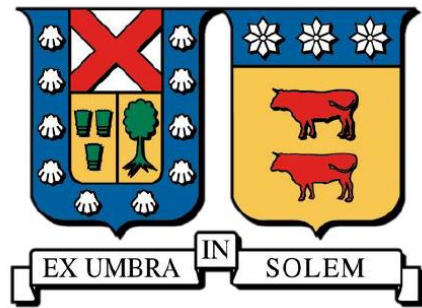


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

SANTIAGO – CHILE



“COMPORTAMIENTO TERMO-MECÁNICO DE UN  
RECIBIDOR SOLAR DE GEOMETRÍA RECTANGULAR  
OPERADO CON SODIO DE UNA PLANTA DE  
CONCENTRACIÓN SOLAR DE POTENCIA”

PABLO ESTEBAN ESPINOZA FIGUEROA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA: PhD RODRIGO BARRAZA VICENCIO

PROFESOR CORREFERENTE: DR. ING. DANILO ESTAY BARRIENTOS

MAYO – 2022

# Agradecimientos

Dar agradecimientos en la memoria de título es algo único, ya que muy probablemente los únicos que los leerán son los profesores, y si bien uno les debe mucho, gran parte del cariño que uno quiere entregar y reflejar va dirigido a la familia y amigos, gente que tal vez jamás abra este documento puesto que no entienden su contenido. Es por esto que escribo estos agradecimientos por mí propio bien, para poder verter mis sentimientos y emociones acumulados durante más de siete años, y si bien creo que todos hacen lo mismo, puesto que es la naturaleza propia de los agradecimientos en este tipo de trabajo, quiero dejarlo en claro de todas formas, este escrito de tan solo una plana es una carta hacia mi persona, nostálgico de cerrar un ciclo y ansioso por empezar otro.

Antes que a nadie, agradecerle *María José*, amor de mi vida y compañera en las buenas y en las malas, sin ella sería una persona diferente, no sé qué sería de mi vida, no sé dónde estaría ni tampoco donde querría estar; ni siquiera sé si estaría vivo. Agradecer asimismo a mis fieles y queridos amigos de la universidad *Pablo, Farid, Anselmo, Fabián, Lukas, Natalia, Ignacio y David*; sin ellos mis años como estudiante no hubiesen sido tan divertidos y llevaderos como los fueron. Dedicado también a mis padres *Omar y Verónica*, quienes me dieron una educación de lujo desde el momento de mi nacimiento, lo que no puedo agradecer lo suficiente, además de cuidarme en mis momentos más críticos de salud. Al mismo tiempo, está mi amado hermano *Daniel*, luz de nuestro hogar y quien me alegró la tarde muchas veces después de horas y horas de estudio que a veces no rendían lo suficiente; gracias por haber nacido hermanito. Agradecer igualmente a *Mario, María Teresa y Fernando*, quienes me recibieron en su hogar cuando más lo necesité. Finalmente, pero no menos importante, le agradezco a *Fernán* y a ustedes, profesores *Rodrigo y Danilo*, quienes me guiaron de manera excepcional, con la paciencia que se le tiene a un estudiante, pero con el respeto y cercanía que se le tiene a alguien que prontamente será su colega.

Tal vez no debería hacer un párrafo aparte para esto, pero como es mi memoria creo que puedo darme el gusto de pasar a llevar las reglas de la redacción. Agradecer a mis queridos tíos *Hernán y Amelia*, a quienes les debo la mitad de mis alegrías de infancia y que definitivamente me formaron como persona. Ojalá siguieran aquí.

*Pablo Espinoza Figueroa*

# Resumen

Las plantas de concentración solar de potencia son una alternativa viable para la generación de energía renovable a través del calor entregado por el sol. Uno de los componentes críticos de este tipo de plantas, y que está expuesto a condiciones extremas de operación, es el receptor solar, ya que este recibe la luz del sol reflejada a través de los heliostatos.

El receptor se encarga de traspasar el calor de la radiación hacia el fluido de transferencia de calor, por lo que se encuentra expuesto a esfuerzos térmicos considerables. La luz del sol deja de llegar durante la noche, lo que lleva a la fatiga, además existen otras variables que afectan al sistema, como la presión interna del fluido o la flotabilidad. Por otro lado, estas plantas están expuestas a un alto calor por un largo periodo de tiempo, por lo que el creep podría ser un componente importante.

El factor más importante de este estudio es la geometría del receptor. Tradicionalmente esta es tubular y en este trabajo se hará una equivalencia para trabajar con una geometría rectangular de razón 2:1, y así después estudiar cómo afectan variables como la curvatura de las esquinas, la presión interna o la flotabilidad a la distribución de esfuerzos y temperaturas. Los resultados muestran que, al aumentar la presión interna, aumentan los esfuerzos. La flotabilidad se mide a través del número de Richardson, y se llega a la conclusión de que cuando la flotabilidad está presente la transferencia de calor en las esquinas aumenta, mientras que disminuye en el centro. Finalmente está la curvatura de las esquinas, y se llega al resultado esperable de que cuando se tiene una esquina muy aguda se produce una concentración de esfuerzos en estas, por lo que el esfuerzo máximo disminuye al suavizarlas.

Finalmente, se propone una metodología para estudiar los efectos del creep y la fatiga en el tiempo de vida del receptor, para así saber, si con las condiciones en las que se trabaja se llegará a los 30 años de vida esperados sin que el creep dañe considerablemente al equipo. Se concluye que, para las condiciones de trabajo usadas en este estudio, el creep no es un factor importante a considerar, por lo que puede ser despreciado.

# Abstract

Concentrated Solar Power plants are a feasible alternative to renewable energy generation through solar radiation. One of the critical components of this type of plant is the receiver, which receives radiation through a set of mirrors called heliostats and is thereof exposed to extreme operation conditions due to the large amounts of radiation.

The receiver transfers the heat from the radiation to the heat transfer fluid, which means it is exposed to substantial thermal stresses. On the other hand, there is no sunlight during nighttime, which means there is fatigue present. There are also other variables that affect the system, like the receiver's internal manometric pressure or the buoyancy effect. Finally, these plants' life expectancy is of 30 years, and considering that it is subject to high temperatures, creep should be considered.

The most important factor in this study is the geometry of the receiver. Traditionally it is tubular, but in this work a rectangular geometry with a 2:1 ratio was studied through an equivalence made maintaining certain parameters from the tubular geometry constant. Different internal radii of curvature, manometric pressure values and buoyancy levels were studied, observing their effect on the temperature and von Mises equivalent stress. Results show that, when the manometric pressure increases, also increases the equivalent stress. On the other hand, when the buoyancy, measured via the Richardson number, increases, also increases the heat transfer in the corners while diminishing in the center. With respect to the curvature of the corners, the results show that sharp corners produce a stress concentration, therefore, stress levels diminish once the corners are smoothed out.

Lastly, a life expectancy evaluation methodology is proposed based on the effects of creep and fatigue on the receiver. This way it can be known if the receiver can withstand the current operating conditions for the expected 30 years of continuous operation. Results show that, for the operating conditions used in this work, creep is not an important factor to be considered.

# Índice

|                                                                                   |           |
|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>1. Introducción .....</b>                                                      | <b>1</b>  |
| 1.1. Funcionamiento de una planta de concentración solar de potencia .....        | 1         |
| 1.2. Sodio líquido.....                                                           | 3         |
| 1.3. Esfuerzos térmicos .....                                                     | 4         |
| 1.4. Creep y fatiga.....                                                          | 4         |
| <b>2. Objetivos.....</b>                                                          | <b>6</b>  |
| <b>3. Estado del Arte.....</b>                                                    | <b>7</b>  |
| 3.1. Recibidores de sodio líquido y cambios de geometría.....                     | 7         |
| 3.2. Número de Nusselt.....                                                       | 13        |
| 3.3. Flujos secundarios.....                                                      | 14        |
| 3.4. Flotabilidad .....                                                           | 14        |
| 3.5. Expectativa de vida de un recibidor .....                                    | 16        |
| <b>4. Metodología.....</b>                                                        | <b>20</b> |
| 4.1. Secuencia lógica de estudio .....                                            | 20        |
| 4.2. Modelo estacionario 2D.....                                                  | 20        |
| 4.3. Distribución de temperatura.....                                             | 21        |
| 4.4. Esfuerzos térmicos .....                                                     | 22        |
| 4.5. Aplicación de elementos finitos .....                                        | 24        |
| 4.6. Validación del modelo de elementos finitos.....                              | 25        |
| <b>5. Resultados y análisis.....</b>                                              | <b>29</b> |
| 5.1. Caso base tubular .....                                                      | 29        |
| 5.2. Ducto rectangular.....                                                       | 31        |
| 5.3. Variación de parámetros geométricos y físicos en el perfil rectangular ..... | 33        |
| 5.3.1. Curvatura de las esquinas .....                                            | 33        |
| 5.3.2. Presión interna.....                                                       | 34        |
| 5.3.3. Flotabilidad.....                                                          | 35        |
| 5.4. Análisis de sensibilidad.....                                                | 36        |
| <b>6. Metodología para evaluación del efecto del creep .....</b>                  | <b>38</b> |
| 6.1. Descripción de la metodología.....                                           | 38        |
| 6.2. Caso de estudio .....                                                        | 38        |
| <b>7. Conclusiones.....</b>                                                       | <b>41</b> |

|                                |           |
|--------------------------------|-----------|
| <b>8. Recomendaciones.....</b> | <b>44</b> |
| <b>9. Referencias .....</b>    | <b>45</b> |
| <b>10. Anexo A .....</b>       | <b>48</b> |

# Índice de figuras

|                                                                                                                                                                                                                                                                  |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 1: Sistema de torre central de una planta de concentración solar. ....                                                                                                                                                                                    | 2  |
| Figura 2: Esquema general de una planta de concentración solar de torre central.....                                                                                                                                                                             | 2  |
| Figura 3: Curva típica del creep, mostrando la deformación en función del tiempo con una<br>tensión constante.....                                                                                                                                               | 5  |
| Figura 4: Distribución de temperaturas en el tubo. A la izquierda con sales fundidas y a la<br>derecha con sodio líquido. ....                                                                                                                                   | 7  |
| Figura 5: Distribución de esfuerzo equivalente de Von Mises en el tubo. A la izquierda con<br>sales fundidas y a la derecha con sodio líquido.....                                                                                                               | 8  |
| Figura 6: Configuraciones del receptor, de izquierda a derecha de 1 paso, 3 pasos y 5<br>pasos. ....                                                                                                                                                             | 10 |
| Figura 7: Diseños de receptor estudiados por Boerema et. al. (a) Flujo ideal, (b) Varios<br>diámetros y (c) Múltiple paso. ....                                                                                                                                  | 11 |
| Figura 8: Tubos con aletas incorporadas en el interior, siendo N el número de aletas. ....                                                                                                                                                                       | 12 |
| Figura 9: Temperaturas superficiales al variar el espesor, para 1 y 20 aletas. ....                                                                                                                                                                              | 12 |
| Figura 10: Vista en corte del ducto. La dirección principal de movimiento del fluido es<br>perpendicular al corte, la línea continua es una línea de isovelocidad paralela al ducto y las<br>líneas con flechas corresponden a los flujos secundarios.....       | 14 |
| Figura 11: Flujos secundarios sin presencia de flotabilidad a la izquierda ( $Ri = 0$ ) y con<br>flotabilidad a la derecha ( $Ri = 0,5$ ). Se considera un bajo número de Prandtl y un Reynolds<br>de 6200. La pared con mayor temperatura es la izquierda. .... | 15 |
| Figura 12: Estimación del tiempo de vida de un receptor para distintos paneles y<br>considerando 3 tipos de esfuerzo, según calculado por González Gómez et. al. ....                                                                                            | 19 |
| Figura 13: Secuencia lógica de estudio. ....                                                                                                                                                                                                                     | 20 |
| Figura 14: Sección transversal de un tubo con sodio líquido como HTF y radiación en la<br>cara superior. ....                                                                                                                                                    | 21 |
| Figura 15: Malla generada a través de Gmsh con 108, 415 y 908 elementos de izquierda a<br>derecha respectivamente.....                                                                                                                                           | 24 |
| Figura 16: Perfil de temperatura de la cara irradiada para mallas con distinto número de<br>elementos, desde la malla 1 hasta la 8. ....                                                                                                                         | 25 |
| Figura 17: Esfuerzo equivalente con la condición de fuerza axial nula. A la izquierda con el<br>método semi analítico y a la derecha con elementos finitos.....                                                                                                  | 26 |
| Figura 18: Esfuerzo equivalente con la condición de fuerza axial nula y momento flector<br>nulo. A la izquierda con el método semi analítico y a la derecha con elementos finitos. ....                                                                          | 27 |
| Figura 19: Esfuerzo equivalente de los perfiles exterior e interior de la mitad superior del<br>tubo. ....                                                                                                                                                       | 27 |
| Figura 20: Esfuerzo en la pared exterior del tubo, $0^\circ$ corresponde al centro de la zona<br>superior. Los marcadores son los resultados del método numérico y las líneas continuas<br>corresponden al método semi analítico. ....                           | 28 |
| Figura 21: Distribuciones de temperatura y esfuerzo equivalente para un tubo con los<br>parámetros de la Tabla 7.....                                                                                                                                            | 29 |

|                                                                                                                                                                                        |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 22: Distribuciones de temperatura y esfuerzo equivalente para un tubo con los parámetros de la Tabla 7, considerando los efectos de la flotabilidad. ....                       | 30 |
| Figura 23: Distribución del número de Nusselt local para el receptor de la planta de concentración Vast Solar. ....                                                                    | 30 |
| Figura 24: Distribución de la temperatura y esfuerzo equivalente para el receptor de la planta Vast Solar con Nusselt constante en la línea segmentada y variable en la continua. .... | 31 |
| Figura 25: Sección transversal del ducto rectangular con la pared superior irradiada. ....                                                                                             | 32 |
| Figura 26: Distribución de esfuerzo y temperatura del perfil rectangular. ....                                                                                                         | 32 |
| Figura 27: Distribución de esfuerzo equivalente y temperatura del perfil rectangular con esquinas redondeadas de radio de curvatura de 1 [mm]. ....                                    | 33 |
| Figura 28: Distribución de esfuerzos de la cara irradiada exterior e interior respectivamente. ....                                                                                    | 34 |
| Figura 29: Esfuerzo equivalente y temperatura del receptor de perfil rectangular con una presión interna de 400 [kPa]. ....                                                            | 35 |
| Figura 30: Distribución de temperatura (izquierda) y de esfuerzo equivalente (derecha) de la cara irradiada externa en función del número de Richardson. ....                          | 36 |
| Figura 31: Análisis de sensibilidad considerando la presión interna del ducto, el radio interno de curvatura y el efecto de la flotabilidad. ....                                      | 37 |
| Figura 32: Días de Operación Equivalentes (EODs) según daños por creep y fatiga. (González Gómez, Rodríguez Sánchez, Laporte Azcué, & Santana, 2021) ....                              | 40 |

# Índice de tablas

|                                                                                                                                                                        |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tabla 1: Propiedades físicas y térmicas del sodio líquido y las sales fundidas.....                                                                                    | 3  |
| Tabla 2: Rango de operación del número de Peclet, geometría objetivo, tipo de fluido y autor del modelo para cada una de las correlaciones del número de Nusselt. .... | 14 |
| Tabla 3: Efectos del número de Richardson en la convección natural y forzada.....                                                                                      | 15 |
| Tabla 4: Daño total por daño de creep y la fatiga en un receptor Haynes 230 y sCO <sub>2</sub> como HTF.....                                                           | 18 |
| Tabla 5: Temperaturas máximas para mallas con distinto número de elementos. ....                                                                                       | 24 |
| Tabla 6: Parámetros utilizados para la validación del modelo. ....                                                                                                     | 25 |
| Tabla 7: Valores de la planta de concentración de Vast Solar. ....                                                                                                     | 29 |
| Tabla 8: Temperatura y esfuerzo equivalente máximos para la planta Vast Solar con Nusselt constante y variable. ....                                                   | 31 |
| Tabla 9: Diámetro equivalente y otros valores correspondientes a la equivalencia ducto-tubo. ....                                                                      | 32 |
| Tabla 10: Esfuerzo y temperatura máximas del perfil rectangular.....                                                                                                   | 32 |
| Tabla 11: Esfuerzo y temperatura máximas del perfil rectangular con esquinas redondeadas de radio de curvatura de 1 [mm].....                                          | 33 |
| Tabla 12: Esfuerzo y temperatura máximas del perfil rectangular considerando una presión interna de 400 [kPa].....                                                     | 35 |
| Tabla 13: Radiación diaria promedio en la ciudad de Calama entre el 2004 y el 2016 y sus respectivos esfuerzos máximos de von Mises y temperatura máxima. ....         | 39 |

# 1. Introducción

Es desde hace décadas que, debido a la problemática del cambio climático, se vienen desarrollando tecnologías para aprovechar las energías renovables no convencionales que nos entrega la naturaleza y así reemplazar los combustibles fósiles como el carbón y el petróleo. El interés por energías como la eólica, mareomotriz, geotérmica, de biomasa o solar es cada vez mayor, transformándose en un tema, tanto nacional como internacional.

Hablando específicamente de la energía solar, la tecnología más conocida y utilizada son los paneles solares fotovoltaicos, con una capacidad mundial de casi 800 [GW] (Jaganmohan, 2021). A pesar de la gran popularidad de los paneles fotovoltaicos, existe una alternativa a estos con un crecimiento cada vez mayor, específicamente de más de 700% en casi una década (IRENA, 2019), las plantas de concentración solar de potencia (CSP).

## 1.1. Funcionamiento de una planta de concentración solar de potencia

Las plantas de concentración solar de potencia transforman la radiación solar en energía eléctrica, pero a diferencia de la tecnología fotovoltaica que transforma a los rayos solares en electricidad de manera directa, estas plantas transforman el calor en electricidad de una manera más tradicional, a través de una turbina. Las plantas de concentración utilizan espejos llamados heliostatos para concentrar la luz del sol en el receptor, el cual transfiere energía al fluido de transferencia de calor (HTF).

Hay 2 tipos de tecnologías de concentración solar, una donde la radiación se refleja a lo largo de un tubo y otra donde se concentra en un punto, siendo esta última la de importancia para este trabajo. La tecnología por analizar se llama “sistema de torre central” (CRS), donde el receptor, un tubo por donde circula un fluido, se encuentra en lo alto de una torre (*Figura 1*). Normalmente las plantas de concentración de torre central constan de entre 10 mil o 100 mil heliostatos para concentrar el calor en el receptor. Cabe mencionar que la eficiencia óptica disminuye con la distancia a la torre central, por lo que la escala del sistema está restringida. (Sun, 2020)

Las plantas de concentración constan de un circuito primario, que contiene el receptor y tanques de almacenamiento, donde se almacena el calor para los periodos sin luz solar; y uno secundario, el cual recibe el calor del circuito primario para así generar electricidad a través de una turbina (*Figura 2*). Estas plantas de torre central se utilizan para aplicaciones de altas temperaturas, lo que permite generar electricidad por un largo periodo de tiempo sin necesidad de radiación solar (Zhang, Baeyens, Degrevé, & Caceres, 2013).

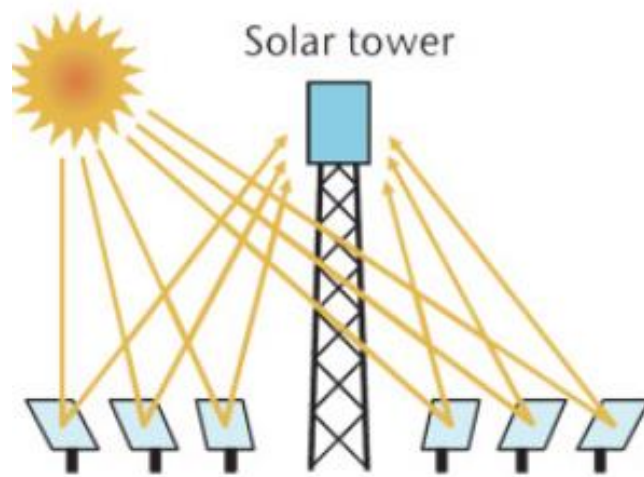


Figura 1: Sistema de torre central de una planta de concentración solar.

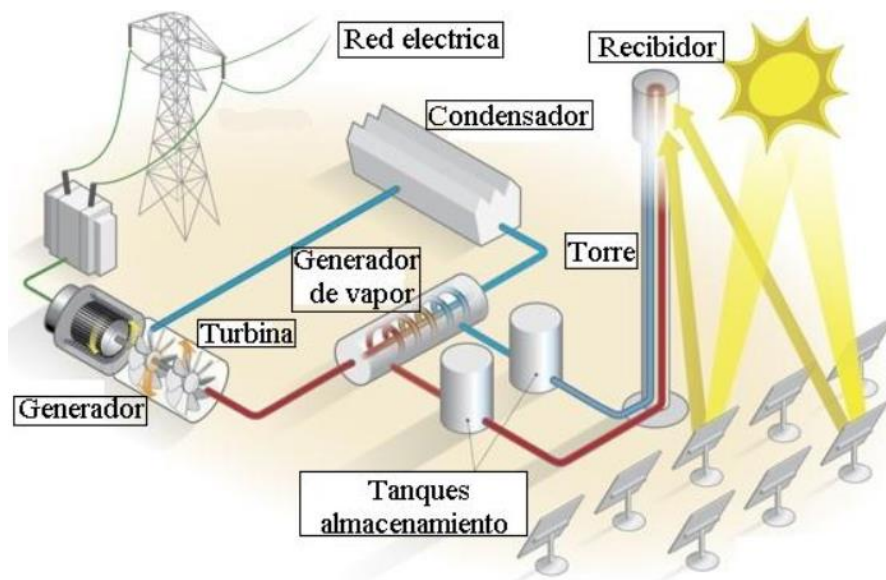


Figura 2: Esquema general de una planta de concentración solar de torre central.

## 1.2. Sodio líquido

Las sales fundidas, o sales solares, son el fluido de transferencia de calor tradicionalmente utilizado por las plantas de concentración de torre central, como es el caso Gemasolar en España, la primera planta CSP comercial del mundo en utilizar este tipo de tecnología. Además, en este caso, el sistema de almacenamiento con las sales fundidas puede suministrar de electricidad por 15 horas sin necesidad de luz solar (*Burgaleta, Arias, & Ramírez, 2011*). A pesar de su viabilidad como fluido de transferencia de calor, este presenta problemas. Su punto de fusión es de 220°C, por lo que se deben tener líneas auxiliares de calentamiento para mantenerlo estado líquido, lo que lleva a pérdidas de energía. Por otra parte, su temperatura no puede superar los 565°C, ya que este es su punto de ebullición y a los 600°C se descompone químicamente (*Flesch, y otros*).

Para superar estos problemas, se puede utilizar el sodio líquido como fluido de transferencia de calor, ya que este tiene un menor punto de fusión y un mayor punto de ebullición. Tener un rango de temperatura en estado líquido más amplio puede llevar a un menor coste en la generación de energía (*Kolb, 2011*) y el mayor punto de ebullición permite temperaturas más altas para una posible aplicación en ciclos avanzados de conversión de energía. (*Flesch, y otros*). Las propiedades de ambos fluidos se presentan en la *Tabla 1*.

*Tabla 1: Propiedades físicas y térmicas del sodio líquido y las sales fundidas.*

| Propiedad                                 | Sodio  | Sal Fundida |
|-------------------------------------------|--------|-------------|
| Punto de fusión [°C]                      | 98     | 220         |
| Punto de ebullición [°C]                  | 890    | 565         |
| Conductividad térmica [ $Wm^{-1}K^{-1}$ ] | 119,3  | 0,53        |
| Densidad [ $Kg m^{-3}$ ]                  | 820    | 1804        |
| Calor específico [ $kJ kg^{-1}K$ ]        | 1,26   | 1,52        |
| Número de Prandtl                         | 0,0016 | 4,85        |

Además de su amplio rango de temperatura para mantenerlo en estado líquido, su conductividad térmica excepcionalmente alta hace del sodio un fluido de transferencia de calor muy eficiente, sin mencionar que es el 6<sup>to</sup> metal más abundante en el planeta (*Zheng, Zapata, Asselineau, Coventry, & Pye, 2020*).

El uso de sodio líquido como fluido de trabajo viene siendo investigado desde la década 1950, donde empezó a ser usado en reactores nucleares. Este hecho llamó la atención de los investigadores y en la década de 1980 Sandia National Laboratories en Estados Unidos empezó a desarrollar esta tecnología para plantas de concentración solar (*Zheng, Zapata, Asselineau, Coventry, & Pye, 2020*). Esto llevó a que la compañía australiana de generación de energía, Vast Solar, desarrollara Jemalong, la primera planta de concentración solar de potencia conectada a la red con sodio líquido como fluido de trabajo (*Vast Solar, s.f.*). Esto demuestra la viabilidad del uso del sodio líquido como fluido de transferencia de calor.

A pesar de sus ventajas sobre las sales fundidas, el sodio también presenta puntos negativos, tales como que sus tasas de corrosión son mayores en comparación a las sales solares (Fidler & Collins, 1975) o que es un material altamente combustible al contacto con el agua o el aire.

### 1.3. Esfuerzos térmicos

Este tipo de esfuerzo de esfuerzo tiene lugar gracias a la expansión térmica producida por un gradiente de temperatura en un material sólido y se encuentra presente en diversas áreas de la ingeniería. Esta expansión térmica genera desplazamientos y cuando estos se encuentran restringidos aparecen los esfuerzos térmicos. En el caso de que el cambio en temperatura sea lento y uniforme, los esfuerzos térmicos son despreciables, no así cuando los cambios en temperatura grandes y ocurren en un menor lapsus (Johns, 1965). La primera aparición teórica de este fenómeno fue gracias al físico y matemático francés J.M.C. Duhamel, quien en el siglo XIX derivó por primera vez ecuaciones que relacionan el campo de temperaturas con el de deformaciones. Desde entonces ha habido un desarrollo constante de la teoría de la termoelasticidad, sin embargo, su mayor crecimiento fue gracias a la industria aeroespacial durante la segunda guerra mundial, donde el entendimiento del fenómeno de los esfuerzos térmicos se convirtió en un tema vital para la seguridad de numerosas naciones (Carrera, Fazzolari, & Cinefra, 2017).

En el caso de los recibidores térmicos el gradiente de temperatura se produce porque la cara externa del recibidor se encuentra irradiada y la interna no, y el líquido de transferencia de calor no es capaz de generar una tasa de remoción de calor lo suficientemente alta. Este tipo de esfuerzo es la principal falla de los recibidores térmicos, debido al paso del día a la noche, donde la ausencia de luz solar equivale a bajas temperaturas y a las condiciones climatológicas del lugar, tales como días con nubes que generen efectos transientes. Además, este comportamiento cíclico se traduce deformaciones plásticas provocadas por la fluencia y la fatiga, efectos que se acentúan aún más dada la expectativa de vida de 30 años que tiene toda planta de concentración de torre central.

### 1.4. Creep y fatiga

El creep, o fluencia en caliente, es un fenómeno que causa deformación plástica en un material al estar sometido a altas temperaturas por un largo periodo de tiempo a un esfuerzo constante. Esta deformación tiene lugar sin necesidad de que el esfuerzo aplicado supere el límite elástico del material. Se produce en todo tipo de materiales y en metales es un factor para considerar cuando la temperatura de trabajo es igual o mayor a  $0,4T_m$  ( $T_m$  = Temperatura absoluta de fusión). El comportamiento del creep (Figura 3) se divide en las siguientes 3 etapas: fluencia primaria, donde la velocidad de la fluencia es decreciente, aumentando su resistencia; fluencia secundaria o estacionaria, donde la velocidad de deformación es constante; y la fluencia terciaria, donde la velocidad de fluencia aumenta y se produce la rotura final (Callister).

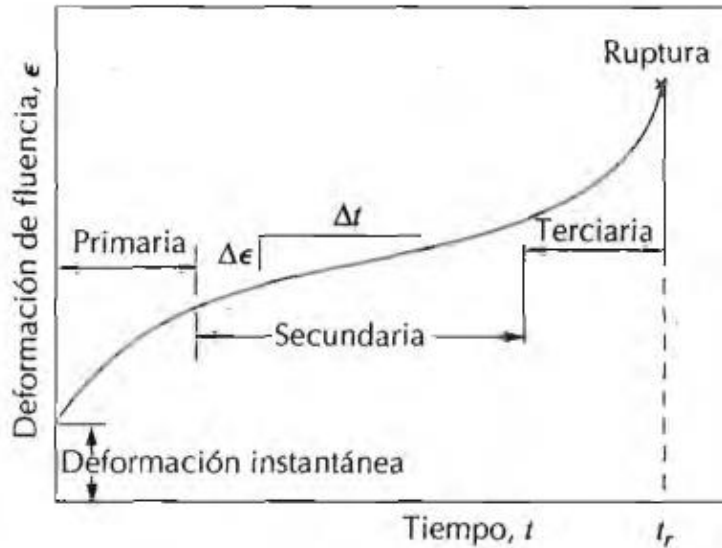


Figura 3: Curva típica del creep, mostrando la deformación en función del tiempo con una tensión constante.

Cuando se quiere calcular el tiempo para la ruptura por creep no es factible realizar un ensayo normal, ya que un receptor debe durar 30 años en servicio, y como la ruptura por creep no debe ocurrir de eso, un ensayo tradicional debería durar esa cantidad de tiempo. Por esta razón se han desarrollado parámetros de extrapolación que correlacionan el tiempo de ruptura con el esfuerzo y la temperatura, para así realizar ensayos más cortos en tiempo, manteniendo el mismo esfuerzo aplicado, pero aumentando la temperatura para compensar por el menor tiempo. Cabe mencionar que 30 años de servicio equivale a 10.000 ciclos, o a 240.000 hrs, 100.000 hrs de operación y 140.000 hrs de apagado.

Por otro lado, la fatiga es un tipo de fractura que ocurre cuando el material está sometido a cargas fluctuantes.

El creep y la fatiga se relacionan en lo que receptores respecta ya que la duración estimada de vida de estos es de 30 años, trabajan a altas temperaturas y están sujetos a cargas cíclicas por el paso del día y la noche, además de las nubes que puedan pasar por encima causando una condición transiente.

## 2. Objetivos

- **Objetivo general:**

- Evaluar cómo afectan los cambios de geometría del perfil, presión interna y flotabilidad al esfuerzo máximo y temperatura de un receptor de una planta CSP operada con sodio.

- **Objetivos específicos:**

- Analizar el estado del arte de los receptores de calor de sodio líquido de una planta de concentración solar de potencia, la flotabilidad, los efectos de los posibles cambios de la geometría del perfil y el fenómeno del creep.
- Modificar un código para el cálculo del esfuerzo máximo y la temperatura a través de del método de elemento finito para un perfil rectangular de razón 2:1.
- Evaluar termo-mecánicamente una geometría rectangular de razón 2:1 considerando como variables la presión interna, la flotabilidad y el radio interno de curvatura del perfil.
- Proponer una metodología para la evaluación del efecto del creep en el receptor.

## 3. Estado del Arte

### 3.1. Recibidores de sodio líquido y cambios de geometría

Conroy et. al. (Conroy, Collins, Fisher, & Grimes, 2018) evalúan el LCOE (Levelized Cost Of Electricity) de un panel de tubos en paralelo de un receptor térmico usando sodio líquido como fluido HTF en función del rendimiento térmico, la vida útil, la caída de presión y los costos de los materiales. Los resultados muestran que, para un área de transferencia de calor decreciente con diámetros pequeños, la eficiencia térmica aumenta.

Por otro lado, Logie et. al. (Logie, Pye, & Coventry, 2018) muestran métodos para el cálculo analítico de los esfuerzos térmicos en los tubos del receptor en estado estacionario, comparando las sales fundidas con el sodio líquido como fluido de transferencia de calor. En la *Figura 4* se muestra la distribución de temperaturas y en la *Figura 5* la distribución de esfuerzos en el receptor.

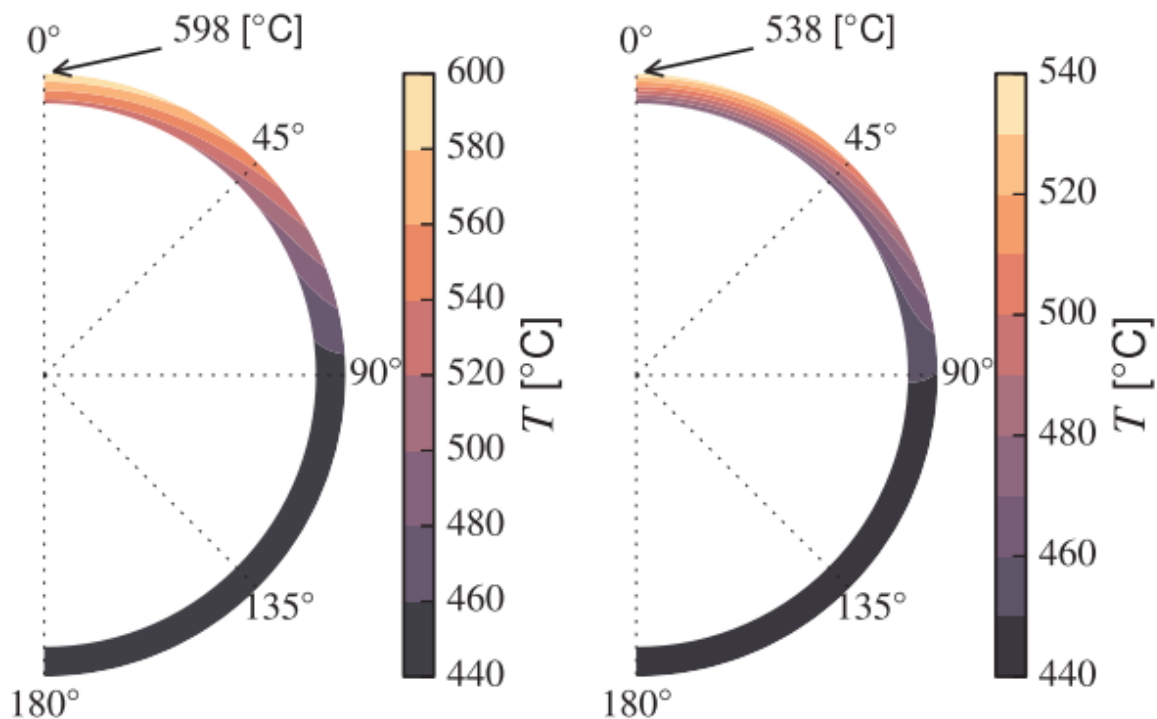


*Figura 4: Distribución de temperaturas en el tubo. A la izquierda con sales fundidas y a la derecha con sodio líquido.*

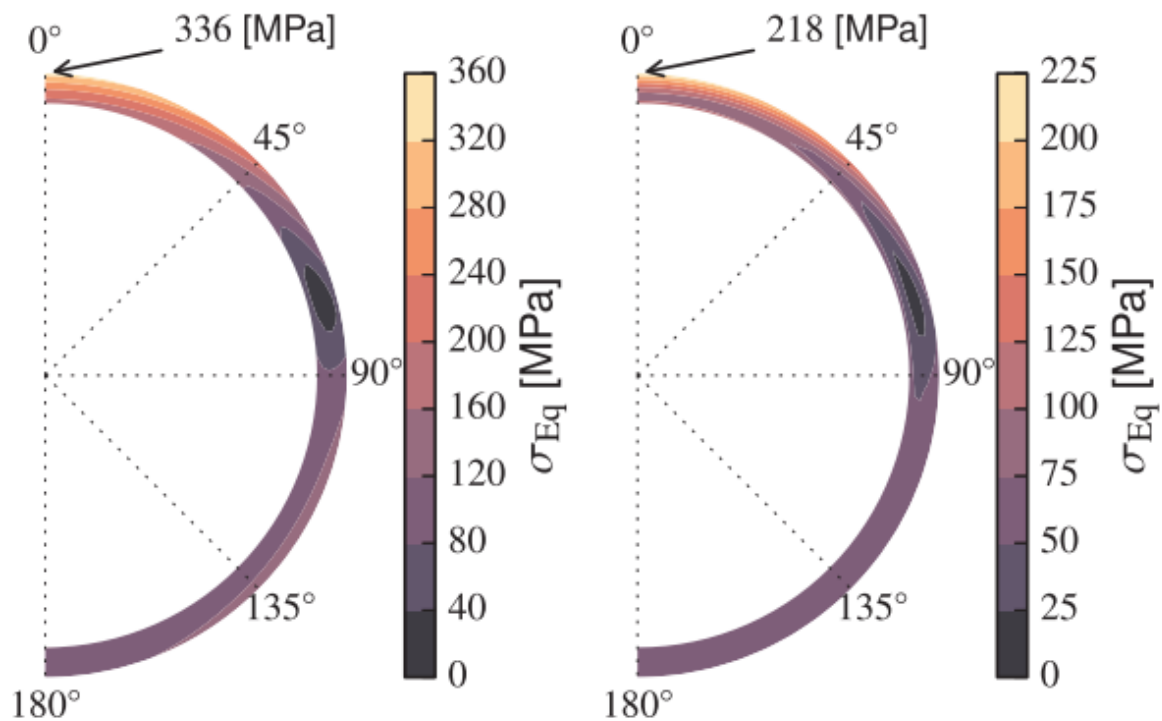


Figura 5: Distribución de esfuerzo equivalente de Von Mises en el tubo. A la izquierda con sales fundidas y a la derecha con sodio líquido.

Se aprecia que, al usar sodio líquido en vez de sales fundidas, tanto la temperatura como el esfuerzo máximo se ven reducidos, disminuyendo este último en un 35%.

Además, este trabajo analiza la componente del esfuerzo axial en los esfuerzos térmicos, ya que la mayoría de los autores la desprecia. Se revisaron distintos métodos de cálculo del esfuerzo axial dependiendo de la configuración del tubo. Se llegó a la conclusión de que ignorar este componente lleva a conclusiones incorrectas en los cálculos, siendo el caso crítico en tubos calentados sin simetría axial, donde el esfuerzo axial es el componente predominante en el esfuerzo equivalente.

Cagnoli et. al. (Cagnoli, de la Calle, Pye, Savoldi, & Zanino, 2019) modelan un receptor con sodio como fluido de transferencia de calor, usando como referencia la planta solar australiana Jemalong Solar Thermal Station. El modelo propuesto busca predecir el comportamiento del receptor en estado transiente, considerando el encendido-apagado o el paso una nube. Para esto se utiliza un modelo de CFD en 3D, el cual toma en cuenta en detalle la geometría del receptor para después comparar con otros modelos de la literatura y concluir que se genera una gran diferencia con respecto a los modelos que simplifican la geometría.

Además, se realizan pruebas con distintas velocidades de viento y ángulos de incidencia. Las pérdidas de calor por convección externa se duplican al pasar del caso sin viento (convección libre) al de viento a una velocidad de 10 m/s (convección forzada), donde en este último caso las pérdidas de calor convección externa representan un 20% de las pérdidas totales.

Finalmente, se propone un método de acoplamiento iterativo para trabajar los casos más realistas con mayor facilidad. Estos casos consideran cosas como el paso de una nube o el encendido y apagado. El modelo se usó para ver el comportamiento bajo el paso de una nube y dio un resultado cualitativamente razonable.

Zheng et. al. (Zheng, Zapata, Asselineau, Coventry, & Pye, 2020) comparan 5 fluidos de transferencia de calor en un receptor térmico tubular a través un análisis de exergía y de la configuración del flujo. Los fluidos que se comparan son los siguientes: sales fundidas, sodio líquido, dióxido de carbono supercrítico (sCO<sub>2</sub>), aire y vapor de agua. Además, varía aspectos geométricos como el espesor de la pared y el diámetro del tubo.

Los resultados muestran que a elevadas temperaturas (540 – 740 °C), el sodio es el fluido que mejor se comporta, con una eficiencia de exergía solar-a-fluido del 61%. A bajas temperaturas (290 – 565 °C) el sodio es ligeramente superior comparado a las sales fundidas. La presión que ejerce el dióxido de carbono supercrítico es demasiado alta como para considerarlo un fluido de transferencia de calor factible. El aire, si bien puede trabajar a temperaturas de hasta 1000 °C, sus pobres propiedades termodinámicas se traducen en un bajo nivel de transferencia de calor, lo que conlleva muchas pérdidas de energía y temperaturas extremadamente altas en la pared exterior. El vapor de agua tiene un comportamiento relativamente bueno, sin embargo, presenta dificultades al momento de almacenar el calor, por lo que usarlo sería un desafío.

Además de su superior eficiencia, el sodio líquido presenta más ventajas en comparación a las sales fundidas. Debido a su alta conductividad térmica, es menos sensible a los cambios en geometría presentados en este trabajo. Además, es capaz de entregar más calor, por lo que se puede usar un ciclo Brayton de alta temperatura con sCO<sub>2</sub>, el cual es más eficiente que un ciclo Rankine de vapor de agua en términos de generación de energía eléctrica.

Conroy et. al. (Conroy, Collins, & Grimes, Sodium receiver designs for integration with high temperature power cycles, 2019) estudian distintos diseños de receptores de sodio para su funcionamiento con ciclos de nueva generación de altas temperaturas (>750°C), como un ciclo Brayton gaseoso o un ciclo Rankine de vapor de agua SC/USC/A-USC. Para encontrar un diseño óptimo se estudian posibles configuraciones geométricas que afecten los caminos del flujo y 5 diferentes materiales para el receptor.

Al estudiar el efecto del diámetro, se consideran 3 medidas distintas, de 0,006 m, 0,012 m y 0,024 m. Al igual que en todos los estudios que tratan este tema, se llega a la conclusión de

que un menor tamaño de diámetro implica mayor eficiencia térmica debido a menores pérdidas de energía por radiación y convección. A pesar de esto, los diámetros pequeños tienen la desventaja de que tienen una mayor caída de presión, esto debido a que a menor tamaño se tiene un paso de flujo más reducido y una mayor velocidad.

Además del diámetro, se estudian 3 configuraciones con 1, 3 y 5 caminos para el flujo, las últimas 2 con 3 variaciones cada una. Las más importantes se aprecian en la *Figura 6*. Para las configuraciones de múltiples pasos, la pérdida de presión es mayor que en la de 1 solo paso. Aun si se considera la desventaja de la pérdida de presión del diámetro de 0,006 m, el menor tamaño de dicho diámetro sigue resultando en una mayor eficiencia térmica para las configuraciones de 1 y 3 pasos. Dicho esto, para la configuración de 5 pasos el diámetro que ofrece la mayor eficiencia es el de 0,012 m.

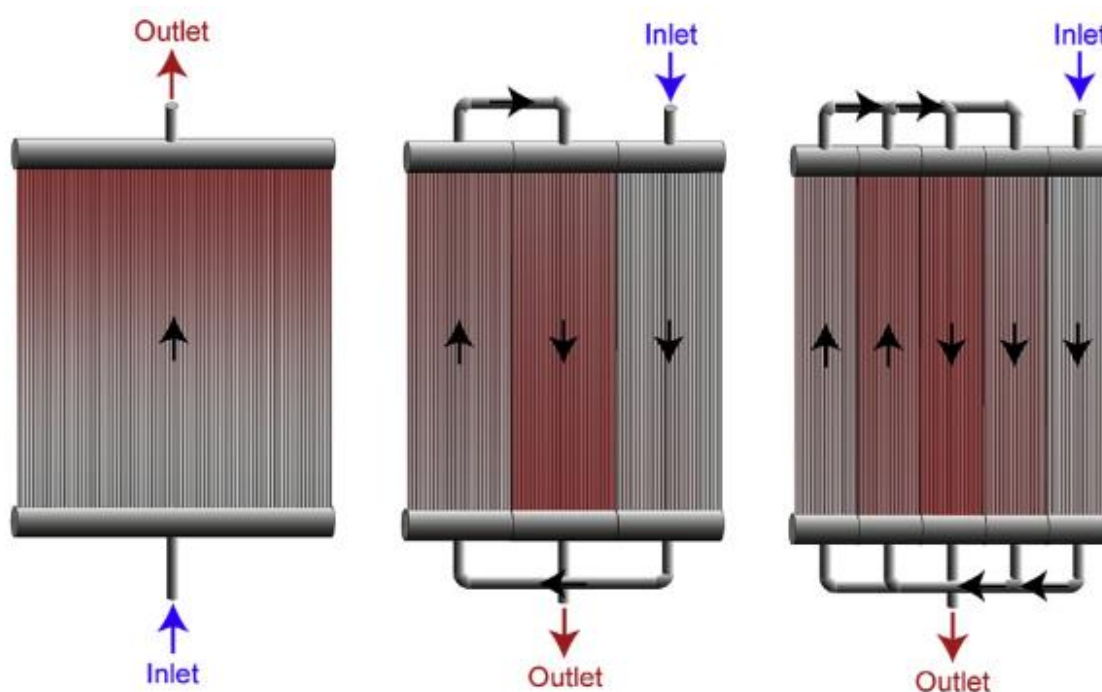


*Figura 6: Configuraciones del recibidor, de izquierda a derecha de 1 paso, 3 pasos y 5 pasos.*

Aunque se utilice el caso desfavorable de 0,006 m de diámetro para la configuración de 5 pasos, esta sigue ofreciendo una mayor eficiencia que la del caso de un solo camino, con una mejora de 0,3% para una temperatura de 550 °C y de 0,6% para una de 750 °C.

Con respecto al material del recibidor, se prueban los siguientes: acero inoxidable 304, acero inoxidable 316, aleación 800H, Inconel 617 y Haynes 230. Se concluye que, a todo rango de temperatura, tanto el Haynes 230 como el Inconel 617 tienen una mayor eficiencia en comparación a los aceros inoxidables o la aleación 800H. Además, las mejores propiedades mecánicas del Haynes e Inconel permiten que se comporten mejor frente a la fluencia, fenómeno que ocurre al trabajar por un largo periodo de tiempo a altas temperaturas.

Boerema et. al. (Boerema, Morrison, Taylor, & Rosengarten, 2013) estudian 4 diseños distintos de paneles de tubos con sodio líquido como fluido de transferencia de calor. Estos diseños son los siguientes: un recibidor con tubos de un único diámetro, recibidor con flujo ideal, recibidor con tubos de varios diámetros y recibidor compuesto de paneles de tubos en serie.

Boerema et. al. comparan estos diseños en función de la temperatura superficial y concluyen que el diseño (c) de la *Figura 7* es superior, ya que reduce tanto la temperatura superficial máxima como el riesgo de altas temperaturas por cambios en la irradiación.

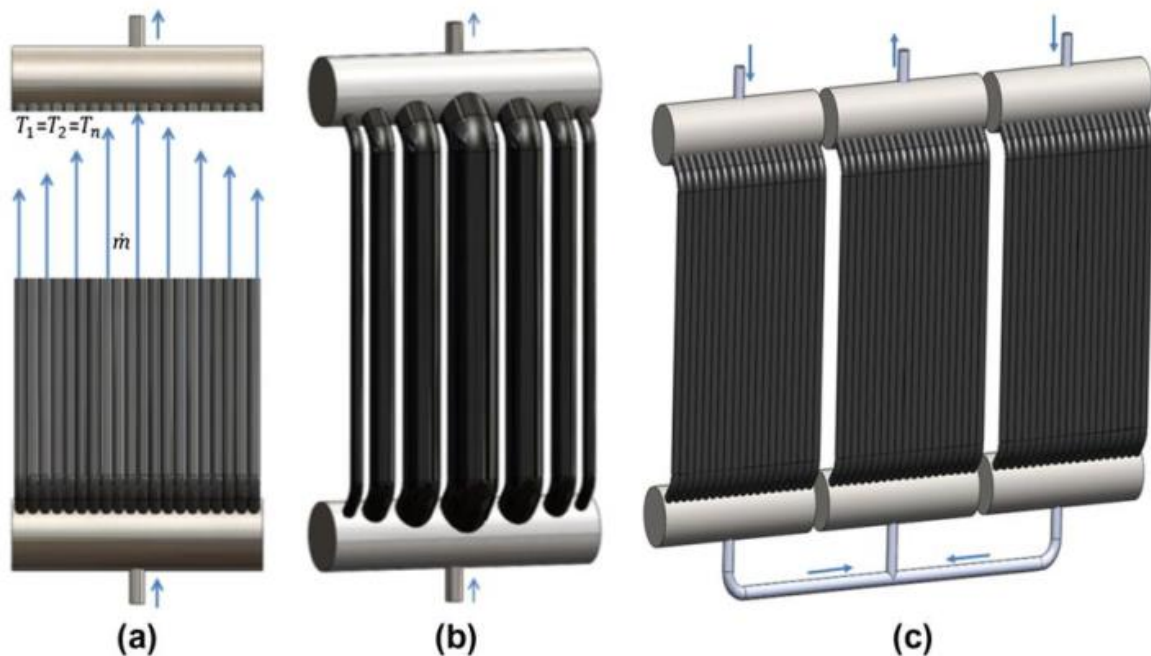


*Figura 7: Diseños de recibidor estudiados por Boerema et. al. (a) Flujo ideal, (b) Varios diámetros y (c) Múltiple paso.*

Shatnawi et. al. (Shatnawi, Lim, Ismail, & Aldossary, 2021) estudian la influencia de la geometría, el material, el tipo de fluido y la transferencia de calor en el rendimiento térmico y mecánico.

Uno de los ámbitos más interesantes del trabajo la incorporación de aletas en la parte interior del tubo y el análisis de su influencia. Este cambio en la geometría del recibidor (*Figura 8*) es importante, puesto que hasta ahora en la literatura casi todos los cambios geométricos corresponden a cambios en la configuración de los tubos. Se trabaja con 2 casos, con una aleta en la parte interior de la superficie irradiada y con 20 aletas cubriendo la totalidad de la superficie interior.

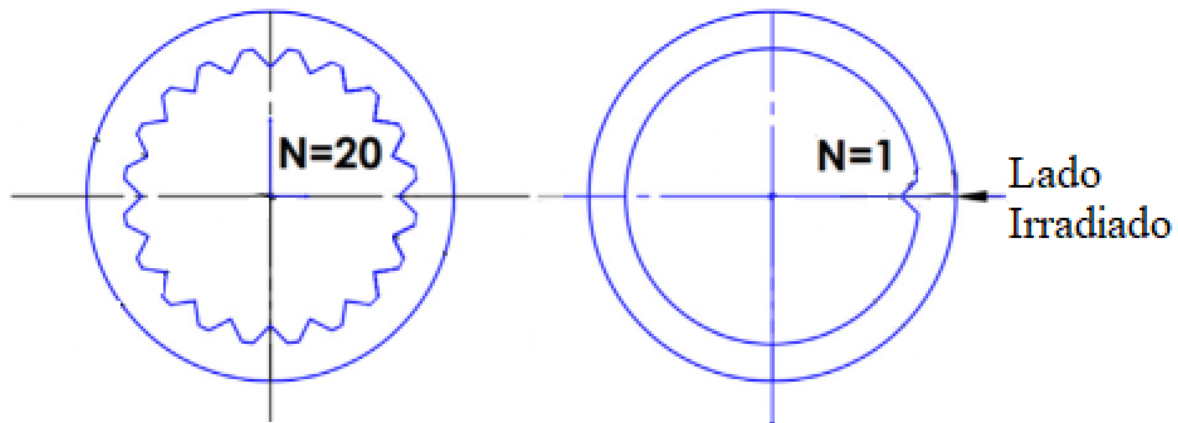


Figura 8: Tubos con aletas incorporadas en el interior, siendo  $N$  el número de aletas.

Además, el trabajo varía el espesor de la pared del tubo de dos maneras, manteniendo el diámetro interior constante y variando el diámetro exterior; y fijando el diámetro exterior, aumentando así el diámetro interno. Llegan a la conclusión de que a medida que el espesor disminuye, la transferencia de calor aumenta y que, al variar el espesor, la cantidad de aletas no aumenta, tal como se ve en la Figura 9.

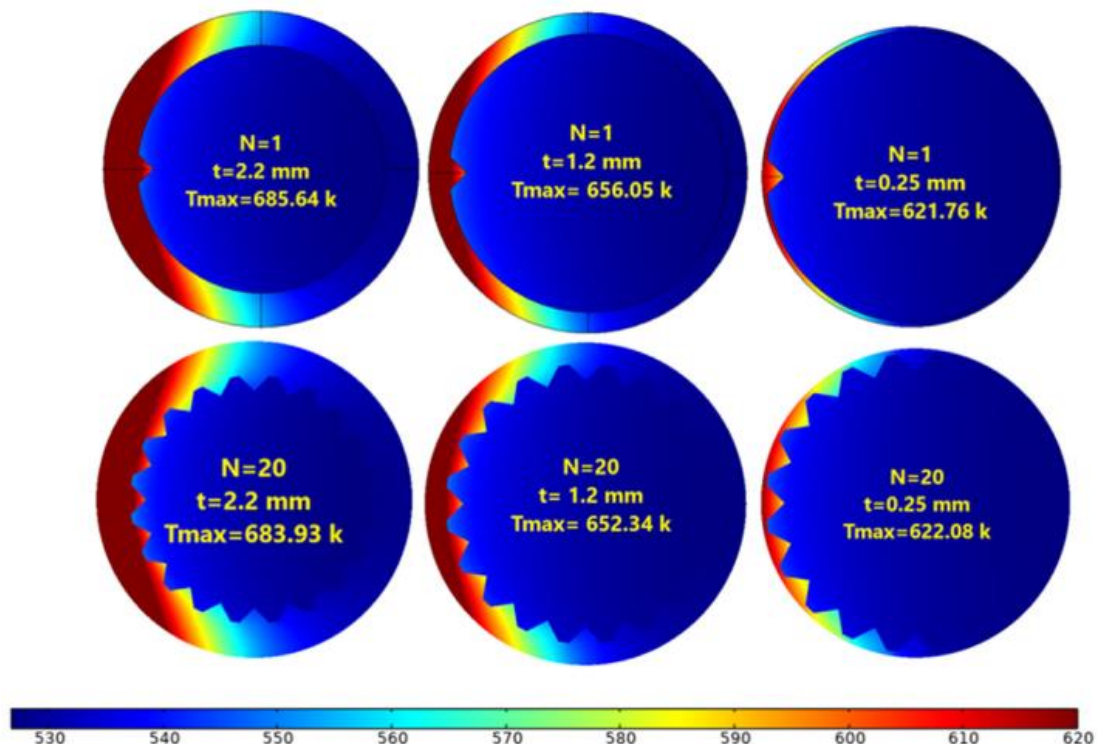


Figura 9: Temperaturas superficiales al variar el espesor, para 1 y 20 aletas.

Finalmente concluyen que la aleación 625 es un material apropiado para un recibidor solar y que el sodio líquido es un fluido con una eficiencia superior a las sales fundidas y a Hitec, debido a su alto coeficiente de transferencia de calor. Además, añadir aletas reduce la deformación del tubo al igual que los esfuerzos térmicos. Con la incorporación de una sola aleta se reduce el desplazamiento en un 6,5% comparado a un tubo con una pared interior suave.

### 3.2. Número de Nusselt

Para poder calcular el coeficiente de transferencia de calor, el número de Nusselt es un factor necesario y cuyo criterio de elección debe ser tratado con cuidado.

Para la elección correcta de un número de Nusselt se debe usar la correlación correcta, las cuales son estudiadas por Pacio et. al. (Pacio, Marocco, & Wetzel, 2015). En su trabajo analizan 15 correlaciones para metales líquidos en convección forzada turbulenta, a partir de 21 fuentes distintas. Los metales líquidos en cuestión son los siguientes: bismuto de plomo, sodio, aleación de sodio potasio y mercurio. Realiza esto a través de un análisis estadístico de datos experimentales.

Concluyen que Skupinski et. al. (Skupinski, Tortel, & Vautrey, 1965) presentan el mejor modelo para los metales líquidos mencionados. A pesar de esto, se recalca que este modelo es válido para todos los metales líquidos, y que se debe tener en cuenta de que las correlaciones específicas para cada metal presentan un mejor indicador. Pe es el número de Peclet, que se expresa como  $Pe = Re \cdot Pr$ .

$$Nu_{c,sk} = 4,28 + 0,00185 \cdot Pe^{0,827} \quad (1)$$

Hablando específicamente del sodio líquido, el modelo de Chen et. al. (Chen & Chiou, 1981) exhibe un mejor indicador.

$$Nu_{c,ch} = 5,6 + 0,00165 \cdot Pe^{0,85} \cdot Pr^{0,01} \quad (2)$$

Jaeger et. al. (Jaeger, 2015) realiza un estudio sobre el comportamiento de metales líquidos en ductos rectangulares, donde busca validar los datos experimentales de 8 experimentos, con un número de Nusselt válido para  $Pe < 3000$ .

$$Nu_{RC} = 7,83 + 0,00138 \cdot Pe^{0,8} \quad (3)$$

El rango de operación del número de Peclet para cada una de las 3 correlaciones mencionadas se aprecia en la *Tabla 2*.

*Tabla 2: Rango de operación del número de Peclet, geometría objetivo, tipo de fluido y autor del modelo para cada una de las correlaciones del número de Nusselt.*

| <b>Autor</b>      | <b>Fluido</b>    | <b>Geometría</b> | <b>Rango</b>                |
|-------------------|------------------|------------------|-----------------------------|
| Skupinski et. al. | Na K             | Tubo             | $58 < Pe < 1,31 \cdot 10^4$ |
| Chen & Chiou      | Na – Na K        | Tubo             | $200 < Pe < 2 \cdot 10^4$   |
| Jaeger            | Metales líquidos | Ducto            | $Pe < 3000$                 |

### 3.3. Flujos secundarios

Los flujos secundarios (Nikuradse, 1930) son un fenómeno que tiene lugar por el uso de una geometría rectangular en vez de una circular. Estos flujos se producen en las esquinas agudas (*Figura 10*) y son perpendiculares a la dirección movimiento del fluido. Su magnitud es aproximadamente un 1% de la velocidad principal del fluido (Kakac, Shah, & Aung, 1987).

Este efecto genera una transferencia de calor desde las esquinas hacia el centro.

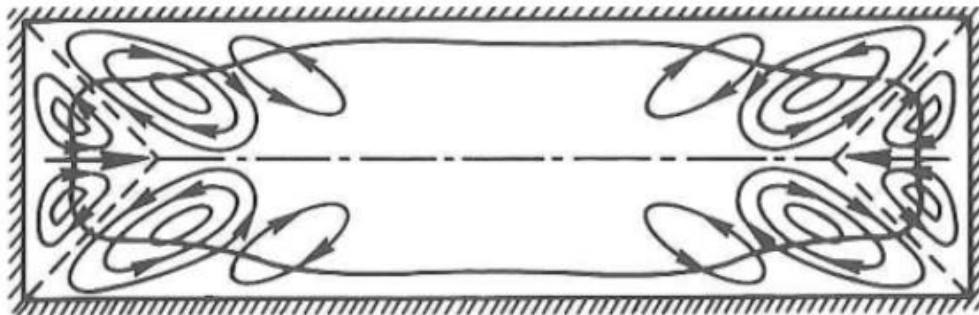


*Figura 10: Vista en corte del ducto. La dirección principal de movimiento del fluido es perpendicular al corte, la línea continua es una línea de isovelocidad paralela al ducto y las líneas con flechas corresponden a los flujos secundarios.*

### 3.4. Flotabilidad

Cuando hay una diferencia significativa entre la temperatura de la pared del ducto y la temperatura media del fluido, se genera un fenómeno denominado como flotabilidad. La diferencia de temperatura genera cambios en la densidad, lo que causa convección natural. La flotabilidad es la mezcla entre la convección forzada y la natural, y se mide con el número de Richardson (Ri).

$$Ri = g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot H \cdot V^{-2} \quad (4)$$

El número de Richardson depende de la gravedad  $g$ , el coeficiente de dilatación lineal  $\beta$ , la diferencia de temperatura entre el lado más caliente de la pared y el fluido  $\Delta T$ , el largo característico  $H$  y la velocidad promedio de la sección transversal  $V$ .

Dada la geometría del problema, la flotabilidad se relaciona con los flujos secundarios afectando su distribución y aumentando su magnitud, tal como se aprecia en la *Figura 11*, extraída del trabajo de (Niemann, Blazquez Navarro, Saini, & Fröhlich, 2018).

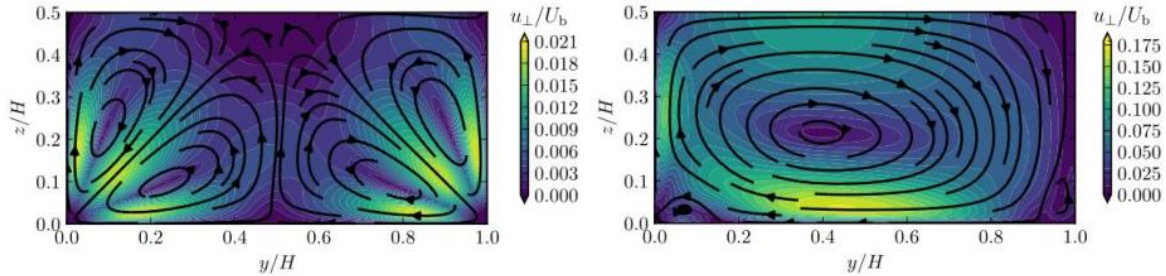


*Figura 11: Flujos secundarios sin presencia de flotabilidad a la izquierda ( $Ri = 0$ ) y con flotabilidad a la derecha ( $Ri = 0,5$ ). Se considera un bajo número de Prandtl y un Reynolds de 6200. La pared con mayor temperatura es la izquierda.*

La relación entre la convección forzada y la natural se aprecia en la (*Tabla 3*) a través de los valores que puede tomar el número de Richardson. Solo cuando están ambos efectos de convección presentes es que la flotabilidad tiene lugar.

*Tabla 3: Efectos del número de Richardson en la convección natural y forzada.*

| Valor del número de Richardson | Efecto de $Ri$ en la convección       |
|--------------------------------|---------------------------------------|
| $Ri < 0,1$                     | Convección natural despreciable       |
| $Ri > 10$                      | Convección forzada despreciable       |
| $0,1 < Ri < 10$                | Ambos efectos de convección presentes |

Niemann et. al. (Niemann, Blazquez Navarro, Saini, & Fröhlich, 2018) presentan un trabajo en el cual realiza simulaciones numéricas para estudiar el impacto de la flotabilidad en los flujos secundarios en un ducto cuadrado. Se realizan pruebas con diferentes números de Reynolds y de Richardson, con un número de Prandtl bajo. Tal como se dijo antes, la flotabilidad afecta la distribución de los flujos secundarios, generando un vórtice que aumenta la transferencia de calor. Además, aumenta la turbulencia en el lado más frío de la pared. Por otro lado, concluyen que el cambio en la transferencia de calor cambia la magnitud del Nusselt local.

Straub et. al. (Straub, Forooghi, Marocco, Wetzel, & Frohnepfel, 2019) realizan simulaciones numéricas para estudiar el efecto de una superficie calentada de manera no homogénea en un tubo circular. Como resultado concluyen que el valor del número de Nusselt promedio no cambia al imponer una distribución no homogénea. Contrario a esto, el valor del Nusselt local si cambia. El Nusselt local es mayor en los bordes de la superficie calentada, donde su temperatura se acerca a la temperatura general.

### 3.5. Expectativa de vida de un recibidor

Como se mencionó en la introducción, el creep y la fatiga son efectos presentes en la operación de plantas de concentración solar de potencia, esto porque la expectativa de vida de estas plantas es de 30 años ( $\sim 100.000$  hrs de operación). Considerando este tiempo tan largo de operación, las altas temperaturas a las que está sujeto el recibidor y el encendido y apagado de la planta, es lógico que tanto el creep como la fatiga deban ser estudiados al realizar un análisis de la expectativa de vida de un recibidor térmico.

Sandia National Laboratories redactó en 1979 un estándar para el diseño estructural en aplicaciones solares (Berman, Gangadharan, Gupta, & Narayanan, 1979) basado en el código ASME de calderas y recipientes a presión (ASME boilers & pressure vessel code). Para el creep y la fatiga se basaron en la sección III de dicho código, usada normalmente para aplicaciones nucleares. El criterio de falla usado para el creep y la fatiga se llama “suma de daño lineal” (Linear Damage Summation).

$$\sum_{j=1}^p \left( \frac{n}{N_d} \right)_j + \sum_{k=1}^q \left( \frac{t}{T_d} \right)_k \leq D \quad (5)$$

Donde,

- $D$  = Daño total causado por el creep y la fatiga. Depende del material, pero usualmente se considera  $D = 1$ .
- $n$  = Número de ciclos aplicados en una condición de carga  $j$ .
- $N_d$  = Número de ciclos permitidos para la condición de carga  $j$ .
- $t$  = Duración de la condición de carga  $k$ .
- $T_d$  = Tiempo permitido previo a la ruptura por creep para la condición de carga  $k$ .

Esta es la ecuación más utilizada en la literatura, ya que relaciona el creep con la fatiga tomando en cuenta los efectos cíclicos de la operación. La primera sumatoria es la fracción del daño por fatiga y la segunda la fracción del daño por creep. Cabe mencionar que esta ecuación no está basada en el fenómeno físico que lleva al creep, sino en datos de ensayos.

Para calcular  $N_d$  se necesitan las deformaciones del material. Para esto se calcula un rango de deformación equivalente a través de los siguientes pasos:

1. Calcular todos los componentes de deformación para el ciclo completo.  
( $\epsilon_y, \epsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$ , en función del tiempo)
2. Elegir un tiempo donde las condiciones la deformación sea máxima o mínima y refiérase a este con el subíndice  $i$ .
3. Calcular los cambios en los componentes de deformación para cada punto de tiempo en el ciclo, calculando la diferencia entre la deformación en dicho punto y la máxima o mínima elegida.

$$\Delta \varepsilon_x = \varepsilon_x - \varepsilon_{xi} \quad (6)$$

$$\Delta \varepsilon_y = \varepsilon_y - \varepsilon_{yi} \quad (7)$$

4. Calcular el rango de deformación equivalente para cada punto en el tiempo

$$\Delta \varepsilon_{equiv.} = \frac{\sqrt{2}}{3} \left[ (\Delta \varepsilon_x - \Delta \varepsilon_y)^2 + (\Delta \varepsilon_y - \Delta \varepsilon_z)^2 + (\Delta \varepsilon_z - \Delta \varepsilon_x)^2 + \frac{3}{2} (\Delta \gamma_{xy}^2 + \Delta \gamma_{yz}^2 + \Delta \gamma_{zx}^2) \right]^{1/2} \quad (8)$$

5. Usar el rango de deformación equivalente máximo calculado como el rango de deformación ( $\varepsilon_t = \Delta \varepsilon_{equiv.}$ ) entrar a las curvas (*Figura A.1* o *Figura A.2*) o tablas (*Tabla A.1.* o *Tabla A.2.*) de fatiga que entrega el documento y obtener el  $N_d$  correspondiente.

Para el cálculo de  $T_d$  se entra a las curvas (*Figura A.3*, *Figura A.4* y *Figura A.5*) o tablas (*Tabla A.2*, *Tabla A.3* o *Tabla A.5*) a través de  $1,25 \cdot S_{yk}$ , donde  $S_{yk}$  es el promedio del límite elástico mínimo esperado a la temperatura promedio mínima y máxima de la condición de carga.

Para el cálculo del daño por fatiga se necesitan las deformaciones y para el daño por creep se necesitan los esfuerzos.

Chen et. al. (Chen, y otros, 2013) utilizan dos modelos de predicción de vida por creep y fatiga para después realizar ensayos en las aleaciones de níquel Haynes 230 e Inconel 617 y así validar la efectividad de dichos modelos. El primer modelo es el recientemente mencionado de suma de daño lineal, y el segundo de energía de histéresis de frecuencia modificada. El experimento realizado fue un ensayo de tracción a una temperatura de 850°C. Las probetas se sostuvieron a un rango de deformación total de 0,5%; 1,0% y 1,5% durante 3, 10 y 30 minutos.

Se concluye que el método de suma de daño lineal predice bien el tiempo de vida del Inconel 617, pero subestima seriamente el tiempo del Haynes 230. Por otro lado, el método de histéresis, mientras que el método de histéresis fue más acertado.

Eno et. al. (Eno, Young, & Sham, 2008) estudian parametrizaciones para el cálculo del tiempo de ruptura por creep. Toman varios modelos y los relacionan entre sí, llegando a 2

casos generales para así compararlos más fácilmente y elegir el más adecuado para cada material. Algunos de los modelos mostrados son, por ejemplo, el de Manson-Haferd, el que postula que  $\log(T_d) \propto T$  ( $T_d$ =tiempo de ruptura por creep y  $T$ =temperatura); o el de Larson-Miller, que postula lo mismo, pero con recíproco de la temperatura,  $\log(T_d) \propto 1/T$ . Concluye que el parámetro más adecuado para la aleación Haynes 230 es el de Mendelson-Roberts-Manson, el cual es una generalización del modelo de Larson-Miller. Para el material mencionado el parámetro queda de la siguiente forma:

$$\log(T_d) = -26,27 + 44158 \cdot \frac{1}{T} + 4,72 \cdot \log(\sigma) - 11337 \cdot \log(\sigma) \cdot \frac{1}{T} \quad (9)$$

El uso de parámetros como este sirve para obtener  $T_d$  y poder aplicarlo en la ecuación ( 5 ).

Ortega et. al. (Ortega, Christian, & Ho, 2015) realizan un análisis estructural de un recibidor tubular con dióxido de carbono supercrítico (sCO<sub>2</sub>) como fluido de transferencia de calor, considerando creep y fatiga. Se elige la aleación Haynes 230 como el material del recibidor. Para estudiar la expectativa de vida del recibidor utilizaron la ecuación ( 5 ) y para calcular el  $T_d$  de la ecuación ( 5 ) utilizaron la ecuación ( 9 ).

El primer resultado importante es que la deformación es tan pequeña que el daño por fatiga es despreciable, a pesar de esto se este se considera como 0,1 como factor de seguridad (sumatoria izquierda de la ecuación ( 5 )). Además, se llega a que durante el tiempo no operacional de 140.000 hrs, donde se mantuvo la presión constante y la temperatura disminuyendo, el tiempo de ruptura permisible es de  $T_d = \sim 1,3 \cdot 10^{62}$  hrs, por lo que el creep y la fatiga se desprecian durante este periodo. Considerando que hay una superficie frontal irradiada y una trasera al lado contrario, se llega a los siguientes resultados (Tabla 4) durante el tiempo operacional de 100.000 hrs.

Tabla 4: Daño total por daño de creep y la fatiga en un recibidor Haynes 230 y sCO<sub>2</sub> como HTF.

| Superficie | Tiempo permisible por creep $T_d$ | Daño por creep $t/T_d$ | Daño por fatiga $n/N_d$ | Daño total $D$ |
|------------|-----------------------------------|------------------------|-------------------------|----------------|
| Frontal    | 109.525                           | 0,913                  | 0,1                     | 1,013          |
| Trasera    | $1,246 \cdot 10^7$                | 0,008                  | 0,1                     | 0,108          |

Se aprecia claramente que la cara irradiada recibe un daño considerable por el creep, no llegando a los 30 años de servicio.

González Gómez et. al. (González Gómez, Rodríguez Sánchez, Laporte Azcué, & Santana, 2021) calculan el tiempo de vida de un recibidor con sales fundidas como fluido de

transferencia de calor. Se usó Haynes 230 como material y la planta Gemasolar como referencia. Desarrollan su propio modelo para calcular los esfuerzos en el receptor, donde consideran 3 casos, uno solo con esfuerzo elástico, otro con elástico y plástico y otro incluyendo además relajación del esfuerzo. Usan la ecuación ( 5 ) para estimar los daños de creep y fatiga a largo plazo.

Para el cálculo de  $T_d$  de la ecuación ( 5 ) no utiliza el método descrito por Berman et. al., quienes propusieron esta ecuación, si no que usa la ecuación ( 9 ), propuesta por Eno et. al.

Una de las conclusiones importantes es que el creep y la fatiga no se influyen el uno al otro en el proceso de deformación, por lo que ambos daños pueden ser calculados de manera independiente para estimar el tiempo de vida del receptor. Los resultados se pueden ver en la *Figura 12*, donde se grafican los días de operación equivalentes (EOD). Además, se concluye que el daño por fatiga conforma solo el 0,03% del daño total por creep-fatiga en el receptor.

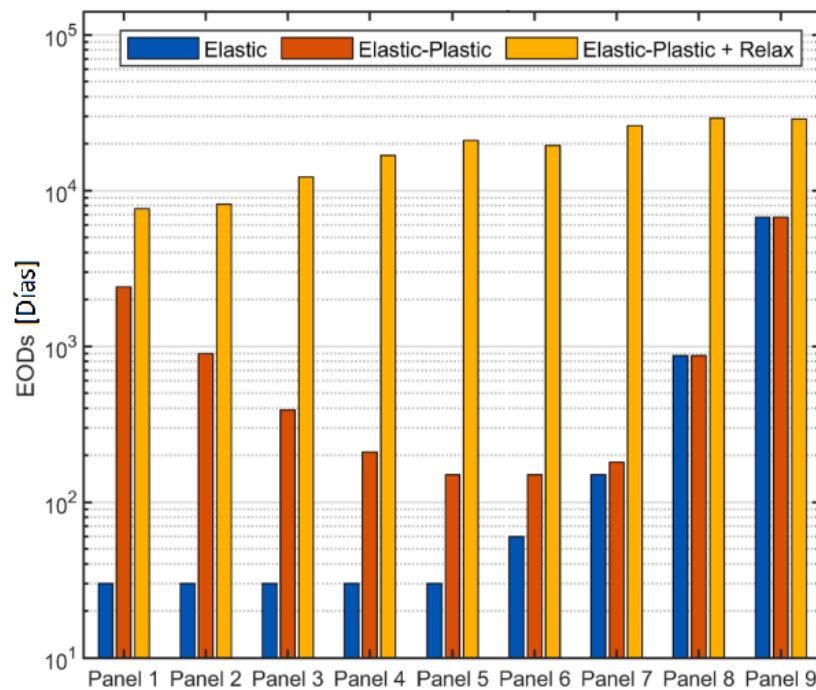


*Figura 12: Estimación del tiempo de vida de un receptor para distintos paneles y considerando 3 tipos de esfuerzo, según calculado por González Gómez et. al.*

## 4. Metodología

### 4.1. Secuencia lógica de estudio

Se toma el caso con geometría tubular y se realiza la equivalencia a la rectangular. De ahí se trabaja con un código en elemento finito considerando un estado estacionario y distribución de radiación constante. Una vez hecho el código para la equivalencia escogida y todos sus parámetros, se procede a calcular la distribución de esfuerzos y temperatura. Después, se varían los parámetros del radio de curvatura interior, la presión interna y la flotabilidad. Finalmente, se analizarán los efectos de estas variaciones en los esfuerzos y temperatura. Todo el paso a paso se aprecia en la *Figura 13*.

Además, se planteará una metodología para evaluar el daño por creep que se basa en los resultados del código de elemento finito utilizado.

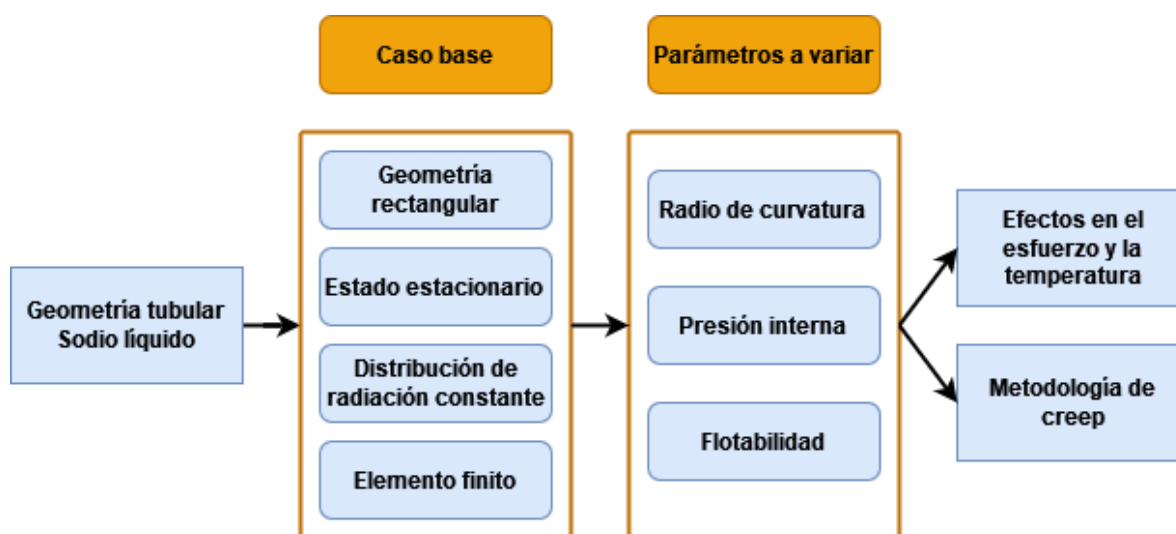


*Figura 13: Secuencia lógica de estudio.*

### 4.2. Modelo estacionario 2D

Si bien existen varios tipos de receptores solares, los analizados en este trabajo son paneles tubulares, conformados por tubos en paralelo. Para modelar el receptor se debe considerar como segmentos de secciones finitas transversales, donde la temperatura puede variar en los ejes  $x$  e  $y$ , pero no en el  $z$  (perpendicular a la sección mostrada en la *Figura 14*).  $T_{HTF}$  es la temperatura media del sodio y es constante. Por otro lado,  $\dot{q}_{inc}$  es la radiación incidente en el receptor.

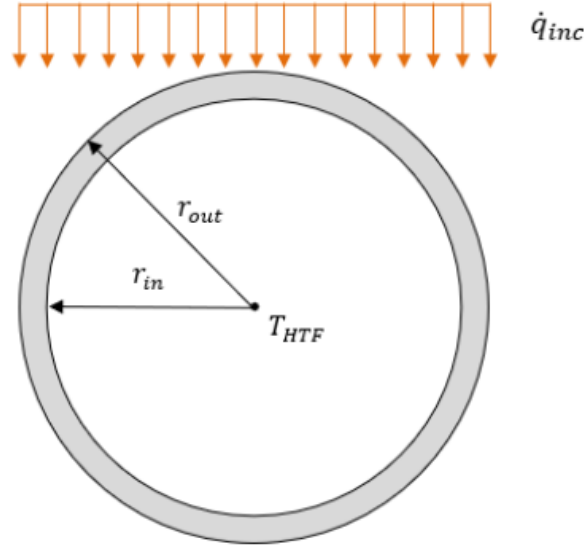


Figura 14: Sección transversal de un tubo con sodio líquido como HTF y radiación en la cara superior.

### 4.3. Distribución de temperatura

Ya que se está trabajando en estado estacionario, la distribución de temperatura de la sección transversal se puede obtener mediante la ecuación de Laplace.

$$\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (10)$$

La condición de borde para la cara exterior irradiada se expresa en función de un vector unitario normal a la superficie,  $\vec{n}_{out}$ .

$$k_t \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{\vec{n}_{out}} = \alpha \dot{q}_{inc} \cdot \vec{n}_{out} + \varepsilon \beta (T_{out}^4 - T_{\infty}^4) + h_{out} (T_{out} - T_{\infty}) \quad (11)$$

Donde  $k_t$  representa la conductividad térmica del tubo,  $\alpha$  la absorptividad,  $\varepsilon$  la emisividad,  $\beta$  la constante de Stephan-Boltzmann,  $\dot{q}_{inc}$  el flujo solar incidente y  $h_{out}$  el coeficiente de convección externa. La temperatura de la superficie exterior es  $T_{out}$ , mientras que la del ambiente es representada por  $T_{\infty}$ .

Para la parte interior del tubo se debe considerar la convección forzada.

$$k_t \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{\vec{n}_{in}} = h_{in} (T_{in} - T_{HTF}) \quad (12)$$

Donde  $T_{in}$  la temperatura de la superficie interior y  $h_{in}$  es el coeficiente de transferencia de calor. El coeficiente  $h_{in}$  se calcula con la conductividad térmica del fluido  $k$ , la longitud característica  $L$  y el número de Nusselt  $Nu$ .

$$h_{in} = \frac{Nu \cdot k}{L} \quad (13)$$

## 4.4. Esfuerzos térmicos

Para los esfuerzos en la sección de la *Figura 14* se usa la ley de Hooke con la condición de deformación plana ( $\varepsilon_z = 0$ ).

$$\sigma = [R](\varepsilon - \varepsilon_0) \quad (14)$$

Donde la matriz  $[R]$  contiene las propiedades elásticas del material, tales como el módulo de Young  $E$  o el coeficiente de Poisson  $\nu$ .

$$[R] = \frac{E}{(1-\nu)(1-2\nu)} \begin{pmatrix} 1-\nu & \nu & 0 \\ \nu & 1-\nu & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{pmatrix} \quad (15)$$

Además, el  $\varepsilon_0$  de la ecuación ( 14 ) corresponde a las deformaciones iniciales, que en este caso corresponde a las deformaciones térmicas.

$$\varepsilon_T = \begin{pmatrix} (1+\nu)\lambda\Delta T \\ (1+\nu)\lambda\Delta T \\ 0 \end{pmatrix} \quad (16)$$

Donde  $\lambda$  corresponde al coeficiente de dilatación lineal y  $\Delta T$  a la diferencia de temperatura con la temperatura libre de esfuerzo, la cual se considera  $10^\circ C$  para los metales. Reemplazando las ecuaciones ( 15 ) y ( 16 ) en la ( 14 ), queda la siguiente relación entre deformación y esfuerzo.

$$\begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \end{pmatrix} = \frac{E}{(1-\nu)(1-2\nu)} \begin{pmatrix} 1-\nu & \nu & 0 \\ \nu & 1-\nu & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \varepsilon_x - (1+\nu)\lambda\Delta T \\ \varepsilon_y - (1+\nu)\lambda\Delta T \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix} \quad (17)$$

A pesar de que las deformaciones en el eje  $z$  sean nulas, el esfuerzo  $\sigma_z$  no lo es. Se calcula de la siguiente forma.

$$\sigma_z = \nu(\sigma_x + \sigma_y) - E\lambda\Delta T \quad (18)$$

Esta ecuación es válida cuando los extremos del tubo se encuentren restringidos. Sin embargo, los recibidores solares siempre tienen un extremo libre debido a los cambios de temperatura, por lo tanto, la condición de fuerza axial nula (z.a.f.) se define de la siguiente manera:

$$F_z = \frac{1}{A} \int \sigma_z dA = 0 \quad (19)$$

Por lo tanto, la expresión para el esfuerzo en el eje con la condición de fuerza axial nula es la siguiente:

$$\sigma_{z,z.a.f.} = \nu(\sigma_x + \sigma_y) + \lambda(\bar{T} - T) \quad (20)$$

Por otra parte, existe la condición de Goodier (Goodier, 1957), donde se tiene un extremo del tubo fijo y el otro libre con la fuerza axial nula definida como momento flector anulado (a.b.m.). El esfuerzo con esta condición se define de la siguiente forma:

$$\sigma_{z,a.b.m.} = \frac{y_a}{I} \int \lambda E \Delta T y_a dA \quad (21)$$

Donde  $y_a$  es la distancia del eje neutro a cualquier punto del material e  $I$  la inercia de la sección transversal del tubo.

Juntando estas dos condiciones se obtiene el esfuerzo en  $z$  para el problema.

$$\sigma_z = \sigma_{z,z.a.f.} + \sigma_{z,a.b.m.} \quad (22)$$

Una vez conocido el esfuerzo axial en  $z$ , se puede calcular el esfuerzo equivalente de la sección transversal a través del criterio de Von Mises.

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2}{2}} + 6\tau_{xy} \quad (23)$$

## 4.5. Aplicación de elementos finitos

Para resolver las ecuaciones se utiliza el método de elementos finitos con elementos triangulares. Las mallas se crearon con el software Gmsh, donde se pueden controlar la calidad de la malla y el número de elementos y nodos. En la *Figura 15* se muestra la sección transversal de un tubo con distinto número de elementos.

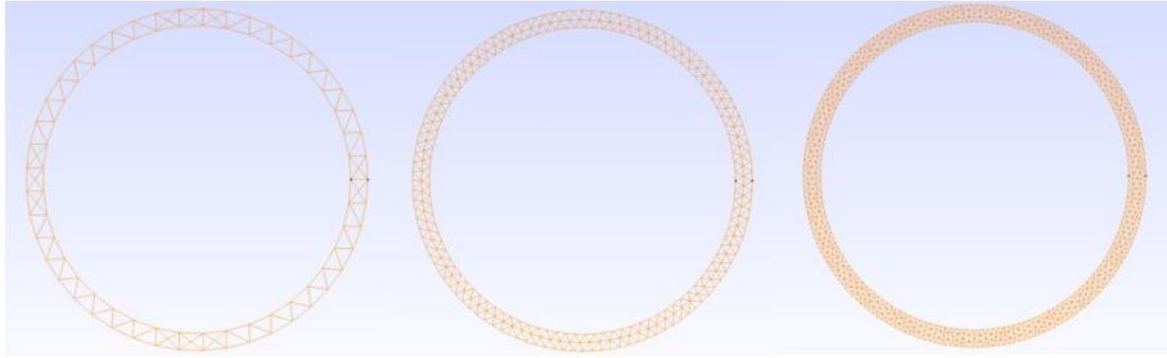


*Figura 15: Malla generada a través de Gmsh con 108, 415 y 908 elementos de izquierda a derecha respectivamente.*

Al simular con las condiciones planteadas anteriormente y comparando las temperaturas resultantes se obtiene la *Tabla 5*, donde se aprecia que la diferencia entre la malla más gruesa y la más fina es menor al 1%.

*Tabla 5: Temperaturas máximas para mallas con distinto número de elementos.*

| Nº de malla | Nº de elementos | $T_{m\acute{a}x}^{\circ C}$ |
|-------------|-----------------|-----------------------------|
| 1           | 97              | 542,17                      |
| 2           | 119             | 542,06                      |
| 3           | 185             | 541,90                      |
| 4           | 317             | 541,81                      |
| 5           | 656             | 541,29                      |
| 6           | 743             | 541,24                      |
| 7           | 908             | 540,95                      |
| 8           | 1066            | 540,68                      |

Ahora, si graficamos todas estas mallas en la cara externa irradiada podemos ver gráficamente esta nula diferencia entre la cantidad de elementos. Por lo tanto, y tal como se ve en la *Figura 16*, el código es independiente de la malla.

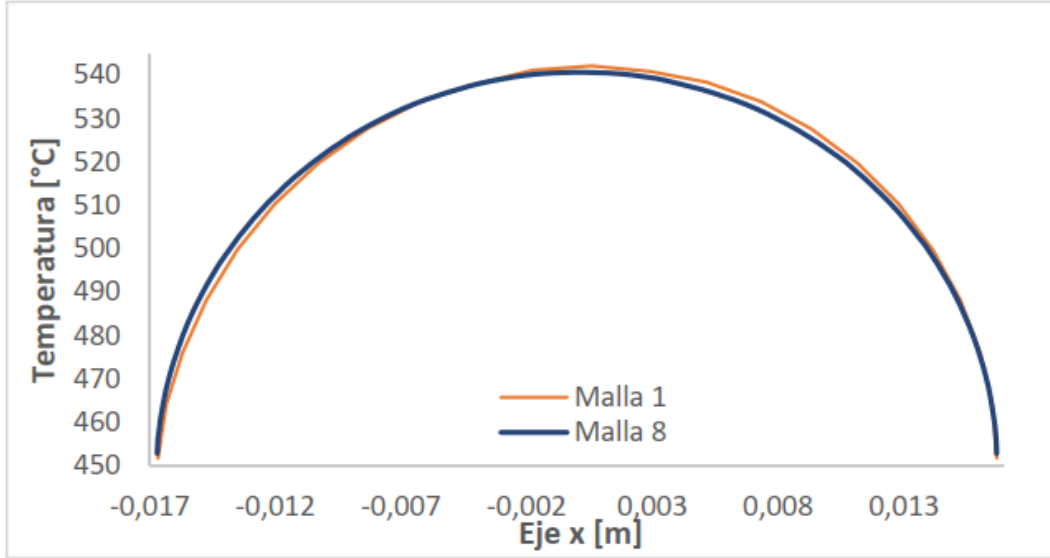


Figura 16: Perfil de temperatura de la cara irradiada para mallas con distinto número de elementos, desde la malla 1 hasta la 8.

## 4.6. Validación del modelo de elementos finitos

Para la validación de este modelo se utilizan los resultados de Logie et. al. En la Tabla 6 se presentan propiedades y parámetros correspondientes.

Tabla 6: Parámetros utilizados para la validación del modelo.

| Propiedad | Unidad              | Valor                |
|-----------|---------------------|----------------------|
| $T_{HTF}$ | $^{\circ}C$         | 450                  |
| $Nu$      |                     | 19,6                 |
| $h_i$     | $kW\ m^2\ K^{-1}$   | 43,6                 |
| $r_i$     | $mm$                | 15,05                |
| $r_o$     | $mm$                | 16,70                |
| $q_{inc}$ | $kW\ m^{-1}$        | 850                  |
| $E$       | $MPa$               | 165                  |
| $\nu$     |                     | 0,3                  |
| $k$       | $W\ m^{-1}\ K^{-1}$ | 20                   |
| $\lambda$ | $K^{-1}$            | $18,5 \cdot 10^{-6}$ |

El método para obtener las temperaturas es el mismo que el usado en este trabajo, sin embargo, los esfuerzos se obtienen mediante el siguiente método semi analítico:

$$\sigma_r = K \frac{\lambda E}{2(1-\nu)} \left[ -\ln \frac{r_o}{r} - \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left( 1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) \ln \frac{b}{a} \right] + K_{\theta} \frac{\lambda E}{2(1-\nu)} \left( 1 - \frac{r_i^2}{r^2} \right) \left( 1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad (24)$$

$$\sigma_{\theta} = K \frac{\lambda E}{2(1-\nu)} \left[ 1 - \ln \frac{r_o}{r} - \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left( 1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right) \ln \frac{r_o}{r_i} \right] + K_{\theta} \frac{\lambda E}{2(1-\nu)} \left( 3 - \frac{r_i^2 + r_o^2}{r^2} - \frac{r_i^2 r_o^2}{r^4} \right) \quad (25)$$

$$\tau_{r\theta} = K_{\tau} \frac{\lambda E}{2(1-\nu)} \left( 1 - \frac{r_i^2}{r^2} \right) \left( 1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad (26)$$

$$\sigma_z = K \frac{\lambda E}{2(1-\nu)} \left[ 1 - 2 \ln \frac{r_o}{r} - \frac{2r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \ln \frac{r_o}{r_i} \right] + K_{\theta} \frac{\lambda E \nu}{1-\nu} \left( 2 - \frac{r_i^2 + r_o^2}{r^2} \right) - \lambda E T_{\theta} \quad (27)$$

Donde  $\sigma_r$  y  $\sigma_{\theta}$  son los esfuerzos radial y tangencial y los coeficientes  $K$ ,  $K_{\theta}$ ,  $K_{\tau}$ , y  $T_{\theta}$  provienen de un ajuste de curva de los perfiles de temperatura interior y exterior. En este caso, el esfuerzo axial  $\sigma_z$  corresponde al caso de fuerza axial nula. Para calcular el esfuerzo axial  $\sigma_z$  con fuerza axial nula y momento flector anulado se utiliza la ecuación (28).

$$\sigma_z = K \frac{\lambda E}{2(1-\nu)} \left[ 1 - 2 \ln \frac{r_o}{r} - \frac{2r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \ln \frac{r_o}{r_i} \right] + K_{\theta} \frac{\lambda E \nu}{1-\nu} \left( 2 - \frac{r_i^2 + r_o^2}{r^2} \right) - \lambda E T_{\theta} + \lambda E K_M \quad (28)$$

Donde  $K_M$  es obtenido del ajuste de curva. Estas ecuaciones son válidas para una mitad de la sección del tubo ya que se tiene simetría respecto a los hemisferios del tubo. Sin embargo, el método de elemento finito es válido para todo el dominio.

En la *Figura 17* se presenta la distribución de esfuerzos con la condición de fuerza axial nula, mientras que en la *Figura 18* se consideran tanto la fuerza axial nula como el momento flector nulo. Ambos son similares en términos de magnitud y distribución.

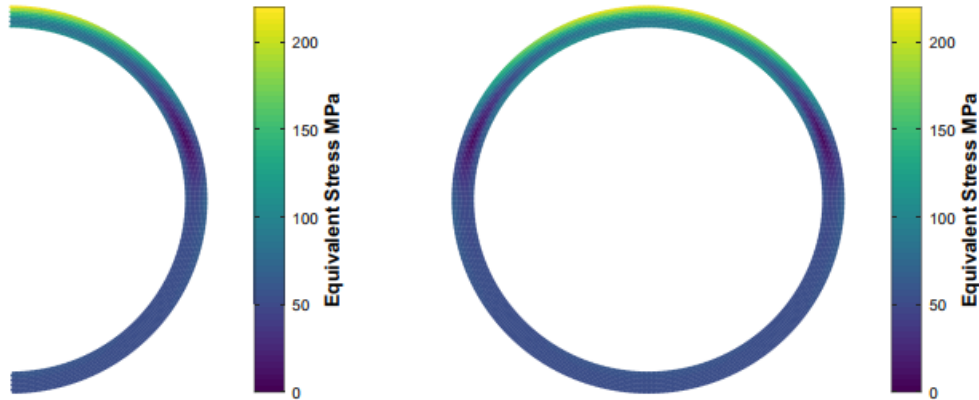


*Figura 17: Esfuerzo equivalente con la condición de fuerza axial nula. A la izquierda con el método semi analítico y a la derecha con elementos finitos.*

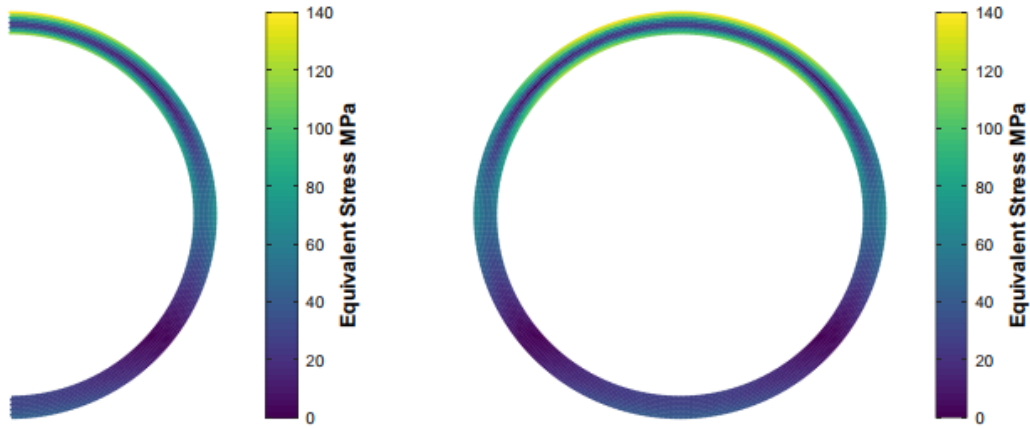


Figura 18: Esfuerzo equivalente con la condición de fuerza axial nula y momento flector nulo. A la izquierda con el método semi analítico y a la derecha con elementos finitos.

Para la validación se toman los perfiles externos e internos del esfuerzo equivalente, tal como se ve en la Figura 19.

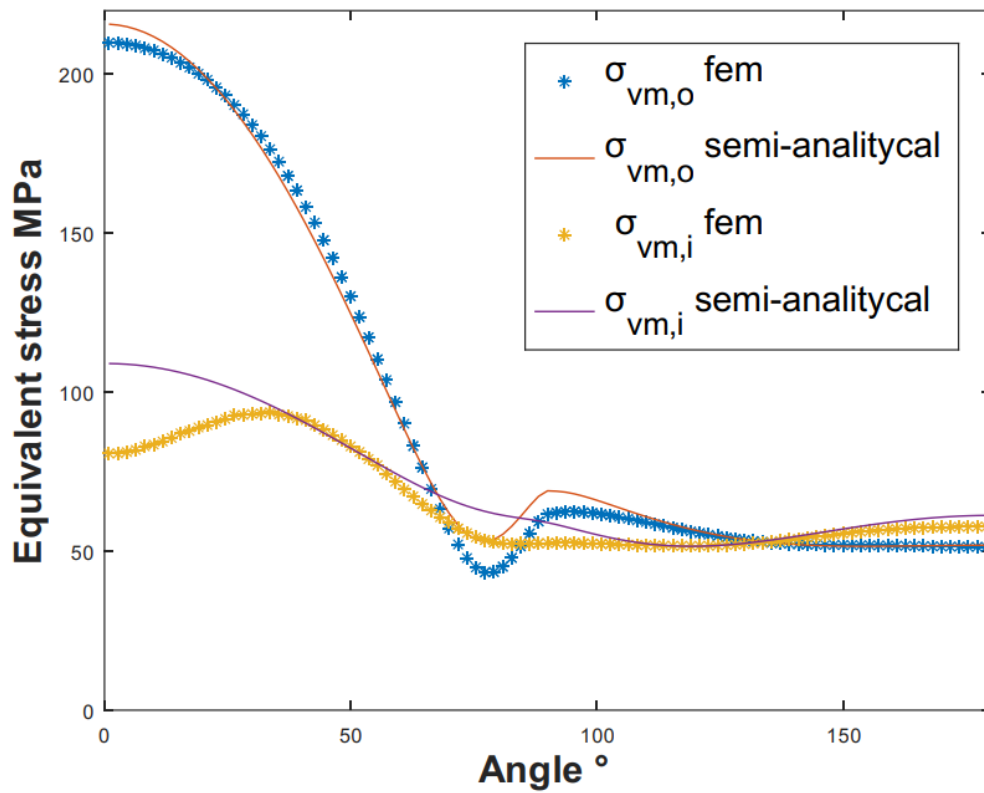


Figura 19: Esfuerzo equivalente de los perfiles exterior e interior de la mitad superior del tubo.

En el perfil exterior no se aprecian diferencias importantes, sin embargo, si las hay en el perfil interior desde la mitad izquierda del tubo hasta su punto más alto.

El error del perfil de esfuerzo exterior es de 4,5% y de 10,2% para el perfil interior, sin embargo, si se toman todos los nodos, el error resultante llega al 7%. Estas magnitudes son similares para ambos casos de estudio.

(Montoya, Rodríguez Sánchez, López-Puente, & Santana, 2018) comparan el método semi analítico con el método de elementos finitos a través de software Abaqus, donde se encuentran diferencias que se pueden ver en la *Figura 20*.

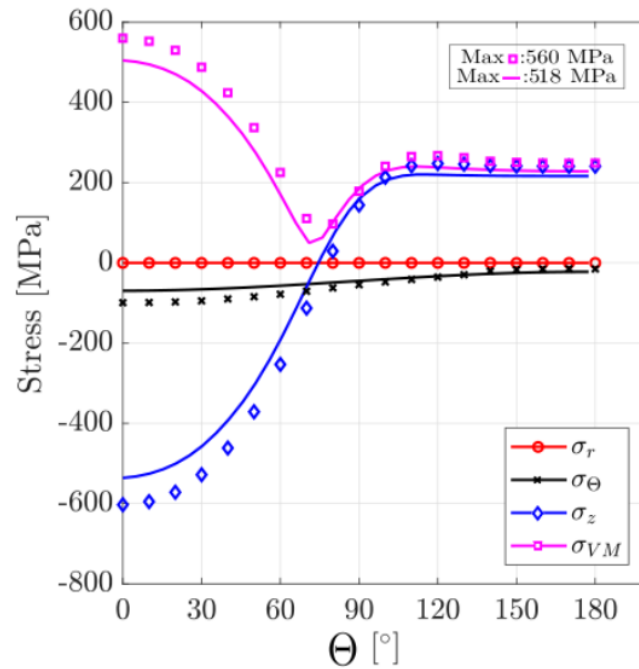


*Figura 20: Esfuerzo en la pared exterior del tubo, 0° corresponde al centro de la zona superior. Los marcadores son los resultados del método numérico y las líneas continuas corresponden al método semi analítico.*

Se aprecia que el método semi analítico subestima el valor del esfuerzo en comparación al método numérico. En términos de magnitudes, el error es de aproximadamente 7%. Sin embargo, se debe considerar que los resultados de Montoya et. al. son válidos para una sección transversal de un tubo de un receptor de sales fundidas con condiciones distintas a las planteadas por Logie et. al., por lo tanto, la distribución de esfuerzos de las *Figura 19* y *Figura 20* pueden discrepar en forma.

## 5. Resultados y análisis

Se probará como caso base la sección transversal de un receptor solar tubular, calculando los perfiles de esfuerzo y temperatura. Luego, se usarán condiciones de equivalencia para cambiar la geometría de una tubular a una rectangular, obtener los perfiles de esfuerzo equivalente y temperatura, evaluar los resultados. Además, al trabajar con el ducto rectangular se estudiarán los efectos en el esfuerzo equivalente y la distribución de temperaturas de los parámetros de la curvatura de las esquinas, la presión interna y la flotabilidad.

### 5.1. Caso base tubular

Para la comparación de ambas geometrías se usarán como caso base los resultados expuestos por Conroy et. al. (Conroy, Collins, Fisher, & Grimes, Thermal and mechanical analysis of a sodium-cooled solar receiver operating under a novel heliostat aiming point strategy, 2018), quienes utilizan como caso base el receptor de la planta de concentración Vast Solar. Los valores de esta planta se encuentran en la *Tabla 7*.

*Tabla 7: Valores de la planta de concentración de Vast Solar.*

| Parámetro | $T_{HTF}$ [°C] | $q_{inc}$ [MW/m <sup>2</sup> ] | $D_o$ [m] | $D_i$ [m] | $T_{máx}$ [°C] | $\sigma$ [MPa] |
|-----------|----------------|--------------------------------|-----------|-----------|----------------|----------------|
| Valor     | 454            | 1,2                            | 0,025     | 0,023     | 591            | 152            |

El material utilizado es un acero inoxidable 304 y sus propiedades son las de la temperatura mínima del material (ASME, 2007). Las distribuciones de temperatura y esfuerzo se ven en la *Figura 21* para el caso de Nusselt constante al interior del tubo.

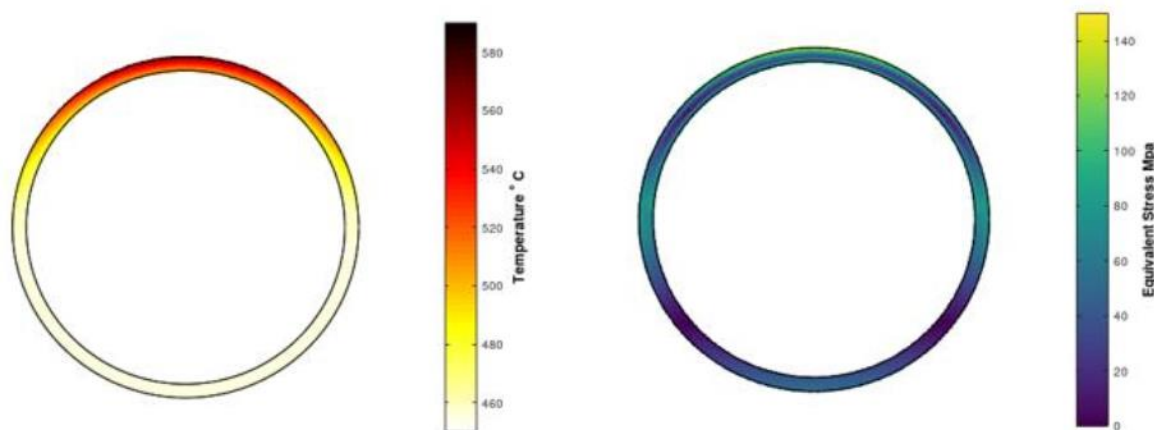


*Figura 21: Distribuciones de temperatura y esfuerzo equivalente para un tubo con los parámetros de la Tabla 7.*

Lo expuesto en la *Figura 21* no considera los efectos de la flotabilidad, por lo que, si consideramos efectiva la flotabilidad más la distribución del número de Nusselt de Conroy et. al., las nuevas distribuciones de temperatura y esfuerzo se aprecian en la figura x.

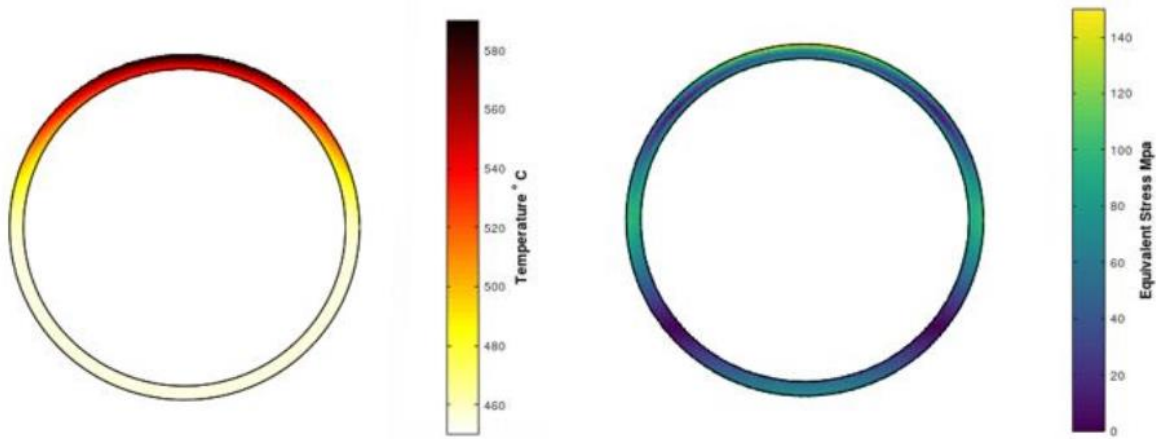


*Figura 22: Distribuciones de temperatura y esfuerzo equivalente para un tubo con los parámetros de la Tabla 7, considerando los efectos de la flotabilidad.*

De las *Figura 21* y *Figura 22* se desprende que, para un Nusselt variable, las magnitudes de esfuerzo y temperatura aumentan. Como se mencionó anteriormente en la sección de Flotabilidad en el estado del arte, al considerar convección natural el Nusselt promedio no varía, pero el local sí. En el caso de este tubo, la distribución del número de Nusselt local se aprecia en la *Figura 23*.

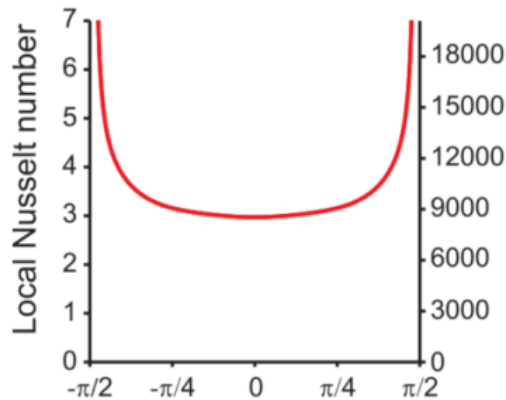


*Figura 23: Distribución del número de Nusselt local para el recibidor de la planta de concentración Vast Solar.*

Para calcular el Nusselt promedio desde el local se usa la ecuación x a lo largo del contorno interior del tubo.

$$Nu_p = \frac{1}{L} \int Nu_x dx \quad (29)$$

En este caso, el Nusselt promedio es de  $Nu = 5,52$ , por lo que si se compara el Nusselt constante con el variable es lógico que, viendo el gráfico, la temperatura y esfuerzo equivalente sean mayores para el caso constante. Esto se aprecia en la *Tabla 8* y *Figura 24*.

*Tabla 8: Temperatura y esfuerzo equivalente máximos para la planta Vast Solar con Nusselt constante y variable.*

| Parámetro                    | $Nu$ constante | $Nu$ variable |
|------------------------------|----------------|---------------|
| $T_{m\acute{a}x}$ [°C]       | 591            | 565           |
| $\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa] | 152            | 143           |

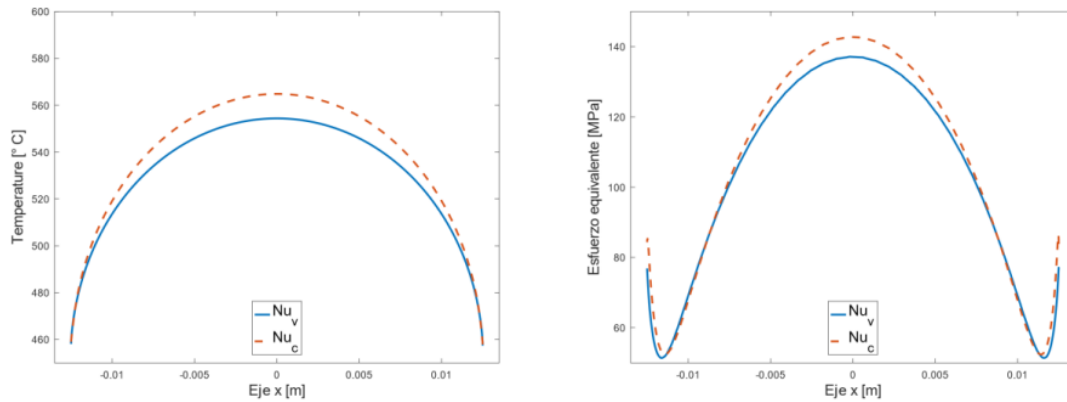


*Figura 24: Distribución de la temperatura y esfuerzo equivalente para el recibidor de la planta Vast Solar con Nusselt constante en la línea segmentada y variable en la continua.*

## 5.2. Ducto rectangular

Para variar la geometría es importante definir las variables a fijar, estableciendo así una condición de trabajo. De esta forma se pueden encontrar las medidas del rectángulo que equivalgan geométricamente a las condiciones establecidas para el tubo (largo característico). Una vez encontradas las dimensiones correctas para la condición de trabajo escogida, se pueden estudiar los efectos termo elásticos del cambio de geometría.

Como primera restricción, se fija la  $T_{HTF}$  como constante, manteniendo así constantes las propiedades termo físicas del sodio. De esto deriva que el número de Prandtl sea constante y equivalente tanto para las geometrías tubulares como rectangulares ( $Pr_c = Pr_r$ ).

Para encontrar la equivalencia es necesario fijar dos variables ya que, si se fija solo una, quedan dos incógnitas, la velocidad del fluido y el largo característico. Las variables por fijar en este caso serán el número de Reynolds  $Re$  y el flujo másico  $\dot{m}$ .

Como se va a trabajar con un perfil rectangular, primero que todo se debe definir la relación de aspecto del rectángulo, o sea, la proporción de tamaños entre el ancho y el alto del perfil.

En la *Figura 25* se aprecia un esquema de un ducto rectangular recibiendo radiación en la pared superior externa, de ancho  $a$ , alto  $b$  y espesor  $e$ . Además, se consideran pérdidas en las paredes del costado, mientras que la inferior se asume adiabática.

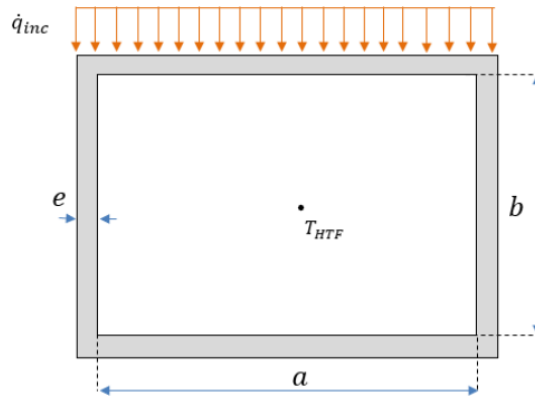


*Figura 25: Sección transversal del ducto rectangular con la pared superior irradiada.*

Si consideramos una relación de aspecto de  $a/b = 2$ . Los valores que se desprenden se aprecian en la *Tabla 9*.

*Tabla 9: Diámetro equivalente y otros valores correspondientes a la equivalencia ducto-tubo.*

| Valores constantes | $D_{eq}$ [mm] | $Re$  | $\dot{m}$ [kg/s] | $h$ [W/m <sup>2</sup> K] |
|--------------------|---------------|-------|------------------|--------------------------|
| $Re - \dot{m}$     | 16,1          | 16836 | 0,077            | 34407                    |

La distribución de la temperatura y el esfuerzo equivalente se encuentran en la *Figura 26*, mientras que sus valores máximos están en la *Tabla 10*.

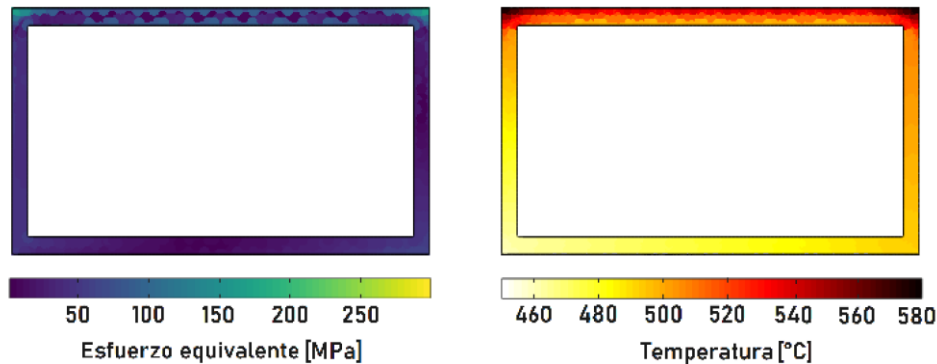


*Figura 26: Distribución de esfuerzo y temperatura del perfil rectangular.*

*Tabla 10: Esfuerzo y temperatura máximas del perfil rectangular.*

| Esfuerzo equivalente máximo [MPa] | Temperatura máxima [°C] |
|-----------------------------------|-------------------------|
| 299,66                            | 582,29                  |

De la *Figura 26* se ve que los mayores esfuerzos se ubican en las esquinas, esto debido a que al ser agudas son un concentrador de esfuerzos. Por otra parte, como es de esperarse, la temperatura es mayor en la cara irradiada

## 5.3. Variación de parámetros geométricos y físicos en el perfil rectangular

Como se mencionó al comienzo de la sección de Resultados y análisis, además de cambiar la geometría de una circular a una rectangular, se estudiará que efectos tienen la curvatura de las esquinas, la presión interna y la flotabilidad en los valores finales de esfuerzo equivalente y temperatura.

### 5.3.1. Curvatura de las esquinas

En el caso base se tienen esquinas agudas, las cuales se modelan con un radio interno de 0,1 [mm]. Ahora se modificará ese radio interno para estudiar su comportamiento.

Siguiendo la norma ASTM A554 (A554-09) el radio de curvatura interno de los ductos rectangulares depende del espesor del ducto. Como en este caso el espesor es de 1 [mm], el radio máximo es de 2,4 [mm]. En primera instancia, se usará un radio de curvatura interno de 1 [mm].

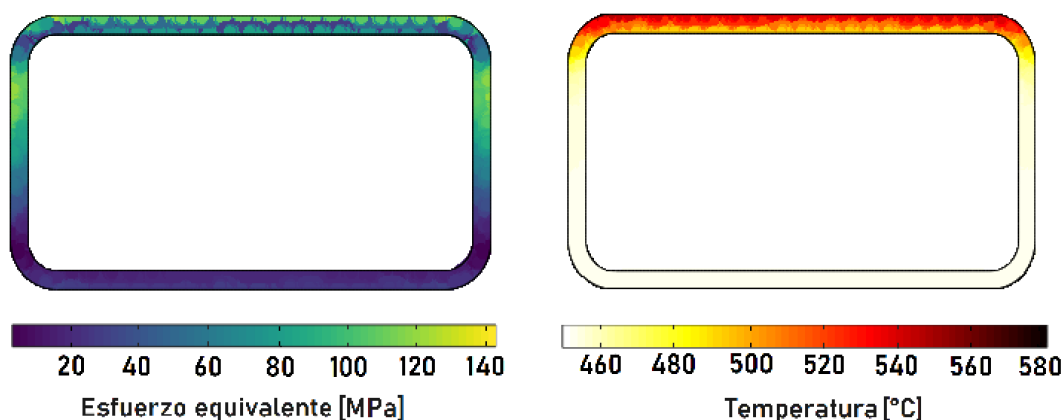


*Figura 27: Distribución de esfuerzo equivalente y temperatura del perfil rectangular con esquinas redondeadas de radio de curvatura de 1 [mm].*

*Tabla 11: Esfuerzo y temperatura máximas del perfil rectangular con esquinas redondeadas de radio de curvatura de 1 [mm].*

| Esfuerzo equivalente máximo [MPa] | Temperatura máxima [°C] |
|-----------------------------------|-------------------------|
| 142,68                            | 554,65                  |

En la *Figura 27* se aprecia la distribución de esfuerzos y temperatura del perfil con las esquinas redondeadas. Como era de esperarse, la curvatura de las esquinas disminuye el

valor de los esfuerzos. Esto se distingue a simple vista al comparar la *Figura 26* con la *Figura 27*. Además, se puede comparar la *Tabla 10* con la *Tabla 11* y ver que el valor máximo del esfuerzo equivalente cambia de manera considerable. El problema con la *Tabla 10* y la *Tabla 11* es que solo muestran los valores máximos, por lo que para ver en detalle la diferencia en la distribución del esfuerzo equivalente en los dos perfiles, hay que ver los gráficos presentados en la *Figura 28*.

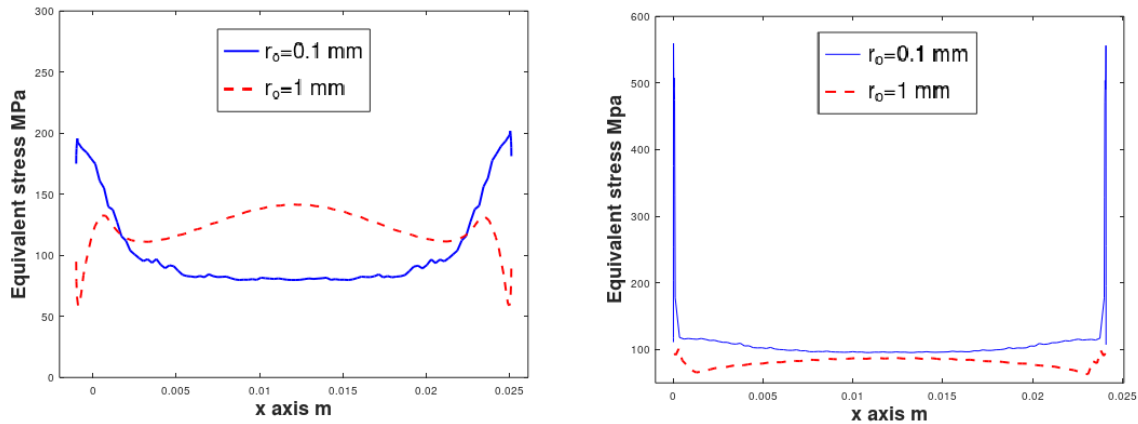


*Figura 28: Distribución de esfuerzos de la cara irradiada exterior e interior respectivamente.*

Se debe tener en consideración que este caso con esquinas redondeadas es mucho más realista debido al proceso de fabricación. Además, para evitar que el efecto de la concentración de esfuerzos afecte los resultados de la variación de los demás parámetros, se utilizarán de ahora en adelante esquinas redondeadas con radio interno de 1 [mm].

### 5.3.2. Presión interna

La presión interna del recibidor es un elemento fundamental, ya que el fluido de transferencia de calor es bombeado desde el tanque almacenamiento frío para después llegar al tanque de alta temperatura. Para mantener el fluido circulando se debe mantener una presión interna tal que esta supere las resistencias del todo el circuito.

Inicialmente se va a considerar una presión manométrica interna de 400 [kPa], ya que esta es la mínima presión manométrica para mantener el circuito estudiado en funcionamiento. Aplicando esta presión a la geometría rectangular obtenemos la distribución de esfuerzo equivalente y temperatura de la *Figura 29*. Además, los valores máximos se aprecian en la *Tabla 12*.

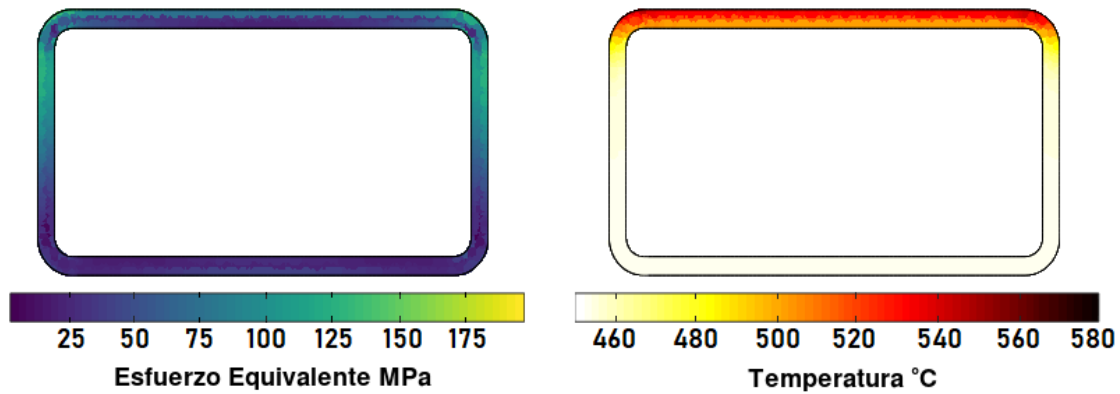


Figura 29: Esfuerzo equivalente y temperatura del recibidor de perfil rectangular con una presión interna de 400 [kPa].

Tabla 12: Esfuerzo y temperatura máximas del perfil rectangular considerando una presión interna de 400 [kPa].

| Esfuerzo equivalente máximo [MPa] | Temperatura máxima [°C] |
|-----------------------------------|-------------------------|
| 196,72                            | 554,70                  |

### 5.3.3. Flotabilidad

Si se considera convección natural además de forzada tiene lugar el fenómeno de la flotabilidad, el cual afecta la disipación de calor del ducto. Además, al ser un perfil rectangular, los flujos secundarios también deben ser considerados.

La flotabilidad genera un aumento en la tasa de transferencia de calor en las esquinas del ducto y una reducción en el centro, tal como se ve en la distribución de temperatura de la Figura 30.

A medida que aumenta la transferencia de calor en las esquinas, baja la temperatura en estas y aumenta en el centro, y al aumentar la temperatura al centro aumenta también el esfuerzo térmico, lo que lleva a un aumento en el esfuerzo equivalente, tal como se aprecia en la distribución de esfuerzos de la Figura 30.

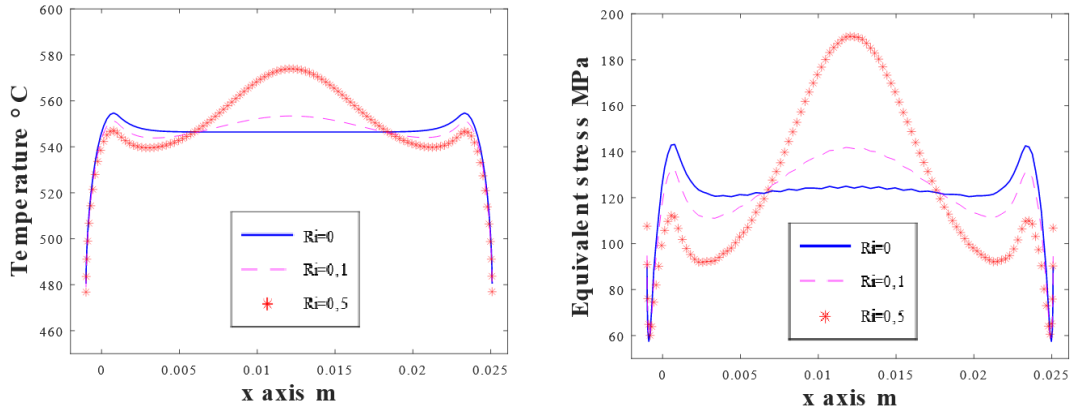


Figura 30: Distribución de temperatura (izquierda) y de esfuerzo equivalente (derecha) de la cara irradiada externa en función del número de Richardson.

## 5.4. Análisis de sensibilidad

Se hará un análisis de sensibilidad de las distintas en las variables estudiadas para ver cómo afectan al esfuerzo máximo comparadas las unas a las otras.

En la *Figura 31* se aprecia que el mayor impacto en el esfuerzo se ve dado la curvatura de las esquinas. Esto es normal considerando la concentración de esfuerzos que se produce en las esquinas al ser estas agudas. En lo que a flotabilidad respecta, la diferencia entre un número de Richardson de  $Ri = 0$  y de  $Ri = 0,1$  es despreciable, lo que es un resultado esperable considerando lo expuesto en la *Tabla 3*, donde se muestra que el rango en el cual la flotabilidad es un afecto por considerar es cuando hay un Richardson de entre  $0,1 < Ri < 1$ , ya que bajo ese rango la convección natural es despreciable, por lo que no hay flotabilidad. Dicho esto, es esperable que el valor de esfuerzo máximo con Richardson de  $Ri = 0$  y de  $Ri = 0,1$  sean muy parecidos, no así cuando se tiene un  $Ri = 0,5$ , valor con el cual, según la teoría, la flotabilidad pasa a tener efectos importantes. Finalmente, está la presión interna, la cual aumenta el esfuerzo al aumentar esta. Esto es predecible y esperable.

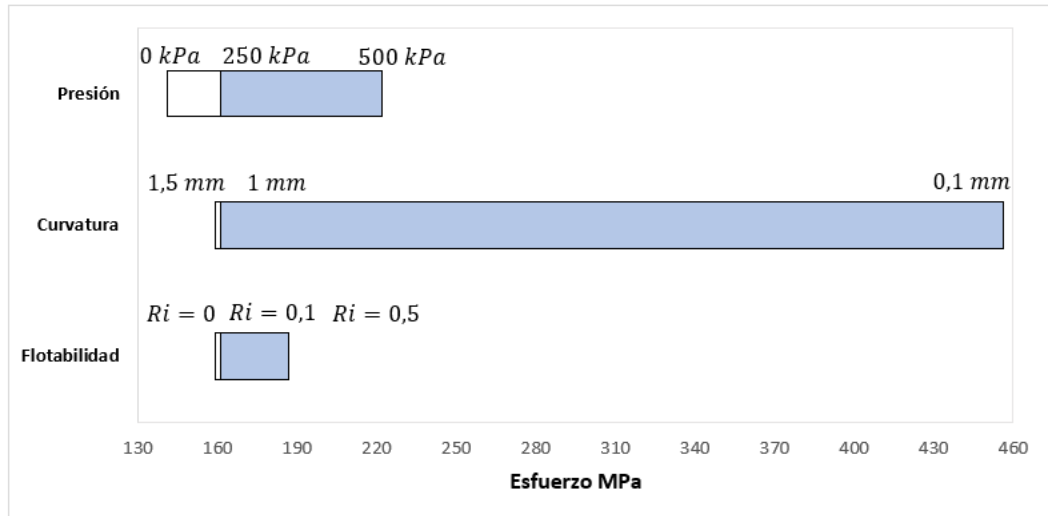


Figura 31: Análisis de sensibilidad considerando la presión interna del ducto, el radio interno de curvatura y el efecto de la flotabilidad.

## 6. Metodología para evaluación del efecto del creep

### 6.1. Descripción de la metodología

Para calcular el daño por creep se propone una metodología basada en la inecuación ( 5 ), la cual considera daño tanto por creep como por fatiga, dada la naturaleza y condiciones del problema. Para la aplicación de la ecuación anterior es fundamental conocer la cantidad de condiciones de carga para el creep y de ciclos únicos para la fatiga, ambos dados por la variación de radiación a lo largo del día y donde cada condición de carga tiene un tiempo de duración y cada ciclo un número de veces que se repite.

El cálculo de la cantidad de condiciones de carga de creep y ciclos únicos de fatiga proviene de los datos meteorológicos del lugar de instalación de la planta, donde se debe dividir el rango de variación de la radiación diaria en una cantidad determinada de pasos. Con esta división hecha, se calculan los tiempos ( $t$ ) y número de ciclos ( $n$ ) para cada paso.

Para calcular  $T_d$  y  $N_d$  se utilizan los resultados del código de elemento finito.  $T_d$  se calcula a través del esfuerzo y la temperatura con la ecuación ( 9 ) y  $N_d$  a través de las deformaciones.

Finalmente,  $D$  en la inecuación ( 5 ) es un número entero adimensional que, para metales, se suele considerar igual a 1. Se realiza la sumatoria y si se cumple con la inecuación ( 5 ), el receptor si aguanta la cantidad de años utilizada.

### 6.2. Caso de estudio

Para ejemplificar el uso del método propuesto, este se aplicará a los resultados del código previamente desarrollado y con las condiciones climáticas de la ciudad de Calama.

Primeramente, para la fracción de daño por fatiga se citará la literatura existente, donde se llega a la conclusión de que el daño por fatiga es despreciable. En el estudio de González Gómez et. al. (González Gómez, Rodríguez Sánchez, Laporte Azcué, & Santana, 2021) llegan a la conclusión de que, usando una aleación Haynes 230, el daño por fatiga ocupa solamente el 0,03% del daño total. Por otro lado, Neises et. al. (Neises, Wagner, & Gray, 2014) definen un factor de seguridad, tal que el daño por fatiga valga como mínimo el 10% del daño total.

Considerando todo esto, la primera parte de la ecuación ( 5 ) se considerará como 0,1, tal como se aprecia en la ecuación ( 30 ).

$$\sum_{j=1}^p \left( \frac{n}{N_d} \right)_j = 0,1 \quad ( 30 )$$

Para el daño por creep se usarán los datos meteorológicos del explorador solar (Ministerio de Energía, 2017). Los datos muestran la radiación DNI diaria promedio desde el año 2004 al 2016, separando la radiación diaria en intervalos de una hora desde las 07:00 hasta las 20:00. En base a estos datos se calcularon el esfuerzo máximo de von Mises y la temperatura máxima a través del código, representados en la *Tabla 13*. Cada intervalo horario representa un estado de carga de creep, y considerando que cada intervalo tiene su propia radiación, esfuerzo y temperatura máximas, hay 13 estados de cargas distintos.

*Tabla 13: Radiación diaria promedio en la ciudad de Calama entre el 2004 y el 2016 y sus respectivos esfuerzos máximos de von Mises y temperatura máxima.*

| <b>Intervalo horario</b> | <b>DNI [<math>W/m^2</math>]</b> | <b>Esfuerzo [<math>MPa</math>]</b> | <b>Temperatura [<math>^{\circ}C</math>]</b> |
|--------------------------|---------------------------------|------------------------------------|---------------------------------------------|
| 7:00 – 8:00              | 387,9                           | 75,4                               | 485,0                                       |
| 8:00 – 9:00              | 828,9                           | 123,7                              | 523,8                                       |
| 9:00 – 10:00             | 953,8                           | 137,5                              | 534,7                                       |
| 10:00 – 11:00            | 1011,2                          | 143,9                              | 539,8                                       |
| 11:00 – 12:00            | 1031,5                          | 146,1                              | 541,5                                       |
| 12:00 – 13:00            | 1032,3                          | 146,2                              | 541,6                                       |
| 13:00 – 14:00            | 1017,2                          | 144,5                              | 540,3                                       |
| 14:00 – 15:00            | 1015,1                          | 144,3                              | 540,1                                       |
| 15:00 – 16:00            | 995,3                           | 142,1                              | 538,4                                       |
| 16:00 – 17:00            | 945,2                           | 136,6                              | 534,0                                       |
| 17:00 – 18:00            | 852,4                           | 126,3                              | 525,8                                       |
| 18:00 – 19:00            | 542,0                           | 92,2                               | 498,6                                       |
| 19:00 – 20:00            | 105,0                           | 45,6                               | 460,2                                       |

Para utilizar la ecuación ( 5 ) se deben tener  $t$  y  $T_d$ .  $T_d$  corresponde al tiempo antes de la ruptura y se debe calcular para cada uno de los 13 estados de carga. Para calcularlo se utiliza la ecuación ( 9 ), la cual necesita de los valores de esfuerzo y temperatura de la *Tabla 13*. Por otro lado,  $t$  representa el tiempo total en el que el receptor está sometido al estado de carga. Considerando que la expectativa de vida de un receptor es de 30 años y que cada estado de carga dura 1 hora por día,  $t = 1 \cdot 365 \cdot 30 = 10950$  [horas]. Estos cálculos aplicados a la ecuación ( 5 ) llevan a un  $D_c = 0,014$  (detalle en *Anexo A*)

Aplicando estos datos a la ecuación ( 9 ), se llega a que la fracción de daño por creep es de  $D_c = 0,014$ , lo que implica que el creep no es un fenómeno relevante para este material en bajo estas condiciones de esfuerzo y temperatura, ya que para que el creep dañara significativamente al receptor en 30 años, la fracción de daño por creep debería ser de  $D_c = 0,9$ .

Este resultado tiene sentido considerando lo que se encuentra la literatura. González Gómez et. al. (González Gómez, Rodríguez Sánchez, Laporte Azcué, & Santana, 2021) encontraron que, y tal como se aprecia en la *Figura 12*, en la mayoría de los paneles se superan por mucho los 30 años de expectativa de vida, equivalentes a unos 10.000 días.

Llegaron incluso a resultados como los de la *Figura 32*, donde se ve que se llegó hasta los 2.000.000 días, equivalente a unos 8.000 años.

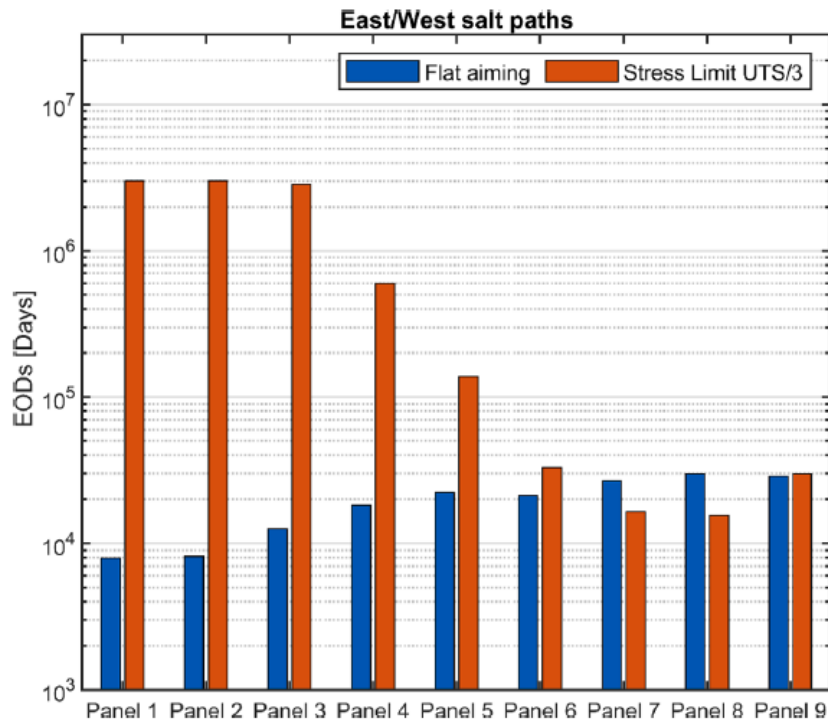


*Figura 32: Días de Operación Equivalentes (EODs) según daños por creep y fatiga. (González Gómez, Rodríguez Sánchez, Laporte Azcué, & Santana, 2021)*

Por otro lado, están Conroy et. al. (Conroy, Collins, Fisher, & Grimes, Thermal and mechanical analysis of a sodium-cooled solar receiver operating under a novel heliostat aiming point strategy, 2018), quienes indican que el creep es un fenómeno despreciable cuando se trabaja con temperaturas menores a los 650 °C, lo que se cumple en este caso.

## 7. Conclusiones

- **Analizar el estado del arte de los recibidores de sodio líquido de una planta de concentración solar de potencia, la flotabilidad, los efectos de los posibles cambios de la geometría del perfil y el fenómeno del creep.**

Si bien hay variedad de estudios en lo que sodio líquido concierne, los cambios de geometría del perfil no han sido ampliamente estudiados todavía, especialmente hablando de la geometría rectangular usada en este trabajo. Por otro lado, la flotabilidad es un fenómeno ya conocido que relaciona la convección natural con la forzada y es mayormente utilizado en meteorología y oceanografía. Finalmente, el creep es un fenómeno con muy poco desarrollo en el ámbito de los recibidores solares de las plantas CSP, esto porque para que el creep haga efecto de manera significativa debe haber una alta temperatura, requisito que no se suele cumplir en estos componentes, y si bien muchos autores hablan del tema del creep en sus estudios sobre recibidores, esto es más bien para hacer cuenta de que el fenómeno existe, por más que no sea significativo. Este fenómeno está ganando importancia con las nuevas tecnologías, donde el líquido de transferencia de calor,  $sCO_2$  por ejemplo, tiene una mayor temperatura.

- **Modificar un código para el cálculo del esfuerzo máximo y la temperatura a través del método de elemento finito para un perfil rectangular de razón 2:1.**

Se tomó un código de una memoria previa y se modificó para que funcionase para un perfil rectangular de razón 2:1 con todas sus variables posibles, tanto físicas (flotabilidad o presión) como geométricas (radio interno de curvatura). Además, el perfil rectangular es la equivalencia de uno tubular, donde se mantuvieron constantes el número de Reynolds  $Re$  y el flujo másico  $\dot{m}$ . La modificación del código fue llevada a cabo de manera satisfactoria, sin embargo, presentó dificultades al momento de implementar la flotabilidad dentro del código, ya que al variar el número de Richardson se presentaron inconsistencias debido a la variación local del número de Nusselt. Por otra parte, El paso de esquinas agudas a suaves presentó un desafío, ya que inicialmente el código no podía trabajar con la malla con esquinas redondeadas, esto se solucionó cambiando la función que entrega la numeración y coordenadas de los nodos ajustándola al nuevo radio interno. Finalmente, estaba el problema de los gráficos de los resultados, ya que al graficar los valores del esfuerzo de von Mises máximo las figuras no mostraban valores menores a los correspondientes. Esto era porque el código estaba programado de tal manera que, al momento de graficar se eliminaban los valores de esfuerzo de los nodos de los bordes, esto supuestamente para tener una figura más limpia en el aspecto estético. La solución fue sumarle al vector graficado los valores de los nodos del borde.

- **Evaluar termo-mecánicamente una geometría rectangular de razón 2:1 considerando como variables la presión interna, la flotabilidad y el radio interno de curvatura del perfil.**

Se calcularon los esfuerzos y distribución de temperaturas del receptor solar, donde se fueron variando la presión interna, el número de Richardson para la flotabilidad y el radio de curvatura para conocer como afectaban cada una de estas al perfil rectangular.

Lo primero que se estudio fue la curvatura del perfil y se concluyó que, al suavizar las esquinas, los esfuerzos bajaban considerablemente, esto es de esperarse sabiendo que tener esquinas agudas equivale a tener un concentrador de esfuerzos. Se encontró que el esfuerzo de von Mises máximo baja un 64,7% al pasar de un radio de curvatura de 0,1 [mm] a uno de 1 [mm]. Por otra parte, la diferencia en los esfuerzos entre el radio de 1 [mm] con uno de 1,5 [mm] es prácticamente despreciable, disminuyendo el esfuerzo en un 1,2%. Esto es debido a la cercanía del radio de 0,1 [mm] al radio nulo.

Después se analizó el efecto de la presión manométrica interna en el receptor, y se llegó al resultado esperable de que a mayor presión mayor es el esfuerzo y la temperatura. En el análisis de sensibilidad (*Figura 31*) se compararon presiones manométricas internas de 0 [kPa], 250 [kPa] y 500 [kPa].

Finalmente, se analizó el efecto de la flotabilidad en la operación del receptor. La flotabilidad y los flujos secundarios, presentes por la naturaleza de la geometría, aumentan la transferencia de calor en las esquinas del ducto, disminuyendo la temperatura y esfuerzo en estas y aumentándolas en el centro. La flotabilidad varía según el número de Richardson, el cual es un número positivo que determina la influencia de las convecciones natural y forzada. Es solo en el intervalo de  $0,1 < Ri < 10$  cuando la convección natural se debe considerar, lo que lleva a la flotabilidad. Es por esto que en el análisis de sensibilidad se estudian 3 valores del número de Richardson  $Ri$ , cuando vale 0; 0,1; y 0,5. La diferencia entre el primer intervalo de 0 a 0,1 es despreciable, esto es esperable sabiendo que la flotabilidad prácticamente no existe con valores  $Ri < 0,1$ . Por otra parte, la diferencia entre un Richardson de 0,1 y 0,5 si es apreciable, esto porque con un  $Ri = 0,5$  la flotabilidad si empieza a ser un fenómeno importante. Esto se puede ver reflejado gráficamente en la *Figura 30*.

- **Proponer una metodología para la evaluación del efecto del creep en el receptor.**

Se propuso una metodología para determinar si el receptor resiste el tiempo de vida esperado considerando el daño producido por creep en el tiempo. Esto se hizo a través de la ecuación ( 5 ), proveniente del código ASTM para ingeniería nuclear y adaptado a plantas CSP por Sandia National Laboratories. Además, se realizó un

caso de estudio utilizando las condiciones medio ambientales de la región de Atacama y se llegó a la conclusión de que, para el caso estudiado en este trabajo, el creep no es un factor importante, dado que la fracción de daño por creep, sumada a la de fatiga, no llegan a dañar la planta lo suficiente en tan solo 30 años.

## 8. Recomendaciones

Algunos temas de estudio que no se trataron en este trabajo, pero son interesantes para investigar serían los siguientes:

- Modelo de CFD para el fluido de transferencia de calor.
- Análisis termo-mecánico del receptor en estado transiente.
- Análisis de fatiga considerando condiciones meteorológicas.
- Probar otros métodos de análisis de creep, tales como el de histéresis, y compararlos con el presentado en este trabajo.

## 9. Referencias

- ASME. (2007). ASME Boiler & Pressure Vessel Code, Section III, Subsection NH, Class 1, Fairfield, NJ: The American Society of Mechanical Engineers.
- Berman, I., Gangadharan, A., Gupta, G., & Narayanan, T. (1979). *An Interim Structural Design Standard for Solar Energy Applications*. Sandia National Laboratories.
- Boerema, N., Morrison, G., Taylor, R., & Rosengarten, G. (2013). High temperature solar thermal central-receiver billboard design. *Solar Energy*, 356-368.
- Burgaleta, J., Arias, S., & Ramírez, D. (2011). Gemasolar, the first tower thermosolar commercial plant with molten salt storage. *Solarpace*.
- Cagnoli, M., de la Calle, A., Pye, J., Savoldi, L., & Zanino, R. (2019). A CFD-supported dynamic system-level model of a sodium-cooled billboardtype receiver for central tower CSP applications. *Solar Energy*, 576-594.
- Callister, W. (s.f.). *Introducción a la Ciencia e Ingeniería de los Materiales*. Editorial Reverté, S.A.
- Carrera, E., Fazzolari, F., & Cinefra, M. (2017). *Thermal Stress Analysis of Composite Beams, Plates and Shells*. Cambridge: Academic Press.
- Chen, C., & Chiou, J. (1981). Laminar and turbulent heat transfer in the pipe entrance region for liquid metals. *Int J Heat Mass Transfer*, 1179-1189.
- Chen, X., Sokolov, M., Sham, S., Erdman, D., Busby, J., Mo, K., & Stubbins, J. (2013). Experimental and modeling results of creep-fatigue life of Inconel 617 and Haynes 230 at 850 C. *Journal of Nuclear Materials*, 94-101.
- Conroy, T., Collins, M., & Grimes, R. (2019). Sodium receiver designs for integration with high temperature power cycles. *Energy*.
- Conroy, T., Collins, M., Fisher, J., & Grimes, R. (2018). Levelized cost of electricity evaluation of liquid sodium receiver designs through a thermal performance, mechanical reliability, and pressure drop analysis. *Solar Energy*.
- Conroy, T., Collins, M., Fisher, J., & Grimes, R. (2018). Thermal and mechanical analysis of a sodium-cooled solar receiver operating under a novel heliostat aiming point strategy. *Applied Energy*, 590-614.
- Eno, D., Young, G., & Sham, T.-L. (2008). A Unified View of Engineering Creep Parameters. *2008 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference*. Chicago.
- Fidler, R., & Collins, M. (1975). A review of corrosion and mass transport in liquid sodium and the effects on the mechanical properties. *Atomic Energy Review*.

- Flesch, J., Niedermeier, K., Fritsch, A., Musaeva, D., Marocco, L., Uhlig, R., . . . Wetzels, T. (s.f.). Liquid metal for solar power systems. *IOP: Conference Series: Materials Science and Engineering*.
- González Gómez, P., Rodríguez Sánchez, M., Laporte Azcué, M., & Santana, D. (2021). Calculating molten-salt central-receiver lifetime under creep-fatigue damage. *Solar Energy*, 180-197.
- Goodier, J. (1957). Thermal Stress and Deformation. *J. Appl. Mech.*, 467-474.
- IRENA. (2019). *Renewable Capacity Statistics 2019*. Abu Dhabi: International Renewable Energy Agency.
- Jaeger, W. (2015). Liquid metal thermal hydraulics in rectangular ducts Review, proposal and validation of empirical models. Proceedings of the 23th international conference on nuclear engineering (ICONE-23)., (pág. 3737).
- Jaganmohan, M. (Noviembre de 2021). *Statista*. Obtenido de <https://www.statista.com/statistics/280220/global-cumulative-installed-solar-pv-capacity/>
- Johns, D. (1965). *Thermal Stress Analyses*. Glasgow: Pergamon Press Ltd.
- Kakac, S., Shah, R., & Aung, W. (1987). *Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer*. New York, NY, (USA): John Wiley and Sons Inc.
- Kolb, G. (2011). *An Evaluation of Possible Next-Generation High-Temperature Molten-Salt Power Towers*. Sandia National Laboratories.
- Logie, W., Pye, J., & Coventry, J. (2018). Thermoelastic stress in concentrating solar receiver tubes: A retrospect on. *Solar Energy*, 368-379.
- Ministerio de Energía. (2017). *Explorador Solar*. Obtenido de <https://solar.minenergia.cl/exploracion>
- Montoya, A., Rodríguez Sánchez, M., López-Puente, J., & Santana, D. (2018). Numerical model of solar external receiver tubes: Influence of mechanical boundary conditions and temperature variation in thermoelastic stresses. *Solar Energy*, 912-922.
- Neises, T., Wagner, M., & Gray, A. (2014). Structural design considerations for tubular power tower receivers operating at 650°C. *ASME 2014 8th International Conference on Energy Sustainability*. Boston, Massachusetts.
- Niemann, M., Blazquez Navarro, R., Saini, V., & Fröhlich, J. (2018). Buoyancy impact on secondary flow and heat transfer in a turbulent liquid metal flow through a vertical square duct. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 722-748.
- Nikuradse, J. (1930). Untersuchungen über turbulente Strömungen in nicht kreisförmigen Rohren. *Ingenieur-Archiv*, 306-332.
- Ortega, J., Christian, J., & Ho, C. (2015). Structural analysis of a direct heated tubular solar receiver for supercritical CO2 Brayton Cycle. *Power Energy*.

- Pacio, J., Marocco, L., & Wetzel, T. (2015). Review of data and correlations for turbulent forced convective heat transfer of liquid metals in pipes. *Heat Mass Transfer*, 153-164.
- Shatnawi, H., Lim, C., Ismail, F., & Aldossary, A. (2021). An optimisation study of a solar tower receiver: the influence of geometry and material, heat flux, and heat transfer fluid on thermal and mechanical performance. *Heliyon*.
- Skupinski, E., Tortel, J., & Vautrey, L. (1965). Determination des coefficients de convection d'un alliage sodium-potassium dans un tube circulaire. *Int J Heat Mass Transfer*, 937-951.
- Straub, S., Forooghi, P., Marocco, L., Wetzel, T., & Frohnäpfel, B. (2019). Azimuthally inhomogeneous thermal boundary conditions in turbulent forced convection pipe flow for low to medium Prandtl numbers. *International Journal of Heat and Fluid Transfer*, 352-358.
- Sun, J. (2020). *Advances in Clean Energy Technologies* (1 ed.). (A. K. Azad, Ed.) Melbourne: AP.
- Vast Solar. (s.f.). Obtenido de <http://vast solar.com/portfolio-items/jemalong-solar-station-pilot-1-1mwe/>
- Zhang, H., Baeyens, J., Degreéve, J., & Caceres, G. (2013). Concentrated solar power plants: Review and design methodology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 466-481.
- Zheng, M., Zapata, J., Asselineau, C.-A., Coventry, J., & Pye, J. (2020). Analysis of tubular receivers for concentrating solar tower systems with a range of working fluids, in exergy-optimised flow-path configurations. *Solar Energy*, 999-1016.

## 10. Anexo A

- i) Gráficos y tablas complementarios de la ecuación ( 5 ), el criterio de falla de suma de daño lineal.

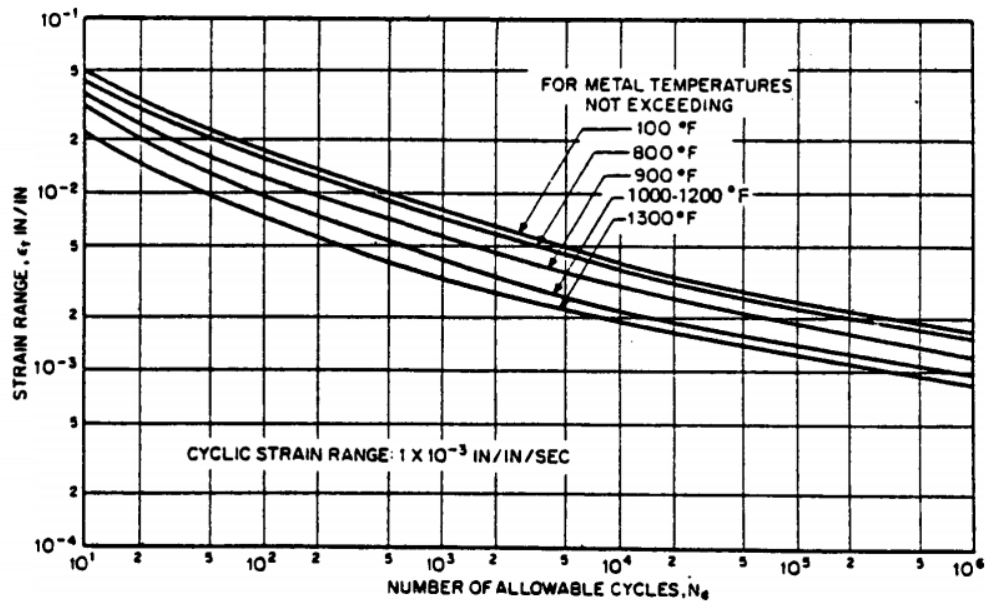


Figura A.1: Curvas de número de ciclos permitidos según el rango de deformaciones para aceros AISI 304SS o 316SS.

Tabla A.1: Número de ciclos permitidos según el rango de deformaciones para aceros AISI 304SS o 316SS.

| $N_d$<br>Number<br>of<br>Cycles* | $\epsilon$ , Strain Range (in./in.) at Temperature |        |        |             |         |
|----------------------------------|----------------------------------------------------|--------|--------|-------------|---------|
|                                  | 100 F                                              | 800 F  | 900 F  | 1000-1200 F | 1300 F  |
| $10^1$                           | .0507                                              | .0438  | .0378  | .0318       | .0214   |
| $2 \times 10^1$                  | .0357                                              | .0318  | .0251  | .0208       | .0149   |
| $4 \times 10^1$                  | .026                                               | .0233  | .0181  | .0148       | .0105   |
| $10^2$                           | .0177                                              | .0159  | .0123  | .00974      | .00711  |
| $2 \times 10^2$                  | .0139                                              | .0125  | .00961 | .00744      | .00551  |
| $4 \times 10^2$                  | .0110                                              | .00956 | .00761 | .00574      | .00431  |
| $10^3$                           | .00818                                             | .00716 | .00571 | .00424      | .00328  |
| $2 \times 10^3$                  | .00643                                             | .00581 | .00466 | .00339      | .00268  |
| $4 \times 10^3$                  | .00518                                             | .00476 | .00381 | .00279      | .00226  |
| $10^4$                           | .00403                                             | .00376 | .00301 | .00221      | .00186  |
| $2 \times 10^4$                  | .00343                                             | .00316 | .00256 | .00186      | .00162  |
| $4 \times 10^4$                  | .00293                                             | .00273 | .00221 | .00161      | .00144  |
| $10^5$                           | .00245                                             | .00226 | .00182 | .00136      | .00121  |
| $2 \times 10^5$                  | .00213                                             | .00196 | .00159 | .00121      | .00108  |
| $4 \times 10^5$                  | .00188                                             | .00173 | .00139 | .00109      | .000954 |
| $10^6$                           | .00163                                             | .00151 | .00118 | .000963     | .000834 |

\*Cyclic strain rate :  $1 \times 10^{-3}$  in./in./sec.

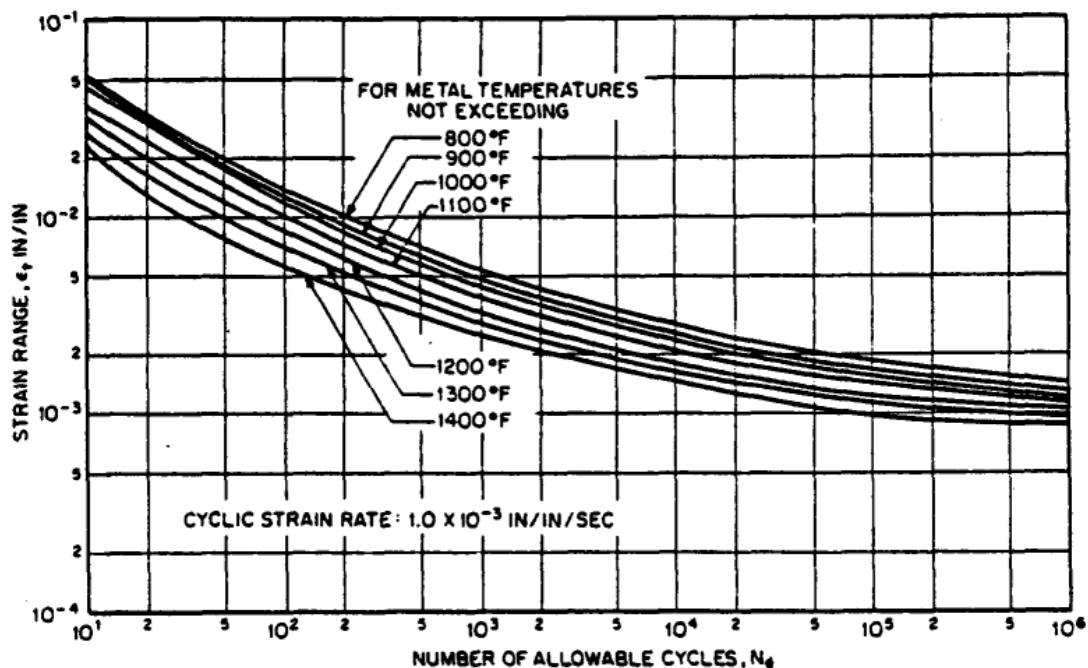


Figura A.2: Curvas de número de ciclos permitidos según el rango de deformaciones para una aleación de Ni-Fe-Cr 800H.

Tabla A.2: Número de ciclos permitidos según el rango de deformaciones para una aleación de Ni-Fe-Cr 800H.

| $N_d$<br>Number<br>of<br>Cycles* | $\epsilon_r$ Strain Range (in./in.) at Temperature |        |        |        |        |         |         |
|----------------------------------|----------------------------------------------------|--------|--------|--------|--------|---------|---------|
|                                  | 800 F                                              | 900 F  | 1000 F | 1100 F | 1200 F | 1300 F  | 1400 F  |
| $10^1$                           | .0513                                              | .0498  | .0468  | .0378  | .0308  | .0263   | .0231   |
| $2 \times 10^1$                  | .0328                                              | .0313  | .0298  | .0243  | .0198  | .0168   | .0129   |
| $4 \times 10^1$                  | .0218                                              | .0208  | .0190  | .0163  | .0130  | .0113   | .00866  |
| $10^2$                           | .0139                                              | .0129  | .0119  | .01    | .00823 | .00725  | .00566  |
| $2 \times 10^2$                  | .0103                                              | .00939 | .00861 | .00722 | .00603 | .00535  | .00426  |
| $4 \times 10^2$                  | .00777                                             | .00699 | .00641 | .00542 | .00463 | .00405  | .00331  |
| $10^3$                           | .00537                                             | .00489 | .00441 | .00392 | .00328 | .00285  | .00254  |
| $2 \times 10^3$                  | .00427                                             | .00379 | .00351 | .00312 | .00261 | .0023   | .00209  |
| $4 \times 10^3$                  | .00347                                             | .00314 | .00291 | .00259 | .00213 | .00195  | .00176  |
| $10^4$                           | .00277                                             | .00249 | .00233 | .0021  | .00174 | .00159  | .00143  |
| $2 \times 10^4$                  | .00242                                             | .00219 | .00201 | .00182 | .00155 | .00142  | .00125  |
| $4 \times 10^4$                  | .00215                                             | .00193 | .0018  | .00162 | .0014  | .00127  | .00109  |
| $10^5$                           | .00187                                             | .00164 | .00151 | .00139 | .00122 | .00115  | .000959 |
| $2 \times 10^5$                  | .00169                                             | .00149 | .00141 | .00128 | .00113 | .00105  | .000919 |
| $4 \times 10^5$                  | .00157                                             | .00139 | .00129 | .00121 | .00108 | .000987 | .000889 |
| $10^6$                           | .00139                                             | .00129 | .00119 | .00112 | .00103 | .000937 | .000869 |

\*Cyclic strain rate:  $1 \times 10^{-3}$  in./in./sec.

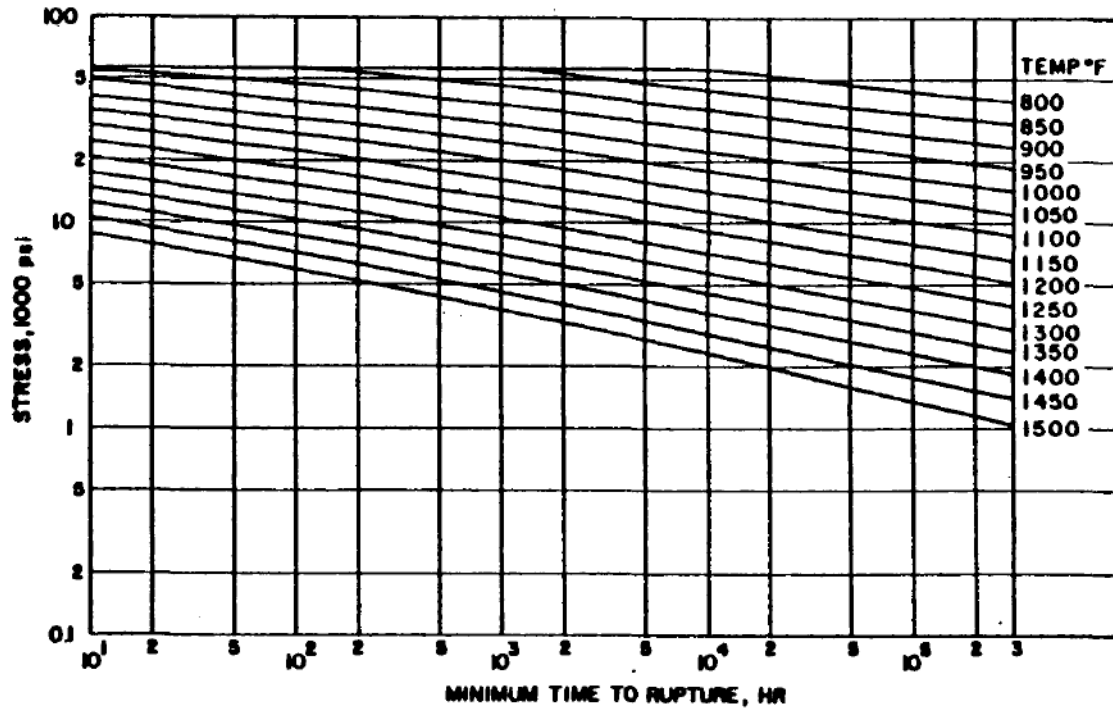


Figura A.3: Curvas del tiempo permitido hasta la ruptura para un acero AISI 316SS.

Tabla A.3: Tiempo permitido hasta la ruptura para un acero AISI 316SS.

| Temp., °F | 1 hr | 10 hr | 30 hr | 10 <sup>2</sup> hr | 3 × 10 <sup>2</sup> hr | 10 <sup>3</sup> hr | 3 × 10 <sup>3</sup> hr | 10 <sup>4</sup> hr | 3 × 10 <sup>4</sup> hr | 10 <sup>5</sup> hr | 3 × 10 <sup>5</sup> hr |
|-----------|------|-------|-------|--------------------|------------------------|--------------------|------------------------|--------------------|------------------------|--------------------|------------------------|
| 800       | 64.5 | 64.5  | 64.5  | 64.5               | 64.5                   | 64.5               | 64.5                   | 64.5               | 64.5                   | 64.5               | 64.5                   |
| 850       | 63.3 | 63.3  | 63.3  | 63.3               | 63.3                   | 63.3               | 63.3                   | 63.3               | 60                     | 56                 | 52                     |
| 900       | 62.2 | 62.2  | 62.2  | 62.2               | 62.1                   | 62                 | 58                     | 54.1               | 48                     | 42.6               | 38                     |
| 950       | 60   | 60    | 60    | 60                 | 56                     | 51.6               | 46.5                   | 42.6               | 37.5                   | 32.4               | 28.3                   |
| 1000      | 58.5 | 58.5  | 55    | 51.7               | 47                     | 42.1               | 37.5                   | 33.6               | 28.8                   | 24.6               | 21                     |
| 1050      | 56   | 52.9  | 47.5  | 43.4               | 38.2                   | 34.4               | 30.2                   | 26.4               | 22.3                   | 18.8               | 16                     |
| 1100      | 53.5 | 45.1  | 40    | 36.4               | 32.2                   | 28.1               | 24.2                   | 20.8               | 17.3                   | 14.3               | 11.7                   |
| 1150      | 46.5 | 38.4  | 34    | 30.5               | 26.6                   | 23.0               | 19.5                   | 16.4               | 13.4                   | 10.9               | 8.8                    |
| 1200      | 40   | 32.7  | 29    | 25.6               | 22                     | 18.8               | 15.6                   | 12.9               | 10.3                   | 8.3                | 6.7                    |
| 1250      | 35   | 27.8  | 24.3  | 21.4               | 18.1                   | 15.4               | 12.7                   | 10.2               | 8.1                    | 6.3                | 4.9                    |
| 1300      | 30   | 23.7  | 20.8  | 18.0               | 15                     | 12.5               | 10.0                   | 8.0                | 6.2                    | 4.8                | 3.7                    |
| 1350      | 26   | 20.0  | 17.5  | 15.0               | 12.7                   | 10.4               | 8.2                    | 6.4                | 4.9                    | 3.6                | 2.7                    |
| 1400      | 22.5 | 17.1  | 14.8  | 12.4               | 10.2                   | 8.4                | 6.6                    | 5.0                | 3.8                    | 2.8                | 2.1                    |
| 1450      | 19.5 | 14.6  | 12.6  | 10.5               | 8.6                    | 6.8                | 5.2                    | 3.9                | 2.9                    | 2.1                | 1.5                    |
| 1500      | 17   | 12.5  | 10.6  | 8.8                | 7.2                    | 5.6                | 4.2                    | 3.1                | 2.3                    | 1.6                | 1.2                    |

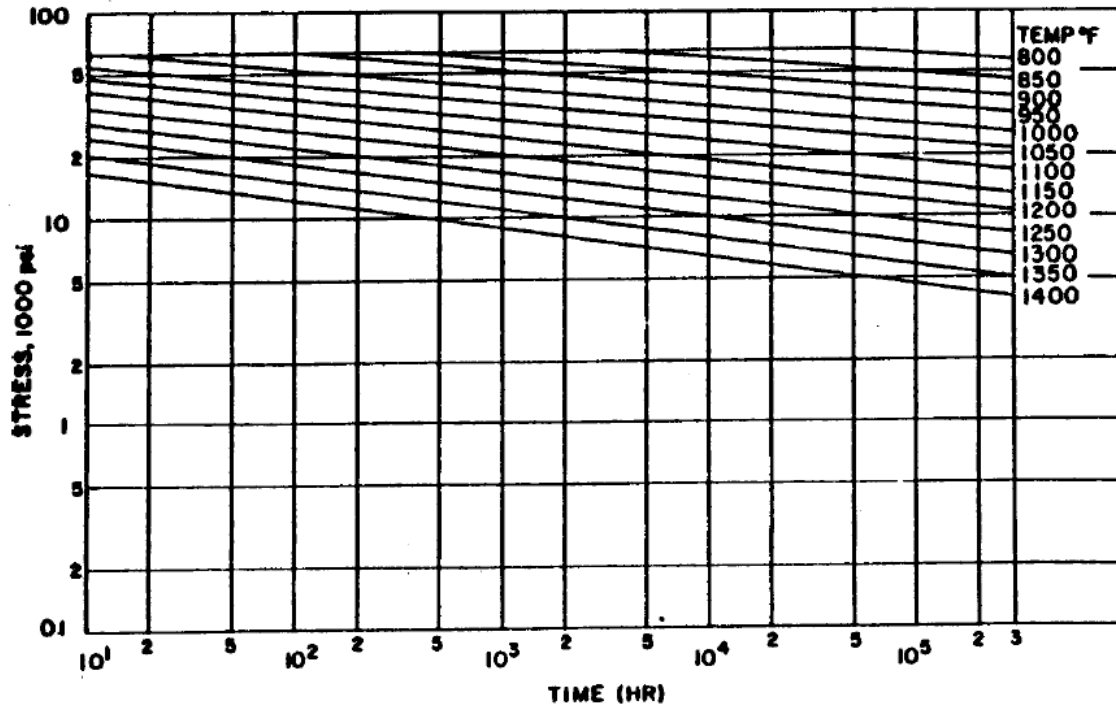


Figura A.4: Curvas del tiempo permitido hasta la ruptura para una aleación de Ni-Fe-Cr 800H.

Tabla A.4: Tiempo permitido hasta la ruptura para una aleación de Ni-Fe-Cr 800H.

| Temp., °F | 1 hr | 3 hr | 10 hr | 30 hr | 100 hr | 300 hr | 1000 hr | 3000 hr | 10000 hr | 30000 hr | 100000 hr | 300000 hr |
|-----------|------|------|-------|-------|--------|--------|---------|---------|----------|----------|-----------|-----------|
| 800       | 60.7 | 60.7 | 60.7  | 60.7  | 60.7   | 60.7   | 60.7    | 60.7    | 60.7     | 60.7     | 60.0      | 55.0      |
| 850       | 60.7 | 60.7 | 60.7  | 60.7  | 60.7   | 60.7   | 60.7    | 60.7    | 57.5     | 53.5     | 49.3      | 45.6      |
| 900       | 60.7 | 60.7 | 60.7  | 60.7  | 60.7   | 60.7   | 57.9    | 53.8    | 49.4     | 45.5     | 41.5      | 38.0      |
| 950       | 60.7 | 60.7 | 60.7  | 60.7  | 59.0   | 54.7   | 50.1    | 46.1    | 41.9     | 38.2     | 34.4      | 31.2      |
| 1000      | 60.7 | 60.7 | 60.7  | 56.3  | 51.5   | 47.2   | 42.8    | 39.0    | 35.0     | 31.6     | 28.2      | 25.4      |
| 1050      | 60.7 | 58.5 | 53.5  | 49.0  | 44.3   | 40.3   | 36.1    | 32.6    | 29.0     | 25.9     | 22.9      | 20.4      |
| 1100      | 56.1 | 51.4 | 46.5  | 42.2  | 37.8   | 34.0   | 30.1    | 26.9    | 23.7     | 21.1     | 18.4      | 16.3      |
| 1150      | 49.3 | 44.7 | 40.0  | 36.0  | 31.8   | 28.4   | 24.9    | 22.1    | 19.3     | 17.0     | 14.7      | 12.9      |
| 1200      | 42.9 | 38.5 | 34.1  | 30.3  | 26.6   | 23.5   | 20.5    | 18.0    | 15.5     | 13.6     | 11.7      | 10.2      |
| 1250      | 37.0 | 32.9 | 28.8  | 25.4  | 22.1   | 19.3   | 16.7    | 14.5    | 12.5     | 10.9     | 9.3       | 8.1       |
| 1300      | 31.6 | 27.8 | 24.1  | 21.0  | 18.2   | 15.8   | 13.5    | 11.7    | 10.0     | 8.6      | 7.4       | 6.4       |
| 1350      | 26.8 | 23.4 | 20.1  | 17.5  | 14.9   | 12.9   | 10.9    | 9.4     | 8.0      | 6.9      | 5.8       | 5.0       |
| 1400      | 22.6 | 19.6 | 16.7  | 14.4  | 12.2   | 10.4   | 8.8     | 7.5     | 6.4      | 5.5      | 4.6       | 4.0       |

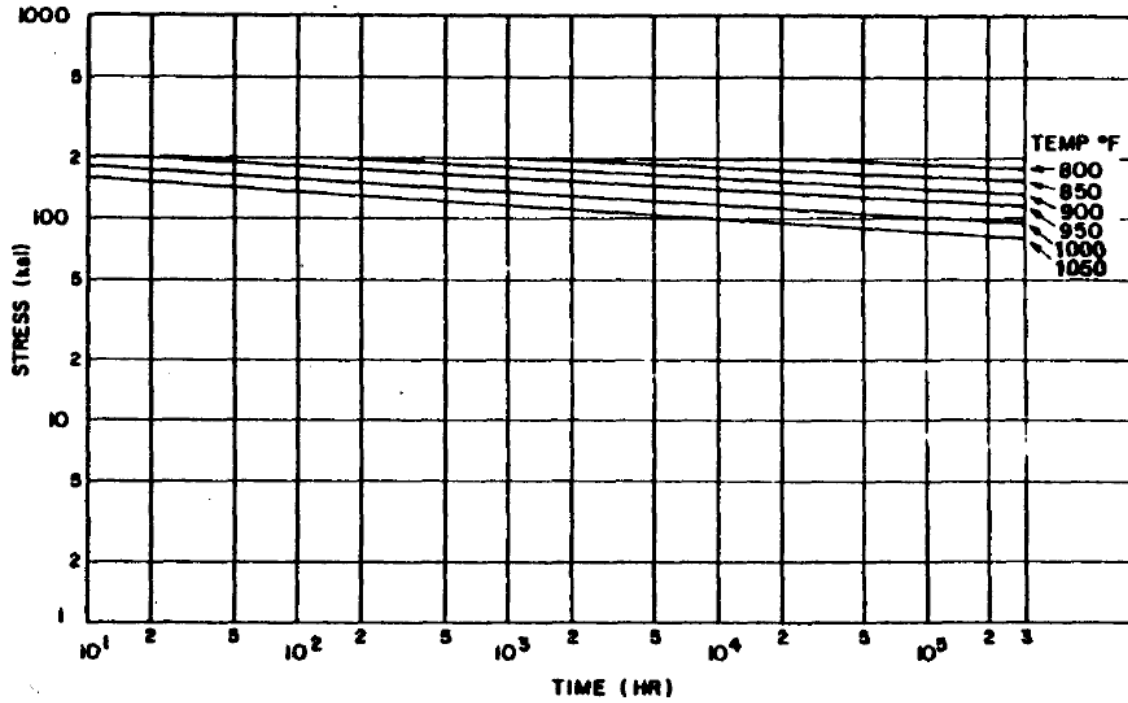


Figura A.5: Curvas del tiempo permitido hasta la ruptura para una aleación de Ni-Cr-Fe-Co Alloy718.

Tabla A.5: Tiempo permitido hasta la ruptura para una aleación de Ni-Cr-Fe-Co Alloy718.

| Temp., °F | 10 hr | 30 hr | 10 <sup>2</sup> hr | 3 x 10 <sup>2</sup> hr | 10 <sup>3</sup> hr | 3 x 10 <sup>3</sup> hr | 10 <sup>4</sup> hr | 3 x 10 <sup>4</sup> hr | 10 <sup>5</sup> hr | 3 x 10 <sup>5</sup> hr |
|-----------|-------|-------|--------------------|------------------------|--------------------|------------------------|--------------------|------------------------|--------------------|------------------------|
| 800       | —     | —     | —                  | —                      | —                  | —                      | —                  | —                      | —                  | —                      |
| 850       | —     | —     | —                  | —                      | —                  | —                      | 159                | 151                    | 146                | 140                    |
| 900       | —     | —     | —                  | —                      | 158                | 151                    | 144                | 138                    | 130                | 124                    |
| 950       | —     | —     | 158                | 150                    | 144                | 136                    | 129                | 122                    | 114                | 106                    |
| 1000      | —     | 150   | 144                | 136                    | 130                | 122                    | 114                | 106                    | 98                 | 90                     |
| 1050      | 146   | 138   | 130                | 124                    | 114                | 106                    | 98                 | 91                     | 81                 | 74                     |

ii) Cálculo de  $D_c$ :

$$D_c = \sum_{i=1}^{13} \frac{10950}{T_{d_i}} = 0,014$$

Donde 13 corresponde al número de estados de carga del receptor y cada  $T_d$  se calcula a través de la ecuación ( 9 ), el parámetro de Mendelson-Roberts-Manson, habiendo un  $T_d$  único para cada estado, dígame, 13  $T_d$  distintos.