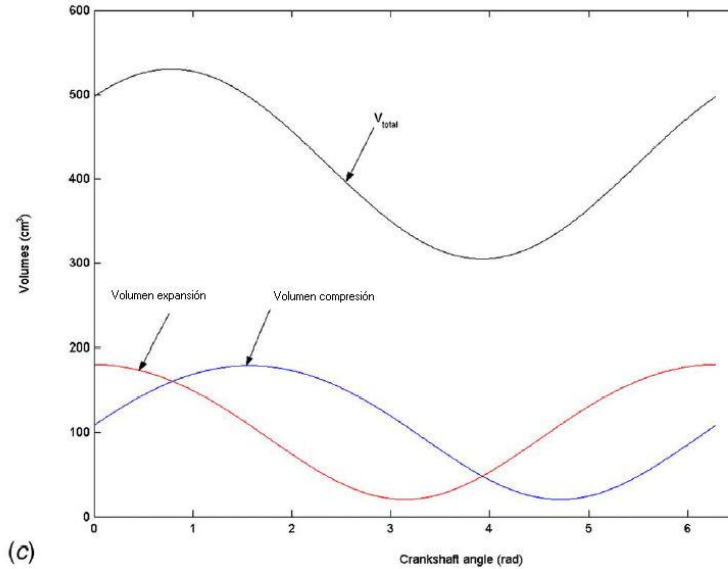


Fig. 36: Gráfica de variación de volumen según la posición del cigüeñal en radianes.

A partir de estas gráficas se extrajeron 8 valores de presión, temperatura y volumen para las posiciones del cigüeñal equivalentes a 0, 1, 2, 3, 4, 5 y 6 radianes.

Esto se muestra en la siguiente tabla:

Posición (rad)	P (bar)	Vt (cm3)	Ve (cm3)	Vc (cm3)	Vm (cm3)	Tinc (K)	Trc (K)	Tc (K)	Trr (K)	Te (K)	Tre (K)	Tine (k)
0	86	504	182	108	214	325	390	310	620	810	825	1000
1	72	534	150	170	214	325	400	305	630	770	840	1000
2	83	459	70	175	214	325	408	315	640	810	860	1000
3	119	352	20	118	214	325	408	350	645	900	870	1000
4	169	309	50	45	214	325	380	395	625	1000	845	1000
5	149	369	130	25	214	325	370	385	615	930	828	1000
6	96	477	180	83	214	325	385	315	620	835	828	1000
6.28	86	504	182	108	214	325	390	310	620	810	825	1000

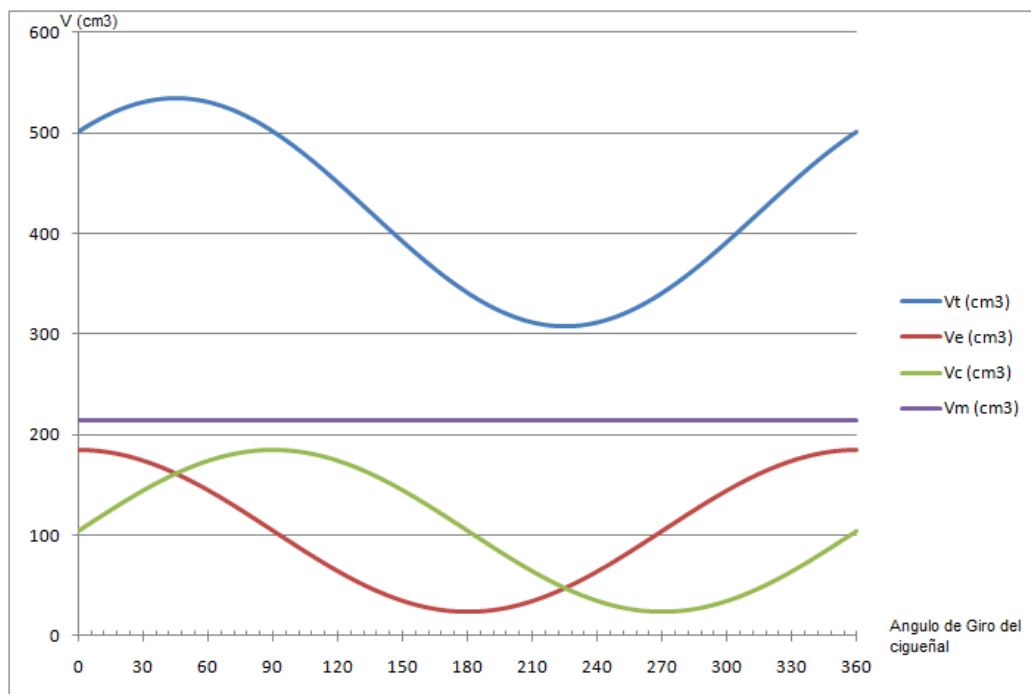
Donde  $p$  es la presión que se ejerce sobre el fluido de trabajo en (bar),  $V_t$  el volumen total del sistema ( $\text{cm}^3$ ), siendo este la suma del volumen en el cilindro de expansión  $V_e$ , del volumen en el cilindro de compresión  $V_c$  y del volumen muerto  $V_m$ , correspondiente a los tres intercambiadores de calor (Int Caliente-Regenerador-Int Frio). Para identificar el volumen muerto en el motor, se ha

sacado por diferencias entre el volumen total y el de los cilindros, consiguiendo un valor medio para cada ángulo del cigüeñal de  $214 \text{ cm}^3$

Como se trata de curvas sinusoidales, podemos reproducir las mismas a través de las ecuaciones de la función seno, de forma que podremos obtener los datos necesarios para cualquier ángulo de giro del cigüeñal, así como los valores máximos y mínimos de cada una de ellas.

Con el desarrollo de estas ecuaciones, obtuvimos las mismas curvas, pero por cada grado de ángulo de giro del cigüeñal, un grado corresponde a 0.17 radianes.

En las siguientes gráficas se muestran las curvas corregidas y calculadas según la función seno.



**Fig. 37: Variación del volumen durante un ciclo completo de operación.**

La gráfica de variación de volumen, muestra el comportamiento del volumen del fluido de trabajo en los cilindros de compresión y de expansión, así como el volumen total cuando se suman los dos anteriores con el volumen muerto del motor.



La ecuación que rige el comportamiento del volumen en función del ángulo de giro del cigüeñal, se muestra a continuación:

$$V = V_m + (V_{max} - V_m) * \text{sen}(x + \varphi)$$

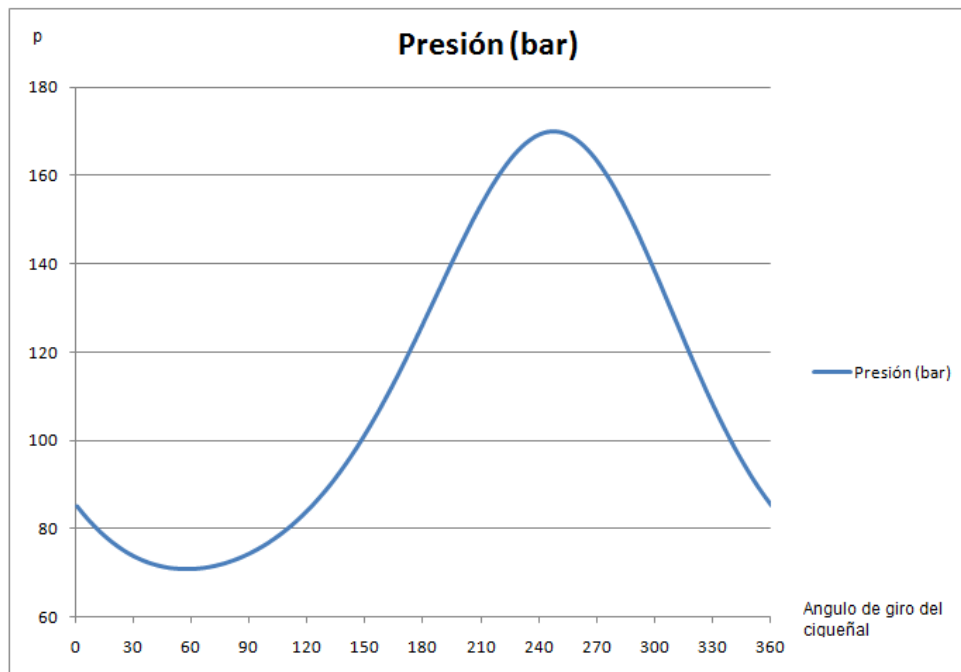
Donde:

$V_m$  es el valor medio del volumen ( $\text{cm}^3$ ).

$V_{max}$  es el valor máximo de volumen para cada curva ( $\text{m}^3$ )

$X$  varía desde 0 hasta 6.28 radianes.

$\Phi$  es el desfase de la función.



**Fig. 38: Variación de la presión durante un ciclo completo de operación.**

La gráfica de variación de presión sobre el fluido respecto a una revolución completa del cigüeñal, se muestra en la figura 38.

La ecuación que rige este comportamiento se ha definido como:

$$p = p_m + (p_{max} - p_m) * \text{sen}(x + \phi * (0.92 + 0.086 * \text{sen}(x + 1.8)))$$

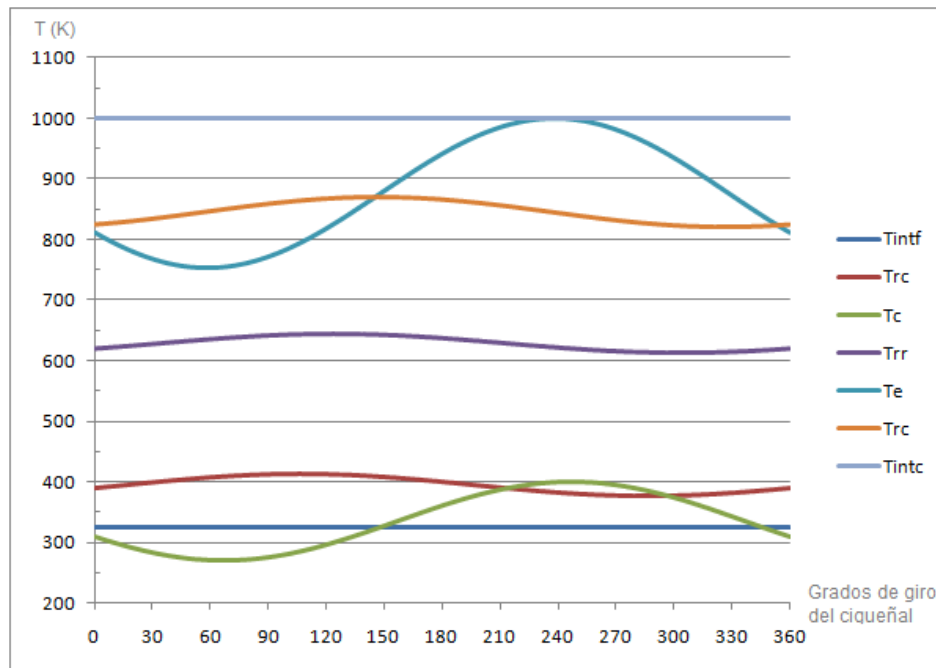
Donde:

$p_m$  es el valor de la presión media del fluido de trabajo en (bar).

$P_{max}$  es el valor de la presión máxima en el sistema, igual a  $P_1$  en (bar)

$X$  varía desde 0 hasta 6.28 radianes.

$\phi$  es el desfase de la función.



**Fig. 39: Variación de las temperaturas según el ángulo de giro del cigüeñal.**

En la figura 39, se observa la evolución de las distintas temperaturas de trabajo en el motor Stirling. Se muestran tres curvas de temperaturas vinculadas al regenerador ( $T_{rc}$ ,  $T_{re}$ ,  $T_{rr}$ ), correspondientes a las zonas más cercanas del regenerador a cada cilindro y la temperatura medida en la parte media del regenerador. También se muestran las temperaturas de los intercambiadores, las que permanecen constantes, así como las temperaturas en los cilindros de compresión y de expansión, todas relacionadas con el ángulo de giro del cigüeñal.

Las ecuaciones que rigen el comportamiento de la temperatura en función del ángulo de giro en radianes es:

$$T = T_m + (T_{max} - T_m) * \text{sen}(x + \varphi)$$

Donde:

$T_m$  es el valor de la temperatura media (K).

$T_{max}$  es el valor de la temperatura máxima (K)

X varía desde 0 hasta 6.28 radianes.

$\varphi$  es el desfase de la función.

La siguiente tabla, muestra los valores máximos, medios y el desfase para cada una de las funciones calculadas.

	P (bar)	Vt (cm3)	Ve (cm3)	Vc (cm3)	Vm (cm3)	Tinc (K)	Trc (K)	Tc (K)	Trr (K)	Te (K)	Tre (K)	Tine (k)
Valor medio	120.5	421.4	103.6	103.6			395	335	629	876	845	
Valor máximo	170		184	184			412	399	645	1000	869	
Desfase $\varphi$	3.92	0.82	1.57	0			6	3.55	5.7	3.7	5.3	

Tabla 21: Valores máximos, mínimos y medios de los principales parámetros. Ciclo completo.

### 3.6 Análisis del diagrama PV Real e Ideal del motor SOLO 161

En la tabla 22, se muestran los diferentes valores de volumen, presión y temperatura para el ciclo ideal vs los ángulos de giro que corresponden con cada uno de los 6 puntos (1,2,3°,3,4,1°) identificados en el diagrama PV figura 40. Estos datos se obtienen a partir de las funciones descritas anteriormente.

A partir del estudio de las gráficas de volumen, presión y temperatura, se ha podido identificar el inicio y final de cada uno de los procesos que intervienen en el

desarrollo del ciclo ideal del motor. Estos valores son los que necesitamos para reconstruir un ciclo ideal equivalente, a fin de simplificar los cálculos posteriores.

Apoyándonos en el diagrama PV que se muestra en la figura 40, se han identificado como inicio del proceso de expansión, el cual se representa en el diagrama con el punto número 1, a la posición que corresponden con un ángulo de giro del cigüeñal de  $247^\circ$ , siendo este punto igualmente el final del proceso isocórico 4-1. El final del proceso de expansión, mostrado en el diagrama con el punto número 2, corresponde con un ángulo de giro de  $360^\circ$ , en donde comienza igualmente el proceso isocórico de 2 a 3. El punto  $3^\circ$ , corresponde con un ángulo de giro de  $45^\circ$ . Este punto se identifica con la zona del regenerador próxima al cilindro de compresión, punto en donde el fluido de trabajo concluye con la entrega de energía en forma de calor al regenerador, disminuyendo su temperatura y presión hasta el punto  $3^\circ$ .



Fig. 40: Diagrama PV Teórico del ciclo del motor Stirling.

Proceso		Ptos	Angulo	p (bar)	V (cm <sup>3</sup> )	T (K)	V cte	T cte
Fin Isoc	Inicio Exp	1	247	170	316	999	316	984
Fin Exp	Inicio Isoc	2	360	85	501	811	526	984
Medio Isoc	Inicio Int. F	3 <sub>o</sub>	45	72	535	403	526	
Fin Isoc	Inicio Comp	3	57	71	532	272	526	355
Fin Comp	Inicio Isoc	4	180	127	341	360	316	355
Medio Isoc	Inicio Int. C	1 <sub>o</sub>	225	164	307	850	316	
Fin Isoc	Inicio Exp	1	247	170	316	999	316	920

Tabla 22: Tabla de datos para cada punto del ciclo teórico.

El proceso que ocurre desde el punto 3<sub>o</sub> hasta el punto 3, igualmente lo consideramos isocórico, ya que es donde comienza a fluir el gas a través del intercambiador de calor frío, entregando calor al sistema de enfriamiento y alcanzando la mínima temperatura del ciclo en el punto 3 y el máximo volumen, a partir de donde comienza el proceso de compresión del gas, para un ángulo de giro de 57°.

El proceso señalado en color azul desde el punto 3 hasta el punto 4 es isotérmico y concluye para un ángulo de giro de 180 grados.

En la figura 42, se muestra un gráfico circular que nos ayuda a interpretar esta información. Se pueden apreciar la duración de los ciclos en grados de giro del cigüeñal, para una vuelta completa del mismo.

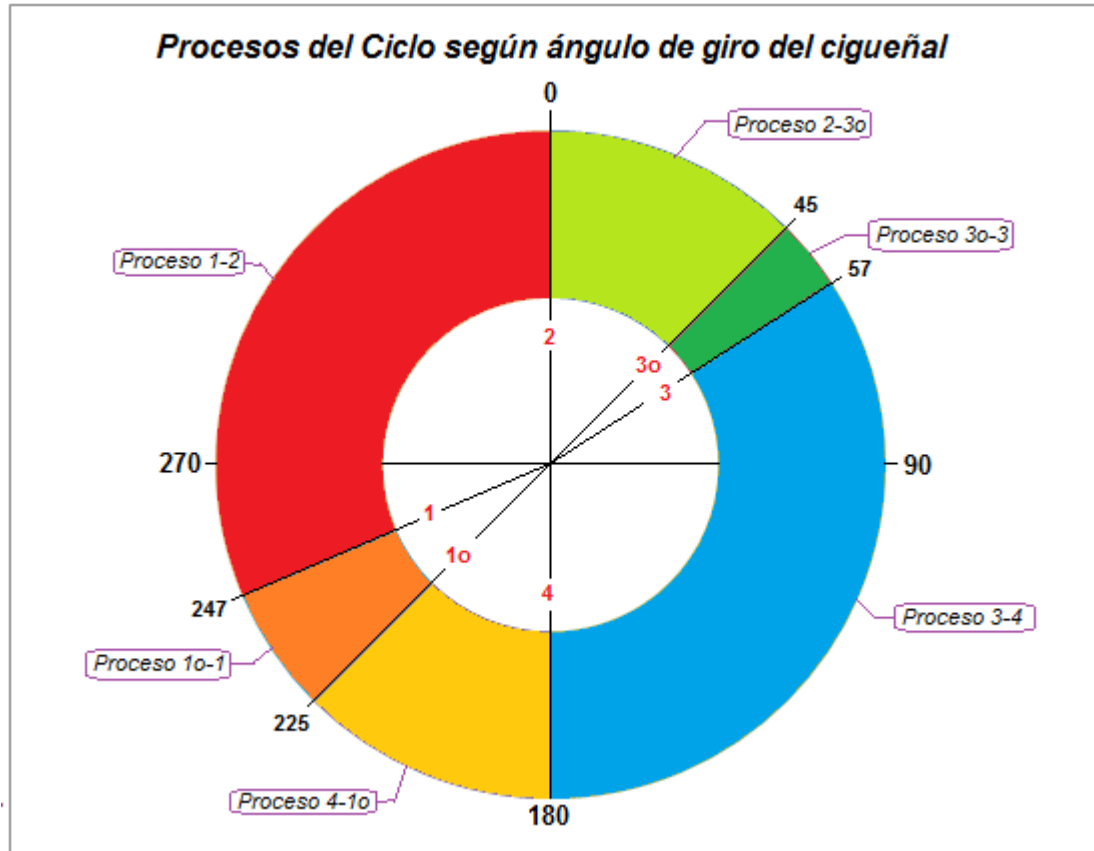


Fig. 41: Procesos del ciclo vs posición del cigüeñal.

En el punto 4, comienza igualmente la etapa isocórica, pero esta vez corresponde al calor que obtiene el fluido del regenerador, incrementando su temperatura y su presión hasta el punto 1<sub>o</sub>, el cual se encuentra para un ángulo de giro de 225°. Desde este punto y hasta el punto 1, culmina el proceso isocórico, donde el gas eleva su temperatura e incrementa su presión hasta la máxima que corresponde con un ángulo de giro de 247°.

La tabla 22 y la figura 43 muestra como el volumen en los procesos de 2 a 3 y de 4 a 1, en el ciclo real no permanecen constantes, sin embargo hemos asumido para el ciclo ideal y para los cálculos posteriores que permanecen constantes. El proceso isocórico en el lado frío, ocurriría a un volumen constante de 526 cm<sup>3</sup> y el mismo proceso pero en el lado caliente para un volumen de 316 cm<sup>3</sup>. Estos valores representan el promedio extraído del anexo I para esas etapas.

Se ha calculado que la desviación máxima desde los valores ponderados para cada etapa, hasta los valores que corresponden con el punto 2 real y con el punto 4, es de  $25 \text{ cm}^3$ , lo cual equivale a un 4,7% de error, valor razonable para las aproximaciones de este trabajo.

Igualmente se han ponderado los valores de temperaturas para el foco caliente y frío durante todo el ciclo. En la etapa de expansión la desviación máxima es de  $173\text{K}$ , que corresponde a 17.6%, mientras que para la etapa de compresión la aproximación nos deriva en una desviación máxima de 23.4%. Estas dos aproximaciones son las que más nos afectarán en el resultado cuando lo comparamos con el ciclo real.

Con los datos de presión y volumen para cada ángulo, se ha determinado el diagrama PV real para el motor Stirling SOLO 161, según se muestra en la figura 43.

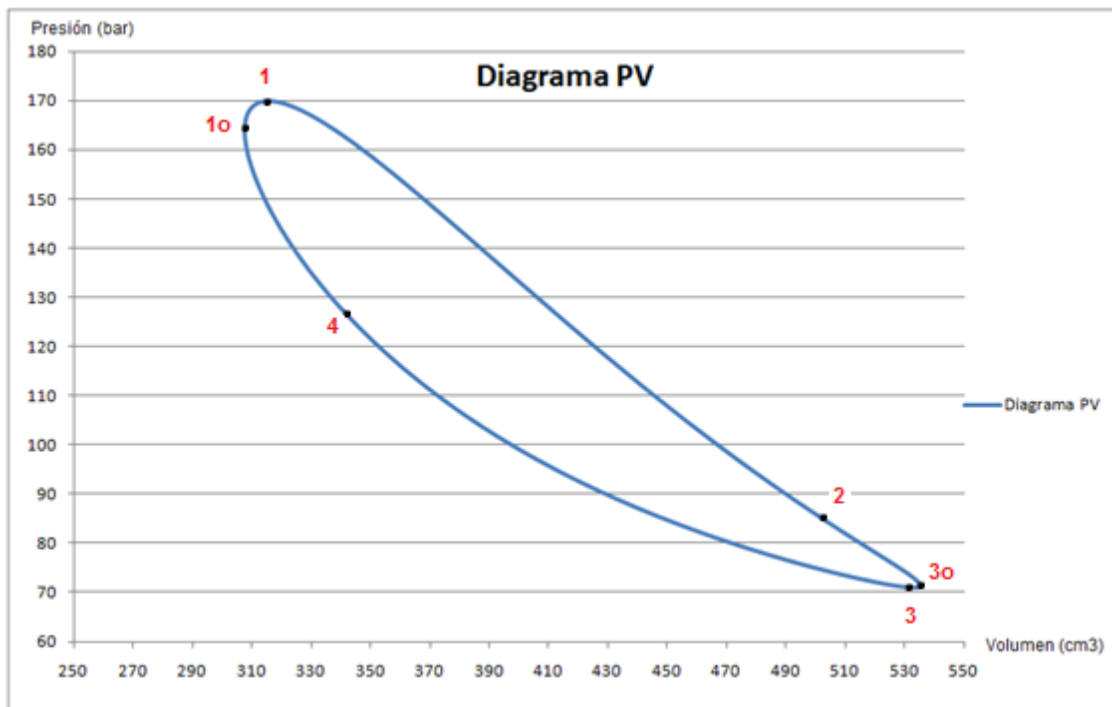


Fig. 42: Diagrama PV ciclo Real

Analizando este diagrama, según el área que se encuentra enmarcada dentro de la línea azul, esta correspondería con el trabajo neto producido por el motor

Stirling real. Integrando cada diferencial de volumen multiplicado por la presión ponderada para ese diferencial, obtenemos el área debajo de la curva para cada etapa. Se observa en la figura 43, que las curvas comprendidas entre el valor mínimo y máximo de volumen, se enmarca entre los puntos 1<sub>o</sub> y 3<sub>o</sub>. Por tanto se ha calculado el área debajo de la curva desde 1<sub>o</sub> hasta 3<sub>o</sub> y desde 3<sub>o</sub> hasta 1<sub>o</sub>, como:

$$W_{neto} = \int_{1o}^{3o} p * dV - \int_{3o}^{1o} p * dV$$

$$W_{neto} = 0.557 \text{ kJ}$$

Para calcular la potencia del motor, de la siguiente ecuación:

$$Potencia = W_{neto} * n/60$$

Donde  $n$ , corresponde con las revoluciones máximas del motor por minuto, cuyo valor es de 1500 rpm.

$$Potencia = 0.557 * \frac{1500}{60} = 13.9 \text{ kW}$$

### 3.7 Balance de Energía, Entropía y Exergía.

Mediante la utilización del programa **EES**, procederemos realizar un análisis energético del ciclo ideal del motor Stirling, según los datos que obtuvimos anteriormente. Obtendremos los valores de trabajo neto, calor absorbido y cedido, las eficiencias del motor y todos los parámetros vinculados con los balances de energía, entropía y exergía.

Mediante el balance de entropía llegaremos al valor de la exergía destruida, la cual compararemos con la obtenida según el balance de exergía.



Estos cálculos se realizarán tomando al fluido de trabajo como gas ideal y no se tendrán en cuenta las pérdidas dentro del motor. Se trabajará sobre el ciclo ideal mostrado en la figura 40.

A continuación se mostrará el procedimiento seguido en el *EES*, para el análisis de los ciclos.

#### Calculo del ciclo termodinámico del motor Stirling

#### Balances de Energía, Entropía y Exergía

#### Datos del problema

$V_1 = 0.000316$ [m <sup>3</sup> ]	$P_1 = 17000$ [kPa]	$T_1 = 984$ [K]	$R_{12} = 3.262$ [kJ/kg·K]
$V_2 = 0.000526$ [m <sup>3</sup> ]	$P_2 = 8500$ [kPa]	$T_2 = 984$ [K]	$R_{34} = 7.531$ [kJ/kg·K]
$V_{3o} = 0.000526$ [m <sup>3</sup> ]	$P_{3o} = 7200$ [kPa]	$T_{3o} = 403$ [K]	$M_{He} = 4.0026$ [kg/kmol]
$V_3 = 0.000526$ [m <sup>3</sup> ]	$P_3 = 7100$ [kPa]	$T_3 = 355$ [K]	$R_{He} = R \cdot \frac{1}{M_{He}}$
$V_4 = 0.000316$ [m <sup>3</sup> ]	$P_4 = 12700$ [kPa]	$T_4 = 355$ [K]	$R = 8.314$ [kJ/kmol·K]
$V_{1o} = 0.000316$ [m <sup>3</sup> ]	$P_{1o} = 16400$ [kPa]	$T_{1o} = 850$ [K]	$n = \frac{1500}{60}$
$V_{e1} = 0.000112$ [m <sup>3</sup> ]		$T_{intc} = 1000$ [K]	$P_o = 100$ [kPa]
$V_{e3} = 0.000171$ [m <sup>3</sup> ]		$T_{intf} = 325$ [K]	$m = 0.001715$ [kg]
		$T_{minc} = 271$ [K]	
		$T_o = 273$ [K]	

### Balance de Energía, Entropía y Exergía

Proceso 1-2, Expansión isotérmica a la temperatura de expansión  $T_1$ , absorbiendo calor  $Q_{12}$

$$\Delta U_{12} = 0$$

$$Q_{12} = W_{12}$$

$$W_{12} = R_{He} \cdot T_1 \cdot \ln \left[ \frac{V_2}{V_1} \right]$$

### Balance de Entropía 1 a 2

Utilizaremos el Balance de Entropía para determinar la Entropía Generada en el sistema, desde el punto de vista de variación de entropía

$$\Delta S_{12} = \frac{Q_{12}}{T_{intc}} + \sigma_{gen12s}$$

Se toma como temperatura el valor correspondiente a la temperatura del proceso  $T_1 = T_2$

$$\Delta S_{12} = S_2 - S_1$$

### Balance de Exergía 1 a 2

Utilizaremos el Balance de Exergía, para determinar la cantidad de Energía que hemos dejado de aprovechar en el ciclo

$$\Delta A_{12} = EX_{Q12} - EX_{W12} - I_{12}$$

$$EX_{Q12} = Q_{12} \cdot \left[ 1 - \frac{T_o}{T_1} \right]$$

$$EX_{W12} = W_{12} - P_o \cdot \left[ \frac{V_2 - V_1}{m_e} \right]$$

$$I_{12} = \sigma_{gen12s} \cdot T_o$$

Proceso 2-3, Enfriamiento isocórico desde  $T_2$  hasta  $T_{3o}$  y desde  $T_{3o}$  hasta  $T_3$

Donde  $T_{3o}$  corresponde con la temperatura del regenerador, temperatura que alcanza el fluido antes de ingresar en el intercambiador frío. Por tanto este análisis se divide en dos partes, el  $Q_{ced}$  al regenerador hasta la temperatura de este y el  $Q_{ced}$  al intercambiador frío.

$$W_{23} = 0$$

$$Q_{23} = Q_{23o} + Q_{3o3}$$

$$Q_{23o} = cv_{3o} \cdot (T_{3o} - T_2)$$

$$cv_{3o} = Cv ('Helium', T=T_{3o}, P=P_{3o})$$

$$Q_{3o3} = cv_3 \cdot (T_3 - T_{3o})$$

$$cv_3 = Cv ('Helium', T=T_3, P=P_3)$$

Balance de Entropía 2 a 3

$$\delta S_{23} = \frac{Q_{23}}{T_{intf}} + \sigma_{gen23s}$$

$$\delta S_{23} = \delta S_{23o} + \delta S_{3o3}$$

$$\delta S_{23o} = s_{3o} - s_2$$

$$\delta S_{3o3} = s_3 - s_{3o}$$

$$s_2 = s ('Helium', T=T_2, P=P_2)$$

$$s_{3o} = s ('Helium', T=T_{3o}, P=P_{3o})$$

$$s_3 = s ('Helium', T=T_3, P=P_3)$$

Balance de Exergía 2-3

$$\delta A_{23} = EX_{Q23} - EX_{W23} - I_{23}$$

$$EX_{Q23} = Q_{23} \cdot \left[ 1 - \frac{T_o}{T_2} \right]$$

$$EX_{W23} = W_{23} - P_o \cdot \left[ \frac{V_3 - V_2}{m} \right]$$

$$I_{23} = \sigma_{gen23s} \cdot T_o$$

Proceso 3-4, Compresión Isotérmica a temperatura  $T_3$

$T_3$  correspondiente con la temperatura del fluido en el cilindro de compresión, con lo cual se cede calor a través del intercambiador frío al ambiente

$$\delta U_{34} = 0$$

$$Q_{34} = W_{34}$$

$$W_{34} = R_{He} \cdot T_3 \cdot \ln \left[ \frac{V_4}{V_3} \right]$$

Balance de Entropía 3 a 4

$$\delta S_{34} = \frac{Q_{34}}{T_{minc}} + \sigma_{gen34s}$$

Se toma como temperatura el valor correspondiente a la temperatura mínima del proceso  $T_{minc}$

$$\delta S_{34} = s_4 - s_3$$

#### Balance de Exergía 3 a 4

$$\delta A_{34} = EX_{Q34} - EX_{W34} - I_{34}$$

$$EX_{Q34} = Q_{34} \cdot \left[ 1 - \frac{T_o}{T_3} \right]$$

$$EX_{W34} = W_{34} - P_o \cdot \left[ \frac{V_4 - V_3}{m_o} \right]$$

$$I_{34} = \sigma_{gen34s} \cdot T_o$$

Proceso 4-1, Calentamiento isocórico desde  $T_4$  hasta  $T_{1o}$  y desde  $T_{1o}$  hasta  $T_1$

$T_{1o}$  corresponde a la temperatura del regenerador, temperatura que alcanza el fluido antes de infresar al intercambiador caliente. Por tanto este análisis se divide en dos partes, el calor absorbido hasta la temperatura del regenerador mas el calor absorbido en el intercambiador de calor caliente.

$$W_{41} = 0$$

$$Q_{41} = Q_{41o} + Q_{1o1}$$

$$Q_{41o} = cv_{1o} \cdot (T_{1o} - T_4)$$

$$Q_{1o1} = cv_1 \cdot (T_1 - T_{1o})$$

$$cv_{1o} = Cv ('Helium', T=T_{1o}, P=P_{1o})$$

$$cv_1 = Cv ('Helium', T=T_1, P=P_1)$$

#### Balance de Entropía 4 a 1

$$\delta S_{41} = \frac{Q_{41}}{T_{into}} + \sigma_{gen41s}$$

Se toma como temperatura el valor correspondiente a la temperatura del intercambiador frio  $T_{into}$

$$\delta S_{41} = \delta S_{41o} + \delta S_{1o1}$$

$$\delta S_{41o} = S_{1o} - S_4$$

$$\delta S_{1o1} = S_1 - S_{1o}$$

$$S_4 = s ('Helium', T=T_4, P=P_4)$$

$$S_1 = s ('Helium', T=T_1, P=P_1)$$

$$S_{1o} = s ('Helium', T=T_{1o}, P=P_{1o})$$

#### Balance de Exergía 4 a 1

$$\delta A_{41} = EX_{Q41} - EX_{W41} - I_{41}$$

$$EX_{Q41} = Q_{41} \cdot \left[ 1 - \frac{T_o}{T_{1o}} \right]$$

$$EX_{W41} = W_{41} - P_o \cdot \left[ \frac{V_1 - V_4}{m} \right]$$

$$I_{41} = \sigma_{gen41s} \cdot T_o$$

#### Calculo de la Entropía Generada del ciclo

$$\sigma_{genciclos} = \sigma_{gen12s} + \sigma_{gen23s} + \sigma_{gen34s} + \sigma_{gen41s}$$

Cálculo de la Exergía de todo el ciclo

Exergía producto del calor

$$EX_{Qtotal} = ( EX_{Q12} + EX_{Q23} + EX_{Q34} + EX_{Q41} ) \cdot m$$

Exergía producto del trabajo

$$EX_{Wtotal} = ( EX_{W12} + EX_{W23} + EX_{W34} + EX_{W41} ) \cdot m$$

Pérdidas e irreversibilidades, exergía destruida

$$I_{total} = ( I_{12} + I_{23} + I_{34} + I_{41} ) \cdot m$$

El trabajo neto, así como el rendimiento del motor Stirling, se calculan como cualquier otro motor térmico, en donde se tienen en cuenta el calor absorbido y el calor cedido en los procesos 1-2 y 3-4. Además debemos considerar el calor absorbido y cedido en los tramos 1o-1 y 3o-3, por tanto el trabajo neto y el rendimiento se calculan como:

$$W_{neto} = Q_{abs} + Q_{ced}$$

$$Q_{abs} = ( Q_{12} + Q_{1o1} ) \cdot m_e$$

$$Q_{ced} = ( Q_{34} + Q_{3o3} ) \cdot m_c$$

Calculando las masas en los procesos donde se cede y se absorbe calor, mediante la ecuación del gas ideal

$$m_e = P_1 \cdot \frac{V_{e1}}{R_{He} \cdot T_2}$$

$$m_c = P_3 \cdot \frac{V_{c3}}{R_{He} \cdot T_3}$$

El rendimiento energético se calcula como

$$\rho = \frac{W_{neto}}{Q_{abs}} \cdot 100$$

Rendimiento energético del regenerador

$$\rho_{gen} = - \frac{Q_{41o}}{Q_{23o}} \cdot 100$$

Cálculos de Potencias

$$Pot_{mec} = W_{neto} \cdot n$$

$$Pot_{cal.abs} = Q_{abs} \cdot n$$

$$Pot_{cal.ced} = Q_{ced} \cdot n$$

Las potencias son calculadas para 1500 rpm, que corresponden con n=25 ciclos por segundo. Como el trabajo neto esta en kJ [kW.s] al multiplicar por el número de ciclos por segundo, obtenemos la potencia para esas rpm.

## Resultados proporcionados por el EES.

### Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$cv_1 = 3.121$ [kJ/kg·K]	$cv_{1o} = 3.122$ [kJ/kg·K]	$cv_3 = 3.126$ [kJ/kg·K]
$cv_{3o} = 3.124$ [kJ/kg·K]	$\delta_{A12} = -374.2$ [kJ/kg]	$\delta_{A23} = -1729$ [kJ/kg]
$\delta_{A34} = 225.8$ [kJ/kg]	$\delta_{A41} = 591$ [kJ/kg]	$\delta_{S12} = 1.436$ [kJ/kg·K]
$\delta_{S1o1} = 0.6846$ [kJ/kg·K]	$\delta_{S23} = -4.916$ [kJ/kg·K]	$\delta_{S23o} = -4.287$ [kJ/kg·K]
$\delta_{S34} = -1.202$ [kJ/kg·K]	$\delta_{S3o3} = -0.6289$ [kJ/kg·K]	$\delta_{S41} = 4.681$ [kJ/kg·K]
$\delta_{S41o} = 3.997$ [kJ/kg·K]	$Ex_{Q12} = 752.5$ [kJ/kg]	$Ex_{Q23} = -1420$ [kJ/kg]
$Ex_{Q34} = -86.79$ [kJ/kg]	$Ex_{Q41} = 1333$ [kJ/kg]	$Ex_{Qtotal} = 0.9926$ [kJ]
$Ex_{W12} = 1019$ [kJ/kg]	$Ex_{W23} = 0$ [kJ/kg]	$Ex_{W34} = -363$ [kJ/kg]
$Ex_{W41} = 0$ [kJ/kg]	$Ex_{Wtotal} = 1.125$ [kJ]	$I_{12} = 107.8$ [kJ/kg]
$I_{23} = 308.6$ [kJ/kg]	$I_{34} = 50.42$ [kJ/kg]	$I_{41} = 742$ [kJ/kg]
$I_{total} = 2.073$ [kJ]	$m = 0.001715$ [kg]	$m_c = 0.001646$ [kg]
$m_e = 0.0009315$ [kg]	$M_{He} = 4.003$ [kg/kmol]	$n = 25$ [s <sup>-1</sup> ]
$Pot_{cal,abs} = 33.99$ [kW]	$Pot_{cal,ced} = -21.64$ [kW]	$Pot_{mec} = 12.35$ [kW]
$P_1 = 17000$ [kPa]	$P_{1o} = 16400$ [kPa]	$P_2 = 8500$ [kPa]
$P_3 = 7100$ [kPa]	$P_{3o} = 7200$ [kPa]	$P_4 = 12700$ [kPa]
$P_o = 100$ [kPa]	$Q_{12} = 1041$ [kJ/kg]	$Q_{1o1} = 418.2$ [kJ/kg]
$Q_{23} = -1965$ [kJ/kg]	$Q_{23o} = -1815$ [kJ/kg]	$Q_{34} = -375.7$ [kJ/kg]
$Q_{3o3} = -150$ [kJ/kg]	$Q_{41} = 1964$ [kJ/kg]	$Q_{41o} = 1545$ [kJ/kg]
$Q_{abs} = 1.36$ [kJ]	$Q_{ced} = -0.8657$ [kJ]	$R = 8.314$ [kJ/kmol·K]
$\rho = 36.34$ [kJ/kJ]	$\rho_{gen} = 85.14$ [kJ/kJ]	$R_{12} = 3.262$ [kJ/kg·K]
$R_{34} = 7.531$ [kJ/kg·K]	$R_{He} = 2.077$ [kJ/kg·K]	$\sigma_{gen12s} = 0.3949$ [kJ/kg·K]
$\sigma_{gen23s} = 1.13$ [kJ/kg·K]	$\sigma_{gen34s} = 0.1847$ [kJ/kg·K]	$\sigma_{gen41s} = 2.718$ [kJ/kg·K]
$\sigma_{genciclos} = 4.428$ [kJ/kg·K]	$s_1 = -4.433$ [kJ/kg·K]	$s_{1o} = -5.118$ [kJ/kg·K]
$s_2 = -2.997$ [kJ/kg·K]	$s_3 = -7.913$ [kJ/kg·K]	$s_{3o} = -7.284$ [kJ/kg·K]
$s_4 = -9.115$ [kJ/kg·K]	$T_1 = 984$ [K]	$T_{1o} = 850$ [K]
$T_2 = 984$ [K]	$T_3 = 355$ [K]	$T_{3o} = 403$ [K]
$T_4 = 355$ [K]	$T_{intc} = 1000$ [K]	$T_{intf} = 325$ [K]
$T_{minc} = 271$ [K]	$T_o = 273$ [K]	$V_1 = 0.000316$ [m <sup>3</sup> ]
$V_{1o} = 0.000316$ [m <sup>3</sup> ]	$V_2 = 0.000526$ [m <sup>3</sup> ]	$V_3 = 0.000526$ [m <sup>3</sup> ]
$V_{3o} = 0.000526$ [m <sup>3</sup> ]	$V_4 = 0.000316$ [m <sup>3</sup> ]	$V_{c3} = 0.000171$ [m <sup>3</sup> ]
$V_{e1} = 0.000112$ [m <sup>3</sup> ]	$W_{12} = 1041$ [kJ/kg]	$W_{23} = 0$ [kJ/kg]
$W_{34} = -375.7$ [kJ/kg]	$W_{41} = 0$ [kJ/kg]	$W_{neto} = 0.4941$ [kJ]

No unit problems were detected.

Calculation time = .0 sec.

## 3.8 Análisis de los resultados.

El balance de energía del ciclo, nos permite poder calcular las energías y las potencias absorbida, cedida, el trabajo neto, así como los rendimientos del proceso.

La energía en forma de calor absorbida en el ciclo es de 1.36 kJ, equivalentes a 34 kW de potencia calorífica que es la que se necesita transmitir al gas de Helio a través del absorbedor propuesto. A través del intercambiador de calor frío, el fluido cede al medio 0.86 kJ que equivalen a 21.64 kW de potencia cedida al sistema de refrigeración. Esto da como resultado que el resto de la energía, proporcionado como trabajo neto es de 0.495 kJ, equivalente a 12.35 kW. El rendimiento de esta máquina térmica es del 36%.

Al comparar estos resultados con los obtenidos del modelo real, tenemos:

*Potencia calculada por el ciclo real = 13.9 kW*

*Potencia calculada por el ciclo ideal= 12.35 kW*

*Diferencia del 11% en los cálculos de potencia.*

Los balances de entropía y exergía, nos permite identificar que existe una irreversibilidad del sistema magnificada a través de la entropía generada, cuya magnitud es de 0.0076 kJ/K.

Las irreversibilidades del sistema, representado por la exergía destruida total del ciclo por un valor de 2 kJ. Al desglosar este valor encontramos que la mitad corresponde al calor y la otra mitad al trabajo que se ha dejado de producir tomando el medio como referencia.

Un valor interesante del resultado es la eficiencia conseguida por el regenerador que es del 85%, lo cual nos evidencia que existe una pérdida por transferencia de calor a través de las paredes del intercambiador hacia el medio del 15%.

Es justo en esta etapa del proceso, donde se observa el mayor valor de entropía generada, correspondiente a 2.72 kJ/kg.K, es el 60% del total.

El balance final del análisis energético del motor Stirling, a través de un ciclo ideal muestra que nos acercamos bastante al modelo real que se utilizó como dato. El balance de Entropía y de Exergía muestra en cuanta medida se ha dejado de aprovechar la energía proporcionada a través de la fuente de calor a la máquina

térmica. Esto se evidencia en el valor de la exergía destruida en el proceso 34 y 41, correspondientes con el área del regenerador. Se puede concluir que invirtiendo en una mejora del diseño del regenerador, se mejora notablemente la eficiencia del motor. Así mismo, es importante el desarrollo de un absorbedor que permita transmitir los 34 kW de potencia calorífica con la mejor eficiencia posible.



## CÁPITULO 4: *Propuesta de receptor*

---

En el siguiente capítulo, se analizará la transferencia de calor en el receptor, donde convergen los tres fenómenos de transferencia que existen, radiación, conducción y convección.

Debido a la escasa información profesional sobre discos parabólicos, cabe resaltar los trabajos que han desarrollado sobre este tema en CNRS-POMES por Francois Nepveu, Alain Ferriere y Francoise Bataille, del Centro de investigación Frances en Odeillo.<sup>35</sup> También es de suma importancia, los datos recogidos del trabajo Detailed Performance Analysis of a 10 kW Dish/Stirling System, de W. Reinalter, S. Ulmer y P. Heller del Centro Aeroespacial Alemán, Instituto de Termodinámica Aplicada de Stuttgart, y de la Plataforma Solar de Almería.<sup>36</sup> De estos trabajos se tomarán datos de importancia para el desarrollo de este proyecto, ya que se cuenta con información valiosa en cuanto a flujos de radiación, pérdidas y eficiencias de los sistemas Dish Stirling.

También cabe destacar el proyecto realizado por Jorge Losada San José, de la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid.<sup>37</sup>

Por tanto, antes de entrar en el análisis térmico del receptor que se propone, se revisará esa información y servirá de base para el desarrollo de este trabajo.

### **4.1 Resumen de información de proyectos anteriores.**

Para la modelización térmica de esos trabajos, se utilizaron los datos del sistema parabólico que se encuentra en Odeillo, el cual cuenta con una con una parábola con 52.9 m<sup>2</sup> y una reflectividad del 92.5%.

---

<sup>35</sup> Nepveu F, Ferriere A, Betaille F. *Termal model of dish stirlin system*

<sup>36</sup> Reinalter W, Ulmer S, Heller P. *Detailed Performance Analysis of a 10 kW Dish/Stirling System*

<sup>37</sup> Losada San José J. *Análisis de un Sistema de Discos Parabólico con motor Stirling*

El receptor, cuenta con una cavidad de 300 mm de diámetro, con una apertura en el foco de la parábola de 190 mm, por donde ingresa la radiación solar concentrada hacia el absorbedor. El mismo, presenta una pared de tubos de 3 mm de diámetro para una cantidad total de 78 tubos formando un hexágono, Fig. 9.

En la Fig. 43, se presenta la distribución del flujo térmico solar en el plano de la apertura, que además coincide con el foco de la parábola. Estas medidas y todas las que a continuación de exponen, fueron realizada con una radiación solar directa de  $1000 \text{ W/m}^2$ , para un 94% de reflectividad del concentrador.

Puede apreciarse, picos de máxima radicación en el entorno a los  $8000 \text{ W/m}^2$ , sin embargo muy puntualmente.

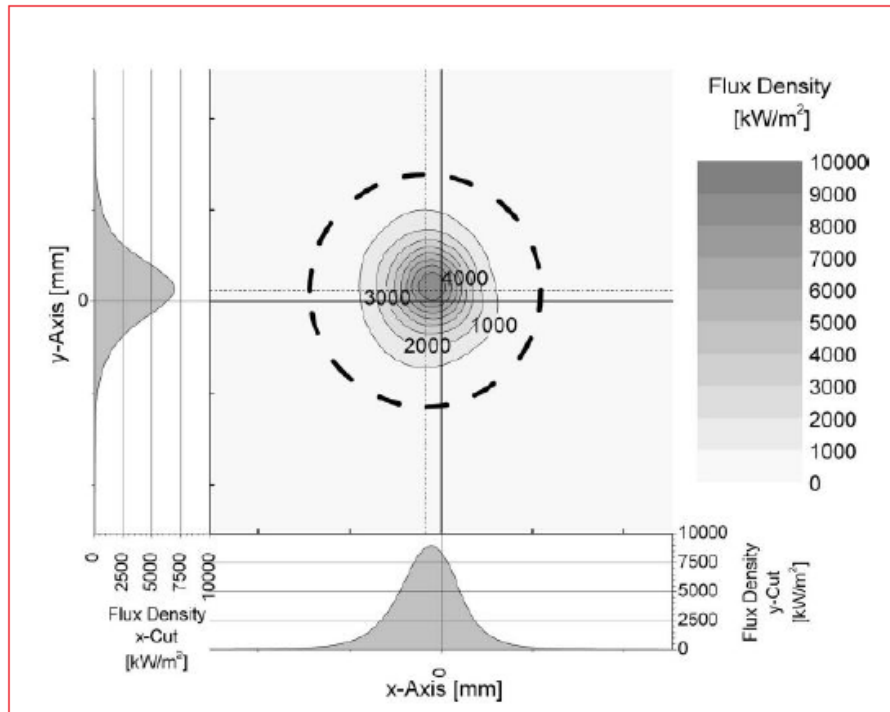


Fig. 43: Distribución del flujo normalizado en el plano focal. <sup>38</sup>

También en la Fig. 44, se aprecia el comportamiento del flujo en el plano del absorbedor. Se puede ver claramente, una distorsión significativa debido a errores

<sup>38</sup> Reinalter W, Ulmer S, Heller P. *Detailed Performance Analysis of a 10 kW Dish/Stirling System*

de la superficie paraboloide del concentrador, así como picos pronunciados que repercuten en el mal funcionamiento del intercambiador o absorbedor. El problema más grave que puede traer esto, es debido a las altas temperaturas que se manifiestan en esas pequeñas zonas, las cuales degradan las propiedades mecánicas del material de los tubos (Inconel 600) y por tanto puede repercutir en fugas o roturas del absorbedor. Por tanto, corresponde limitar el sistema para evitar llegar a ese límite crítico, mientras existen zonas en el absorbedor con tres veces menos radiación. Esta problemática, es una de las más significativas en este sistema.

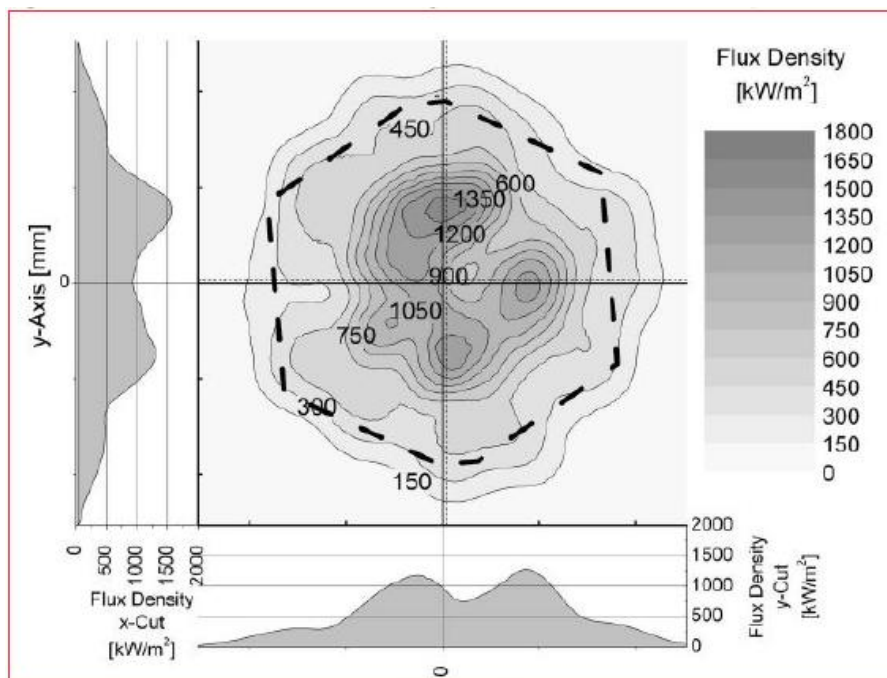


Fig. 44: Distribución del flujo normalizado en el plano del absorbedor, 120 mm detrás del plano focal.<sup>39</sup>

La Figura 45, muestra un diagrama con los valores pico de la distribución de flujo recibido en función de la distancia al plano focal y el porcentaje de energía interceptada. También se muestran los datos para la apertura de 190 mm existente en el receptor.<sup>40</sup>

<sup>39</sup> Reinalter W, Ulmer S, Heller P. *Detailed Performance Analysis of a 10 kW Dish/Stirling System*

<sup>40</sup> Ídem.

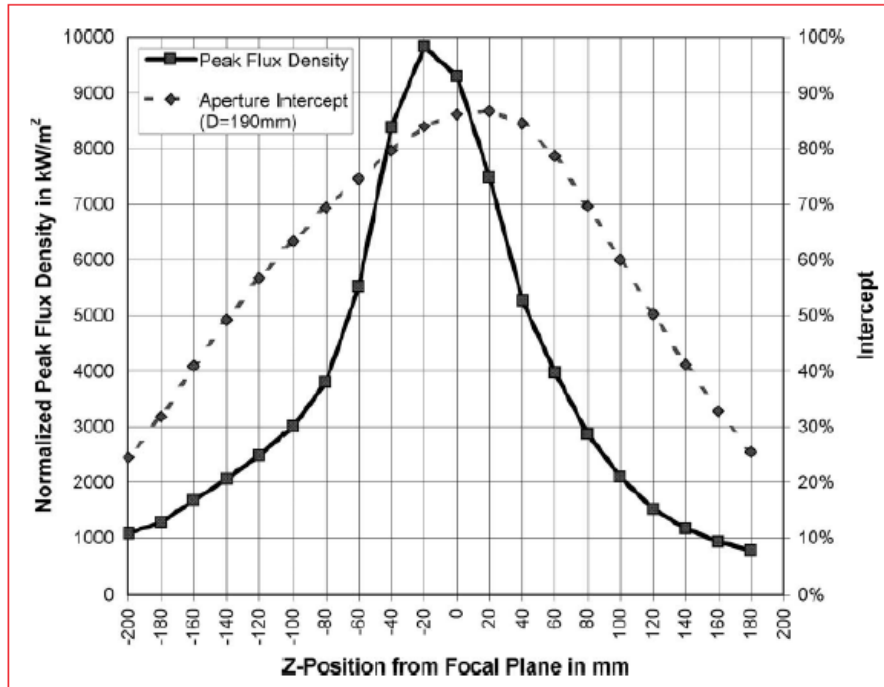


Fig. 45: Picos de flujo y mediciones.<sup>41</sup>

Se puede observar que el plano de máxima concentración no coincide con el de máximo porcentaje de interceptación. El plano focal se sitúa entre ambos. Las líneas de la Figura 45 muestran el porcentaje de la radiación incidente que se intercepta con diferentes radios de la abertura del receptor, en función de la distancia al plano focal, junto a una sección de la cavidad del sistema. Se puede observar que cerca del 15% de la radiación total golpea fuera de la abertura del receptor, entrando el 85% restante en la cavidad.

<sup>41</sup> Reinalter W, Ulmer S, Heller P. *Detailed Performance Analysis of a 10 kW Dish/Stirling System*

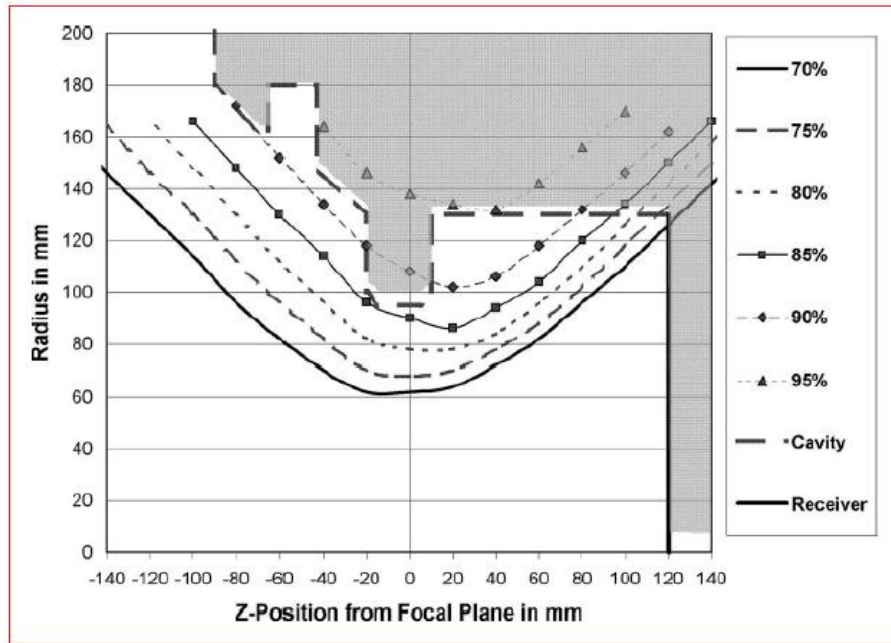


Fig. 46: Porcentaje de radiación interceptada en función de la distancia al plano focal y en función del radio de la abertura.

En la siguiente tabla, se encuentran los valores a partir de los cuales se corrió el modelo térmico de los trabajos de referencias.

Circular absorber area	0.058 m <sup>2</sup>
Cylindrical cavity with radius	136 mm
Cavity aperture radius	95 mm
Homogeneous absorber and cavity wall temperature	850 °C
Cavity housing temperature	150 °C
Distance from absorber to aperture	120 mm
Directly irradiated length on cavity wall	30 mm
Cavity housing surface area	0.47 m <sup>2</sup>
Airspeed inside the package	1 m/s
Surface temperature of engine and oil pan	50 °C
Surface area of engine and oil pan	0.7 m <sup>2</sup>

Tabla 23: Datos de entrada, modelo térmico de CNRS-PROMES.

En la Tabla 24, se aprecian las características ópticas del Inconel y de la cerámica aislante.

	Absorbance	Reflectance	Emittance at temp.
Receiver (Inconel)	93.0%	7.0%	88.9%
Ceramic insulation	20.0%	80.0%	90.0%

Tabla 24: Características ópticas de los materiales empleados en el modelo CNRS-PROMES.

Input	Direct normal insolation	906 W/m <sup>2</sup>
	Power from dish	44.4 kW
	Resulting power into aperture	37.75 kW
	Reflection	1.40 kW
	Radiation losses	2.59 kW
	Convection through aperture	1.00 kW
	Radiation and convection into STIRLING package	1.13 kW
	Thermal power into engine	31.63 kW
Output	Electrical output (net STIRLING package)	10.85 kW
	Stirling shaft power	12.25 kW
	Volume flow coolant	$4.92 \times 10^{-4}$ m <sup>3</sup> /s
	Coolant density	1060 kg/m <sup>3</sup>
	Temperature difference engine out-in	9.94 K
	Heat capacity coolant	3574 J/kg K
	Thermal power out	18.53 kW
	Total power out	30.77 kW

Tabla 25: Resultados del modelo CNRS-PROMES.

En la Tabla 25, puede apreciarse el balance de energía en el sistema, entradas contra salidas. Lo que mas salta a la vista de estos resultados, son las pérdidas que por reflexión, radiación y convección suman 5 kW, para un 13.2% de la energía que ingresa en el receptor y un 15.8% del valor que finalmente se suministra al gas de trabajo del motor Stirling.

## 4.2 Propuestas para mejora de Receptor.

A partir de la información anterior, analizaremos una propuesta para minimizar las pérdidas del sistema.

Primeramente, hay que denotar un punto del cual no se ha hablado mucho y es sobre la forma de propagación del flujo de radiación solar y de la forma en que incide en el absorbedor.

Nótese la distribución de las curvas en las gráficas de flujo solar, Fig. 43 y 44, las cuales con su forma aproximadamente circular, demuestra que la misma se propaga en un plano paraboloides. Si se trazara un plano con esta forma, obtendríamos una radiación más homogénea, sin los picos que se observan al captar la radiación en un plano perpendicular y plano.

Así mismo, en la Fig. 47, se muestra un plano en planta de un sistema equivalente, en el que se puede apreciar que el ángulo de incidencia de los rayos puede llegar hasta  $45^\circ$  respecto a la normal.

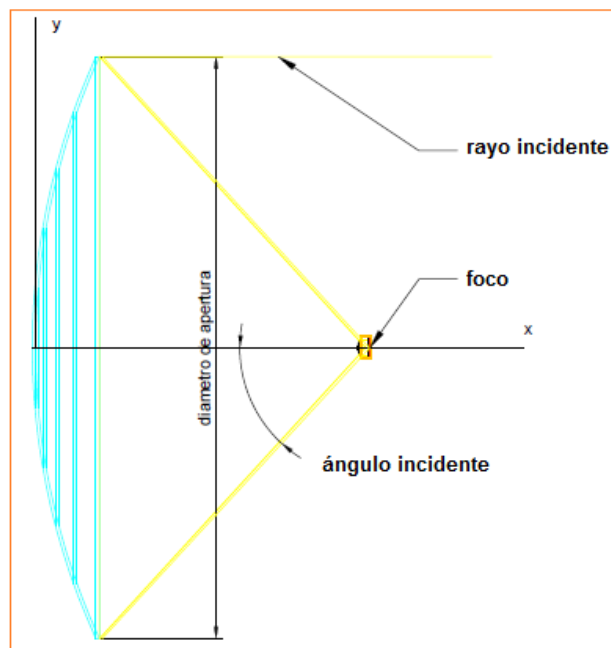


Fig. 47: Esquema óptico del paraboloide. Ángulo de incidencia en receptor.

Frente a esta problemática, se propone colocar, entre la radiación y el intercambiador (absorbedor), una lente de forma cóncava, como se muestra en la figura 48. La lente tendría la función, por decirlo de una manera didáctica, de convertir la radiación de forma parabólica en plana, de modo tal que los rayos incidan perpendicularmente en el intercambiador.

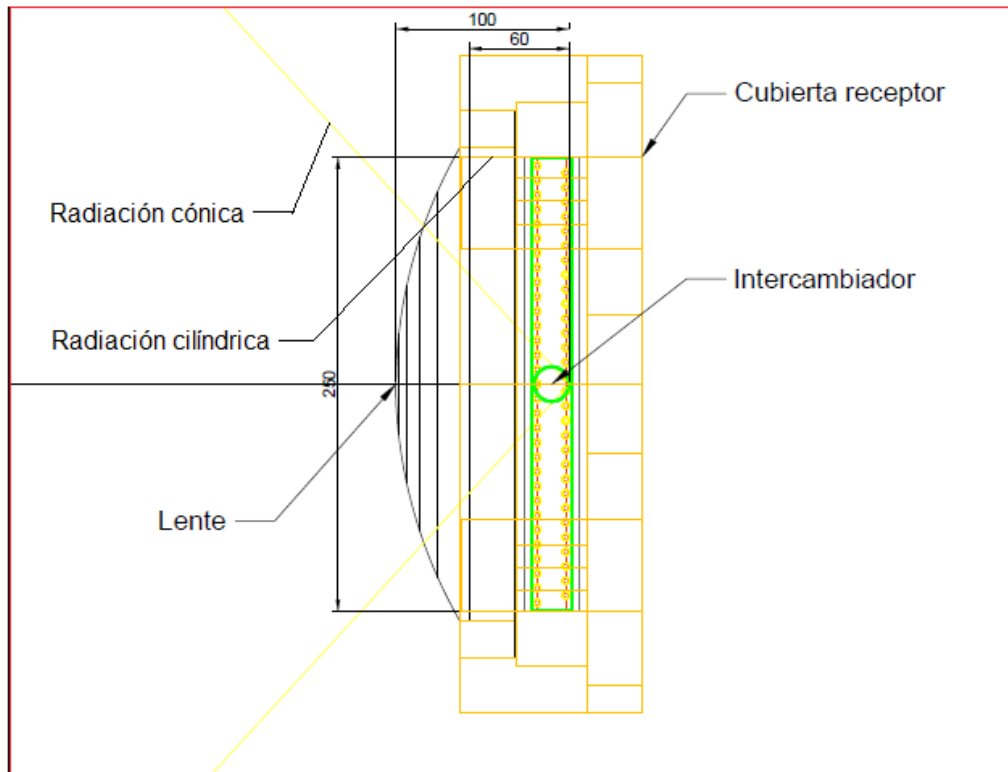


Fig. 48: Corte transversal del receptor propuesto.



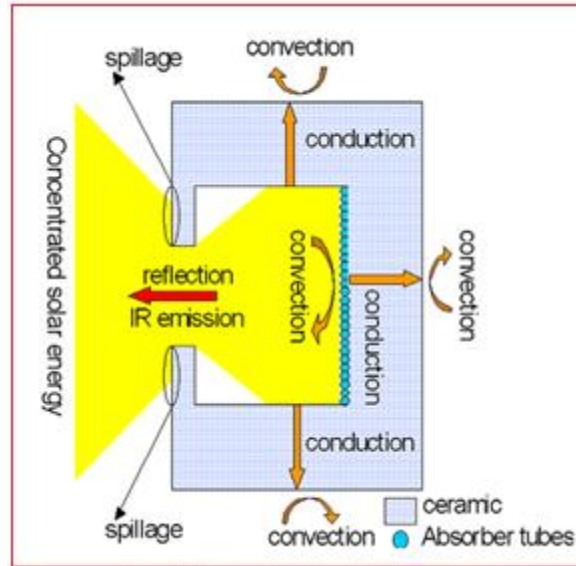


Fig. 49: Receptor Original Dish Stirling

De esta forma, el intercambiador ya no tendría razón para colocarse distante de la apertura por donde ingresa la radiación (Fig.49), por lo que se reduce el tamaño del receptor en general y por tanto las posibilidades de pérdidas por convección desde sus paredes exteriores. En la Fig. 50 se muestran las medidas finales de este diseño.

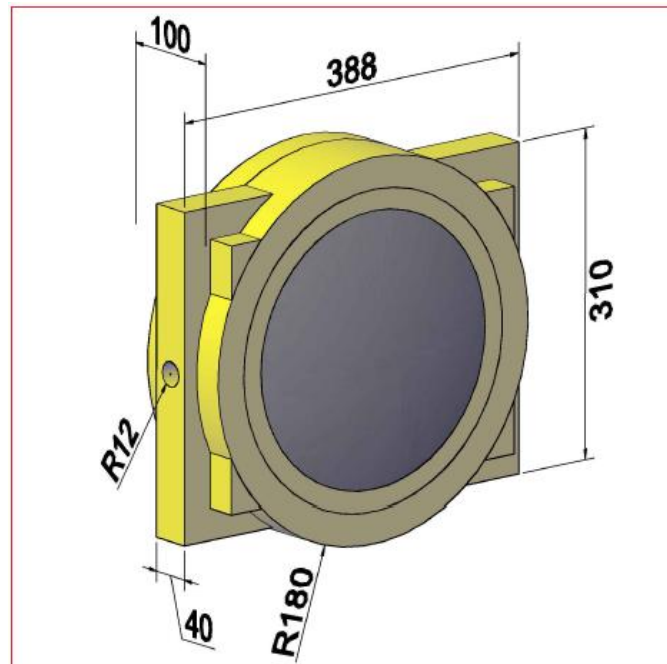


Fig. 50: Receptor. Medidas finales en mm.

Con estas dimensiones se tiene un área superficial, sin contar la lente, de 0.324 m<sup>2</sup>, lo cual representa una reducción del 31% frente a los 0.47 m<sup>2</sup> que presenta el modelo Dish Stirling.

Según estudio realizado por G. Hensch, A.Mos, J.Deubener, M.Holand<sup>42</sup>, (Fig. 51), se muestra un gráfico con el comportamiento de la transmitancia en relación a la longitud de onda para vidrio de silicio con una fina película de anti reflectante, fijada mediante tratamiento térmico a distintas temperaturas. Se aprecia que los valores de transmitancia alcanzan hasta un 98.5% para el caso del tratamiento térmico a 773k por 60 minutos. Este vidrio es utilizado en la industria solar térmica.

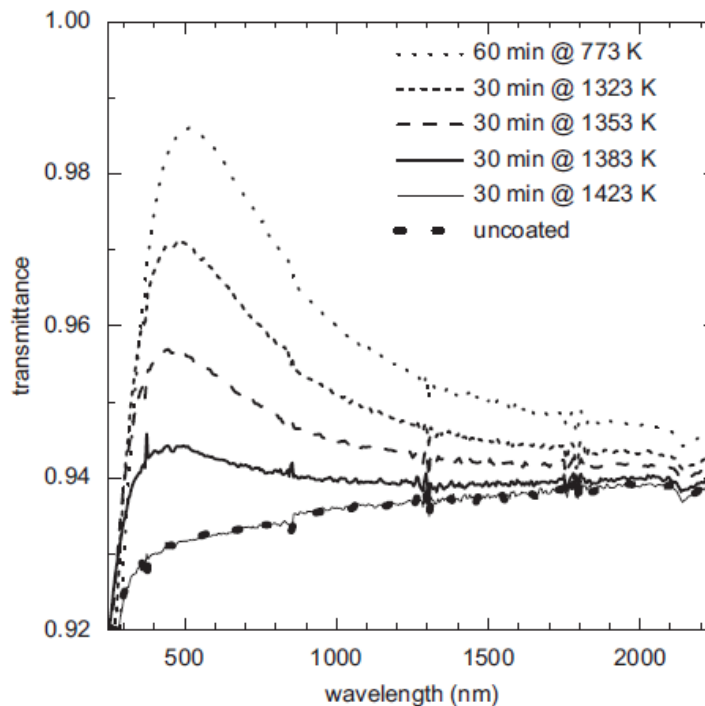


Fig. 51: Transmitancia de vidrio de Silicio con película antireflectante. [x]

Al colocar la lente se evitan también las pérdidas por convección que presenta el receptor original por la apertura de 190 mm por donde ingresa la radiación a la cavidad. Otra ventaja de la lente, es que tiene una transmitancia para la radiación solar, de hasta un 98.5% de la total y sin embargo es opaca para la radiación

<sup>42</sup> Hensch G, Mos A, Deubener J, Holand M. *Thermal resistance of nanoporous antireflective coatings on silica glass for solar tower receivers*

térmica proveniente del intercambiador. Esto es debido a que la radiación solar tiene una longitud de onda que varía entre 0.2 y 2 micrómetros y el vidrio es transparente para las longitudes de ondas desde 0.3 hasta 2.5 micrómetros aproximadamente. Mientras que la radiación que emiten los cuerpos, como en este caso la cara exterior del intercambiador, lo hacen en un rango desde 0.5 hasta 7 micrómetros con un pico que se encuentra desplazado hacia los 2 micrómetros, por lo que el vidrio solo deja pasar una pequeña parte de esa energía en forma de radiación.

No obstante, es necesario estudiar lo que sucede con el intercambio de calor, ya que a través del vidrio de la lente, también existen pérdidas por convección y por radiación, aunque no la transmite pero si la genera.

Sin embargo se estima que el efecto de obtener una radiación homogénea en toda la superficie y no ya del tipo de curvas de nivel, con zonas de picos vs zonas menos densas, minimiza el efecto de ésta pérdida. Este efecto, es el equivalente a ver una imagen desenfocada, respecto a ver una imagen enfocada. Incluso en teoría, haciendo coincidir ambos focos, el de la parábola y el de la lente, debe reproducirse la imagen parcial del sol en el plano del intercambiador.

### **4.3 Proyectos a Futuro**

La información con la que se cuenta, es sumamente extensa para poder desarrollar un modelo térmico que permita analizar correctamente lo que sucede con este proceso. Nótese en las gráficas obtenidas en el capítulo anterior, el desempeño de las principales variables, como son el volumen, la presión y la temperatura, durante el ciclo. Esto hace que no sea conveniente analizar por simple cálculo, ya que traería errores considerables que podrían empañar el resultado de este trabajo.

Por tanto, se pretende continuar para trabajos futuros con el desarrollo de un modelo térmico para determinar las variables del sistema de forma correcta y confiable, mediante las cuales, poder tomar decisiones sobre que partes o componentes deben mejorarse o modificarse.

## CONCLUSIONES

---

Dentro de los principales responsables de poner límite para el desarrollo de la tecnología de los discos parabólicos con motores Stirling, se encuentra el receptor de radiación solar. La evolución es estos, permitiría mejorar la eficiencia del conjunto y por tanto los costos relacionados.

Dentro del receptor el absorbedor es el encargado de llevar la energía térmica al gas de trabajo del motor Stirling. La limitante en estos la encontramos en los materiales, debido a las elevadas temperaturas que se alcanzan. Así mismo la mala calidad del flujo solar recibido en su superficie, trae como consecuencias, zonas con picos de hasta  $1500 \text{ kW/m}^2$  y otras zonas donde apenas se alcanzan los  $500 \text{ kW/m}^2$ . Esto conlleva a tensiones importantes en el material, con riesgos de rotura, así como perjudica la eficiencia de trabajo del motor Stirling. Los cambios bruscos de temperatura, debido al paso nubes, provoca la fluctuación con picos máximos y mínimos en muy poco tiempo, lo cual incrementa mas aun toda esta situación. El Inconel 600, una superaleación que se emplea generalmente en la fabricación de absorbedores, se encuentra en los límites de trabajo posibles.

Este trabajo, partió de la búsqueda de materiales que puedan minimizar los efectos mencionados anteriormente, así como a la posibilidad de integrarlos con los ya existentes. Debido a sus propiedades térmicas y mecánicas, el Carburo de Silicio sinterizado con Si y C, llamado RBSC, se convierte en el mejor candidato, unido mediante difusión molecular con el Inconel 600, en proceso que se lleva a cabo a elevadas temperaturas.

Junqin Li y Ping Xiao, analizaron la unión de RBSC con Inconel 600 a diferentes temperaturas entre  $950^\circ\text{C}$  y  $1080^\circ\text{C}$ . Quedó demostrado que para temperaturas de  $1080^\circ\text{C}$ , ocurre la formación de Ni-Si en estado líquido y la precipitación a estado sólido eliminando los poros que contiene el Carburo de Silicio original, formando una soldadura muy fuerte entre los dos compuestos, capaz de soportar tensiones a cizalladura de hasta 126 MPa.

A partir de esta investigación se propuso un diseño de absorbedor que integra estos dos materiales, con la tecnología de unión mencionada, logrando así un intercambiador más robusto y resistente a los efectos de la radiación solar concentrada.

El diseño propuesto, se basa en la fabricación de un sándwich formado por tres placas de RBSC y tubos de 4 mm de diámetro, consiguiendo una pieza final integral y de reducidas dimensiones.

La evaluación preliminar que se hace en cuanto a tensiones internas en el Capítulo 2, manifiesta que en la unión RBSC-RBSC se desarrollan tensiones de tracción de hasta 36.3 MPa y en la unión Tubo-RBSC de hasta 41.3 MPa, valores muy por debajo de los que soporta tanto la unión como el RBSC.

Por otro lado en el Capítulo 4, se trabajó en una propuesta de receptor, para este absorbedor, el mismo que presenta dimensiones reducidas en comparación con los que se vienen utilizando actualmente. Con el objetivo de minimizar los efectos de los picos de flujo solar que se observan en los planos focales y plano del absorbedor, se propone la utilización de una lente que recibe el flujo en su superficie, según es transmitido desde el paraboloide del concentrador, transmitiéndola en forma plana y por tanto más homogénea hacia el absorbedor propuesto. Esto permite reducir la profundidad del receptor, algo que podría mejorar la eficiencia térmica del conjunto.

La complejidad del desarrollo del ciclo Stirling, fue analizada en el Capítulo 3 desde el punto de vista termodinámico, lo cual evidencia la necesidad de un modelo complejo para la evaluación del comportamiento de las temperaturas y del flujo de energía térmica en el receptor. Esto deja abierta una ventana de desarrollo investigativo sobre esta materia a futuro, la cual permita corroborar las propuestas que aquí se presentan.

# BIBLIOGRAFÍA

---

1. Ahmad M, Ali G, Ahmed E, Haq MA, Akhter JI. *Novel microstructural growth in the surface of Inconel 625 by the addition of SiC under electron beam melting* [En línea]. *Applied Surface Science* 2011; 257: 7405–7410. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 12-06-2011].
2. Gil A, Medrano M, Martorell I, Lázaro A, Dolado P, Zalba B, Cabeza LF. *State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization* [En línea]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010; 14: 31–55. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 12-07-2011].
3. Hensch G, Mös A, Deubener J, Höland M. *Thermal resistance of nanoporous antireflective coatings on silica glass for solar tower receivers* [En línea]. *Solar Energy Materials and Solar Cells* 2010; 94 (2): 2191-2196. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 15-07-2001]
4. Holman JP. *Transferencia de Calor*. España: McGRAW-HILL, 1998.
5. Ju Choi H, Bae H, McNallan M J, Sohn Y, Lim D. *Effect of hydrogen on the physical and mechanical properties of silicon carbide-derived carbon films* [En línea]. *Surface & Coatings Technology* 2009; 204: 1018–1021. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 10-06-2011].
6. Kreith F, Black W. *La transmisión del calor: Principios fundamentales*. España: Alhambra, 1983.
7. Lee S, Lee Y, Kim Y, Xie R, Mitomo M, Zhan G. *Mechanical properties of hot-forged silicon carbide ceramics* [En línea]. *Scripta Materialia* 2005; 52: 153–156. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 1-08-2011].
8. Li J, Xiao P. *Fabrication and characterisation of silicon carbide/superalloy interfaces* [En línea]. *Journal of the European Ceramic Society* 2004; 24: 2149–2156. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 3-06-2011].

9. Losada San José, J. *Proyecto Fin de Carrera: Análisis de un Sistema Parabólico con motor Stirling*. España, Universidad Carlos III de Madrid: 2009.
10. Manual Inconel 600. [En Línea]. U.S.A.: Special Metals Corporation, 2006. [www.specialmetals.com](http://www.specialmetals.com) [Consultado 1-08-2011].
11. Martínez Fernández J, Muñoz A, Arellano López AR, Valera Fera FM, Domínguez-Rodríguez A, Singh M. *Microstructure–mechanical properties correlation in siliconized silicon carbide ceramics* [En línea]. Acta Materialia 2003; 51:3259–3275. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 10-07-2011].
12. Narciso Romero, FJ. Tesis Doctoral: *Síntesis de materiales cerámicos estructurales. SiC, Si3N4, SiAlON*. [En línea]. España, Universidad de Alicante:1992. <http://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/3762/1/Narciso%20Romero,%20Francisco%20Javier.pdf> [Consultado 9-07-2011].
13. Nepveu F, Ferriere A, Betaille F. *Thermal model of dish stirling system* [En línea]. Solar Energy 2009; 83: 81-89. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 9-07-2011].
14. Raju S, Sivasubramanian K, Divakara R, Panneerselvam G, Banerjee A, Mohandasa E, Antony MP. *Thermal expansion studies on Inconel-600 by high temperature X-ray diffraction* [En línea]. Journal of Nuclear Materials 2004; 325: 118-25. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 9-07-2011].
15. Reinalter W, Ulmer S y Heller P. *Detailed Performance Analysis of a 10 kW Dish/Stirling System* [En línea]. <http://www.aseanenergy.info/Abstract/31028829.pdf>. [Consultado 9-07-2011].
16. S. Suyama, T. Kameda, Y. Itoh. *Development of high-strength reaction-sintered silicon carbide*. Diamond and Related Materials 2003; 12: 1201–1204. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 9-08-2011]
17. Scollo L, Valdéz P, Barón J. *Design and construction of a Stirling Engine prototype* [En línea]. International Journal of Hydrogen Energy 2008; 33: 3506-3510. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 12-08-2011].

18. Shun jian X, Guan jun Q, Dichen L, Hong Y, Yinong L, Tianjian L. *Reaction forming of silicon carbide ceramic using phenolic resin derived porous carbon perform* [En línea]. Journal of the European Ceramic Society 2009; 29: 2395–2402. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 5-07-2011].
19. Sigalés B. *Transferencia de calor técnica*. España: Reverté, 2003.
20. Snead LL, Balden M, Causey RA, Atsumi H. *High Thermal conductivity of graphite fiber silicon carbide composites for fusion reactor application* [En línea]. Journal of nuclear Materials 2002; 307-311: 1200-1204. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 12-06-2011].
21. Tlili I, Timoumi Y, Nasrallah SB. *Analysis and desing consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application* [En línea]. Renewable Energy 2008; 33: 1911-1921. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 10-08-2011].
22. Vargas F, López E, López D, Areiza J. *Fabricación de tubos de carburo de silicio para uso como cuerpo radiante en hornos y sistemas de calentamiento* [En línea]. Dyna 2009; 157: 233-242. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 12-07-2011].
23. Zawrah MF, El-Gazery M. *Mechanical properties of SiC ceramics by ultrasonic nondestructive technique and its bioactivity* [En línea]. Materials Chemistry and Physics 2007; 106: 330–337. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 3-07-2011].
24. Zhang Y, Feng D, He Z, Chen X. *Progress in Joining Ceramics to Metals* [En línea]. Journal Of Iron And Steel Research International 2006; 13(2): 01-05. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 12-06-2011].
25. Zhu X, Jiang D, Tan S. *Preparation of siliconcarbide reticulated porous ceramics* [En línea]. Materials Science and Engineering 2002; A323: 232–238. [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com) [Consultado 7-08-2011].