



UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO DE RECEPTOR Y ANÁLISIS DE DESEMPEÑO TÉRMICO PARA  
COLECTOR TÉRMICO SOLARUS**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

RODRIGO JESUS MORAGA GÓMEZ

PROFESOR GUÍA:  
Williams Calderón Muñoz

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
José Cardemil Iglesias  
Ian Wolde Ponce

SANTIAGO DE CHILE  
2022

# DISEÑO DE RECEPTOR Y ANÁLISIS DE DESEMPEÑO TÉRMICO PARA COLECTOR TÉRMICO SOLARUS

A lo largo del último siglo y en especial en las últimas décadas, las energías renovables han visto un incremento sustancial en su uso tanto para generación a gran escala como domiciliaria, teniendo a la energía solar en el centro de este fenómeno.

Junto al aumento en la implementación de energía solar para generación, es también necesario invertir en incrementar la eficiencia de las tecnologías utilizadas. En este sentido, es deber de ingenieras e ingenieros desarrollar mejores métodos de manufactura, implementación y operación de los diversos métodos de captación de energía que existen al día de hoy, teniendo como objetivo el correcto aprovechamiento de los recursos naturales en un medio ambiente cada vez más deteriorado.

Una de las tecnologías de captación de radiación solar más utilizada son los colectores solares térmicos, de los cuáles existen distintos diseños, funcionando todos bajo el mismo principio: captan la radiación del solar, transformándola en energía térmica mediante uno o más receptores y transfiriéndola finalmente a un fluido caloportador. En este trabajo de título se estudia de forma analítica el desempeño de un colector térmico diseñado por la empresa neerlandesa Solarus, caracterizando su funcionamiento mediante la elaboración de un modelo óptico y un modelo térmico. Con el fin de lograr un desempeño más eficiente del colector, se diseña un nuevo receptor para ser instalado en la estructura, analizando distintas variables térmicas, ópticas y geométricas que afectan su performance, como también tomando en consideración el material de que estaría fabricado.

El modelo térmico se elabora teniendo como objetivo obtener las curvas que definen las eficiencias tanto del receptor original como del diseño propuesto y comparar los resultados finales. De esta manera, se calculan las pérdidas térmicas en toda la superficie del receptor y, con la ayuda de un programa computacional que permita realizar iteraciones numéricas, en este caso Python, se obtienen los coeficientes de pérdidas térmicas deseados. El modelo óptico es elaborado a partir de las propiedades ópticas de los materiales de fabricación del receptor original y el diseño propuesto, teniendo como objetivo calcular el IAM y el coeficiente  $\tau\alpha$ , comparando su desempeño bajo distintos acabados superficiales del receptor. Finalmente, se realiza un estudio analítico de carga estructural del diseño propuesto, considerando variables geométricas y de materiales del nuevo diseño.

*A Gabriela, Hermes  
y Rodolfo.*

# Agradecimientos

Primero que todo, agradecer a quienes han estado presentes y apoyándome durante toda mi vida, en todo aspecto y ante todo escenario, mis padres Gabriela y Hermes, quienes son lo más importante para mí y nunca han dudado en dar todo, pero absolutamente todo de si con tal que yo pueda tener la mejor vida posible, y déjenme decirles, así ha sido. También debo agradecer a Eduardo, mi tío, quién me recibió con los brazos abiertos en su hogar y me ha apoyado incondicionalmente desde entonces. Gracias infinitas.

No puedo dejar de agradecer a todas las y los docentes que han sido parte de mi formación cómo ingeniero, en especial, quiero agradecer a mi profesor guía en este trabajo, Prof. Williams Calderón, quién siempre se ha mostrado abierto a resolver mis dudas y colaborar en este viaje. Agradecer también al Prof. José Cardemil, responsable de acrecentar mi interés en la ingeniería solar y haberme demostrado que el resultado necesario no siempre es el correcto o el más bonito, sin su paciencia no habría manera en que hubiese podido sacar este trabajo adelante. Por último y no menos importante, agradecer a quién fue una de las primeras personas que conocí al entrar al DIMEC y quién ahora, ya en calidad de ingeniero, forma parte de mi comisión, Ian Wolde, sin tu incondicional colaboración a lo largo de mis estudios, mi práctica y este trabajo de título mis logros no serían los mismos.

Quiero agradecer a todas las personas que consciente o inconscientemente han sido parte de mi vida y mi experiencia universitaria. No puedo dejar de nombrar a mis amigos y compañeros del Rendic que desde La Serena me acompañan en este camino, a Giovanni, Ivannia, Paola, Francisca (x2), Ignacio, Cinthya y Raul, quienes hicieron de mi experiencia capitalina la mejor que alguien pudiese tener, cada paso que doy por nuestros barrios son recuerdos impagables de nuestra juventud. A Almendra, Javier y Sebastián, con quienes compartí la experiencia de ser mechón en la fecefem y vivir todo lo que aquello implica, desde las noches en vela estudiando hasta los canónicos carretes los viernes en la tarde en 850 después de salir los controles, a ustedes, infinitas gracias.

No puedo encontrar palabras para agradecer a quién ha sido pilar fundamental a lo largo de mis últimos años de universidad y quién ha estado para mí en todo momento, Catalina, jamás podré terminar de agradecer.

Y por último, al final, finalmente, *finalement*, at last, pero no menos importante ni por un segundo, debo agradecer a quienes fueron mis cómplices en el crimen durante mis años de estudiante por los pasillos del cuarto, la salita, el patio de molina, el roble, la sobria, la ebria y otros lugares que no vale la pena mencionar. A Nicolás sobrio, Sebastián, Nicolás ebrio y Javier, no sólo mi experiencia universitaria, si no que mi vida, no sería la misma sin sus risas, su apoyo, sus estupideces y su consejo, un párrafo no basta para expresar mi infinita gratitud

hacia ustedes.

Termino esta prosa con un poema del escritor portorriqueño Ramón Ayala, cuyas letras jugaron gran parte en mi experiencia universitaria y cuyos versos otorgan el perfecto final para esta etapa en mi vida que culmina:

*Hoy salgo pa' la calle sin rumbo  
Como un vagabundo sin rumbo.*

*Ramón Ayala*

# Tabla de Contenido

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Motivación . . . . .	2
1.2. Objetivos . . . . .	2
1.2.1. Objetivo General . . . . .	2
1.2.2. Objetivos Específicos . . . . .	2
1.2.3. Alcances . . . . .	2
<b>2. Antecedentes</b>	<b>4</b>
2.1. Fenómenos de transferencia de calor . . . . .	4
2.1.1. Conducción térmica . . . . .	4
2.1.2. Convección . . . . .	6
2.1.2.1. Convección Forzada . . . . .	6
2.1.2.2. Convección Natural . . . . .	8
2.1.3. Radiación . . . . .	9
2.2. Modificador del ángulo de incidencia de un colector solar . . . . .	11
2.2.1. Calculo de $(\tau\alpha)$ e IAM en un colector parabólico de placa plana . . .	12
2.3. Tecnologías de concentración solar . . . . .	13
2.3.1. Torre de concentración . . . . .	13
2.3.2. Disco parabólico . . . . .	14
2.3.3. Fresnel . . . . .	15
2.3.4. Parabolic Trough Collector . . . . .	16
2.3.5. Colector de placa plana . . . . .	17
2.3.6. Colector Solarus . . . . .	17
2.3.7. Instalación de Colector Solarus en Campus San Joaquín UC . . . . .	20
<b>3. Metodología</b>	<b>22</b>
3.1. Diseño nuevo receptor . . . . .	22
3.1.1. Receptor original . . . . .	23
3.1.2. Diseño de acero inoxidable . . . . .	23
3.1.2.1. Manifold . . . . .	24
3.1.2.2. Canales . . . . .	24
3.2. Modelo Termodinámico . . . . .	25
3.2.1. Pérdidas Térmicas . . . . .	25
3.2.1.1. Pérdidas Superiores . . . . .	26
3.2.1.2. Pérdidas laterales . . . . .	28
3.2.1.3. Pérdidas inferiores . . . . .	29
3.2.2. Factor de remoción de calor . . . . .	29

3.2.3.	Eficiencia del colector . . . . .	33
3.2.4.	Relación entre flujo másico y ganancias térmicas del receptor . . . . .	34
3.3.	Modelo Óptico . . . . .	35
3.4.	Cálculo de carga estructural . . . . .	38
3.5.	Validación . . . . .	40
3.5.0.1.	Validación Modelo Termodinámico . . . . .	40
3.5.0.2.	Validación Modelo Óptico . . . . .	41
<b>4.</b>	<b>Resultados y análisis</b>	<b>42</b>
4.1.	Eficiencia del colector . . . . .	42
4.1.1.	Pérdidas térmicas . . . . .	42
4.1.2.	Factor de remoción de calor . . . . .	46
4.1.3.	IAM y propiedades ópticas . . . . .	48
4.1.3.1.	Coefficiente $\tau\alpha$ . . . . .	49
4.1.4.	Eficiencia térmica del colector . . . . .	50
4.2.	Propiedades térmicas en función de la geometría del colector . . . . .	51
4.3.	Análisis de carga del receptor de acero . . . . .	54
<b>5.</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>57</b>
5.1.	Métodos de validación . . . . .	57
5.2.	Desempeño térmico y óptico de los receptores . . . . .	57
5.3.	Diseño de receptor y materiales de fabricación . . . . .	58
5.4.	Trabajo Propuesto . . . . .	58
	<b>Bibliografía</b>	<b>60</b>
	<b>Anexo A. Especificaciones técnicas CT-Solarus 1500 W</b>	<b>62</b>
	<b>Anexo B. Planos Diseño Inox</b>	<b>63</b>

# Índice de Tablas

3.1.	Valores originales de parámetros geométricos del diseño de receptor de acero inoxidable . . . . .	25
3.2.	Comparación entre valores de pérdidas térmicas totales obtenidas experimental y teóricamente . . . . .	40
3.3.	Tabla temporal . . . . .	41
4.1.	Variación de pérdidas térmicas en función de temperatura de superficie del receptor de aluminio . . . . .	42
4.2.	Variación de pérdidas térmicas en función de temperatura de superficie del receptor de acero inoxidable . . . . .	43
4.3.	Porcentaje de cada pérdida del colector respecto de las pérdidas totales . . . . .	44
4.4.	Porcentajes de mejora y disponibilidad de perfiles de acero inoxidable en el mercado en función del espesor de su pared . . . . .	52
4.5.	Porcentajes de mejora y disponibilidad de perfiles de acero inoxidable en el mercado en función del diámetro de sus canales . . . . .	54
4.6.	Propiedades termomecánicas de acero inoxidable y aluminio . . . . .	54
4.7.	Variación de los parámetros de espesor, altura y diámetro interior de los canales del receptor de acero inoxidable . . . . .	55
4.8.	Pesos de perfiles de aceros de medidas comerciales . . . . .	56



# Índice de Ilustraciones

2.1.	Transferencia de calor por conducción entre dos cuerpos a distintas temperaturas.	4
2.2.	Conducción de calor a través de una pared de espesor $dx$ y área $A$ . . . . .	5
2.3.	Comparación de conductividad térmica para distintos materiales [6]. . . . .	6
2.4.	Convección entre fluido de temperatura $T_\infty$ circulando dentro de un tubo de temperatura $T_s$ . . . . .	7
2.5.	Radiación reflejada, absorbida y transmitida a través de un cuerpo . . . . .	11
2.6.	Vista panorámica de torre solar y campo de helióstatos [9] . . . . .	14
2.7.	Campo solar de discos parabólicos con Motor Stirling en su punto focal. . . . .	15
2.8.	Colector tipo Fresnel . . . . .	16
2.9.	Instalación de PTC . . . . .	16
2.10.	Colector con receptor de placa . . . . .	17
2.11.	Corte transversal de colector CT-Solarus. . . . .	18
2.12.	Instalación de colectores Solarus. . . . .	19
2.13.	Circuito básico de operación de colector Solarus . . . . .	19
2.14.	Transferencia de calor de receptor al fluido transportador a través de ambos canales del colector. . . . .	20
2.15.	Transferencia de calor de receptor al fluido caloportador a través de sólo uno de los canales del colector. . . . .	20
2.16.	Unidad de colector Solarus instalada en dependencias del Campus San Joaquín de la Pontificia Universidad Católica, en la ciudad de Santiago. . . . .	21
3.1.	Procedimiento de la investigación. . . . .	22
3.2.	Sección transversal del receptor de un colector solarus, con los 8 canales de aluminio extruido. . . . .	23
3.3.	Sección del receptor, con manifold de entradas y cubierta opaca. . . . .	23
3.4.	Manifold diseño de acero inoxidable . . . . .	24
3.5.	Diseño de receptor de acero inoxidable . . . . .	25
3.6.	Diagrama de las pérdidas de calor del receptor. . . . .	26
3.7.	Pérdidas por la sección superior del receptor . . . . .	26
3.8.	Balance energético en receptor de placa y tubo [18]. . . . .	30
3.9.	Balance de energía en sección del receptor [18]. . . . .	30
3.10.	Receptor de placa y tubos . . . . .	32
3.11.	Diagrama de sección de receptor Solarus . . . . .	33
3.12.	Ley de Snell . . . . .	35
3.13.	diámetro interno, altura y espesor de pared de sección transversal de un canal del receptor . . . . .	38
3.14.	Diagrama de cuerpo libre de receptor de acero inoxidable. . . . .	39
3.15.	Comparación entre $U_L$ calculado y resultados obtenidos a partir de ensayo experimental . . . . .	40

3.16.	Comparación entre datos de IAM obtenidos a partir del datasheet de fábrica del colector y modelo IAM analítico . . . . .	41
4.1.	Coefficientes de pérdidas térmicas por sección analizada para el diseño de Aluminio y Acero Inoxidable. . . . .	43
4.2.	Relación entre $U_T$ y $U_L$ en diseño de Aluminio para distintos valores de temperatura ambiente. . . . .	45
4.3.	Relación entre $U_T$ y $U_L$ en diseño de Acero Inoxidable para distintos valores de temperatura ambiente. . . . .	45
4.4.	Comparación de Factor de Remoción para diseños de aluminio y acero inoxidable para temperaturas de 70 y 90 °C. . . . .	47
4.5.	Eficiencia del receptor en función del diámetro de canal para distintas temperaturas de superficie del receptor. . . . .	48
4.6.	Comparación de parámetro IAM entre los diseños de aluminio y acero inoxidable. . . . .	49
4.7.	Producto de Transmitividad-absorbidad en función del acabado superficial del receptor de diseño de acero. . . . .	50
4.8.	Comparación de eficiencia del colector en función de la temperatura reducida para materiales de fabricación acero inoxidable y aluminio . . . . .	51
4.9.	Coefficiente de transferencia de calor en función de la velocidad de flujo para distintos valores de espesor de pared. . . . .	52
4.10.	Coefficiente de transferencia de calor en función de la velocidad de flujo para distintos valores de diámetro de canal. . . . .	53
4.11.	Masa del receptor en función de parámetros geométricos del canal . . . . .	55
A.1.	Especificaciones técnicas del colector CT-Solarus 1500 W . . . . .	62
B.1.	Plano canal . . . . .	63
B.2.	Plano manifold . . . . .	64
B.3.	Plano salida/entrada del receptor . . . . .	65
B.4.	Plano de ensamblaje . . . . .	66

# Nomenclatura

$\alpha_i$	Absorbidad de ítem i
$\beta$	Inverso de temperatura ambiente
$\epsilon_i$	Emisividad de ítem i
$\tau_i$	Transmisividad de ítem i
$C_p$	Calor específico
$F'$	Eficiencia del receptor
$Fr$	Factor de remoción de calor
$g$	Aceleración de gravedad
$G_T$	Radiación directa solar
$h_{c,p-c}$	Coefficiente de convección entre receptor y cubierta de vidrio
$h_{r,c-a}$	Coefficiente de radiación entre cubierta de vidrio y ambiente
$h_{r,p-c}$	Coefficiente de radiación entre receptor y cubierta de vidrio
$h_w$	Coefficiente de convección del viento sobre el colector
$k$	Conductividad térmica
$K_{\tau\alpha}$	Modificador del Ángulo de Incidencia
$Nu$	Número de Nusselt
$Pr$	Número de Prandlt
$Ra$	Número de Rayleigh
$T_i$	Temperatura de ítem i
$U_B$	Coefficiente de pérdidas térmicas por la superficie inferior
$U_E$	Coefficiente de pérdidas térmicas por los bordes
$U_L$	Coefficiente de pérdidas térmicas totales del receptor
$U_T$	Coefficiente de pérdidas térmicas por la superficie superior
$v$	viscosidad dinámica

# Capítulo 1

## Introducción

Desde tiempos pre-históricos, los humanos han tenido la necesidad de extraer energía desde su entorno, desde objetivos simple como cocinar comida u obtener abrigo hasta propósitos más complejos, como el combustible para impulsar un motor diésel o el vapor para impulsar los trenes y máquinas protagonistas de la revolución industrial en el decimonónico.

Los métodos de obtención de energía útil para diferentes propósitos han ido variando y perfeccionándose a través del tiempo, surgiendo cómo protagonistas las denominadas energías convencionales a base de combustibles fósiles, las cuales al año 2021 representan el 68 % de la matriz energética nacional, según cifras del Ministerio de Energía de Chile [1]. Si bien estos métodos han proporcionado a la sociedad una manera veloz de obtener grandes cantidades de energía útil debido a la alta densidad energética del los combustibles fósiles, su uso excesivo ha traído consigo consecuencias catastróficas para el medio ambiente, en particular, el calentamiento global se ha visto acelerado en las últimas décadas, pronosticándose según cifras de la ONU un aumento de hasta 1,5° en la temperatura media de la tierra para 2030 en caso de no reducir el uso de combustibles fósiles actual [2].

En este contexto, la necesidad de fomentar el desarrollo de nuevas tecnologías de producción de energía, más limpias y amigables con el medio ambiente se presenta cada vez con mayor urgencia. A lo largo de las últimas décadas, distintos métodos para capturar y transformar energía a partir de fuentes renovables se han ido desarrollando con éxito, surgiendo como protagonistas en el suelo nacional la energía solar, eólica y geotérmica, que ha día de hoy concentran más del 22 % de la energía generada en el país [3]. Dentro de los métodos de generación a partir del la radiación solar se encuentran las energías de concentración térmica, las cuales a su vez se subdividen en varios tipos, dentro de los que destacan las siguientes: torre solar, colector de cilindro parabólico, colector tipo Fresnel y disco parabólico. El colector de cilindro parabólico (PTC por sus siglas en inglés) sobresale dentro de estas debido a lo simple de su diseño e implementación, rango de temperaturas en que opera y versatilidad de usos en la industria.

El trabajo de título del cual trata este informe consiste en el análisis térmico, óptico y de implementación de un nuevo diseño de receptor para un colector térmico solar, analizando variables de tipo geométrico, propiedades térmicas y mecánicas de distintos materiales de fabricación, centrándose principalmente en aluminio y acero inoxidable. Los resultados se muestran en forma de pérdidas térmicas presentadas por cada diseño, ganancias potenciales,

eficiencia de cada diseño estudiado y la factibilidad de implementar un nuevo diseño dada las características físicas de la estructura del colector original.

## **1.1. Motivación**

La motivación para realizar este trabajo de título surge de la necesidad de aportar en el desarrollo de mejores y más eficientes métodos de generación de energía útil para la sociedad a partir de la energía solar. Es necesario seguir avanzando en mejorar el desempeño de los aparatos que se utilizan para la captura de energía, haciéndolos más atractivos y competitivos para la industria y para el desarrollo de programas gubernamentales que posibiliten la descarbonización de la matriz energética chilena. Chile presenta condiciones privilegiadas para el desarrollo de la Ingeniería Solar, con niveles de radiación que llegan a superar los 4000  $[W/m^2]$ [4] en el norte del país, por lo que resulta natural la necesidad de aprovechar tales condiciones para generación energética.

## **1.2. Objetivos**

### **1.2.1. Objetivo General**

Caracterizar el funcionamiento térmico de un colector térmico solar Solarus ubicado en la ciudad de Santiago de manera analítica y evaluar oportunidades de mejora mediante un nuevo diseño de receptor.

### **1.2.2. Objetivos Específicos**

- Identificar principales variables térmicas, ópticas y geométricas que afectan el desempeño del colector y elaborar modelos que lo caractericen.
- Validación de modelo óptico y modelo térmico contrastándolos con los resultados de una tesis sobre ensayo experimental en el colector Solarus.
- Proponer un nuevo diseño que mejore el desempeño del colector.
- Estudiar viabilidad del nuevo diseño.

### **1.2.3. Alcances**

En este trabajo se considera:

- Análisis en específico de colector térmico CT-1500 Solarus.

- Agua como fluido de trabajo.
- Regimen turbulento.
- Sólo una unidad de colector instalada en el circuito

# Capítulo 2

## Antecedentes

### 2.1. Fenómenos de transferencia de calor

La transferencia de calor es la ciencia que estudia el intercambio de energía térmica entre distintos cuerpos. Estos fenómenos de transferencia ocurren a través de tres mecanismos básicos: la conducción térmica, la convección y la radiación. Los fenómenos de conducción y convección modelan los procesos de intercambio de calor entre cuerpos adyacentes entre sí, su diferencia radica en que la primera se aplica a sistemas de transferencia estáticos, mientras que la segunda atiende a sistemas que están en movimiento relativo entre sí, por ejemplo, un sistema fluido-sólido. La radiación por su parte es la energía emitida por un cuerpo en forma de ondas electromagnéticas como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas en su interior [5]. En las secciones a continuación se detalla de manera más profunda cada mecanismo de transferencia de calor.

#### 2.1.1. Conducción térmica

La conducción térmica es un mecanismo de transferencia de calor que ocurre entre dos o más sustancias en que las partículas más energéticas transmiten calor a las menos energéticas, como resultado de interacciones entre dichas partículas.

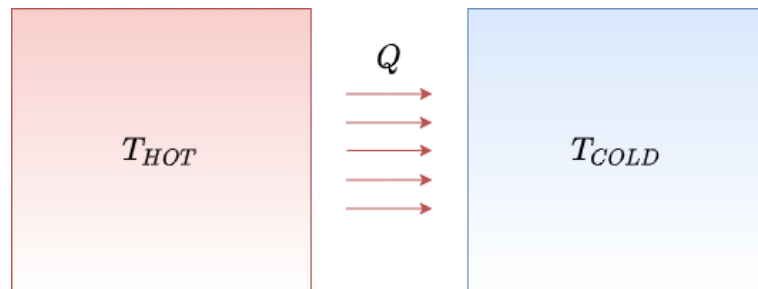


Figura 2.1: Transferencia de calor por conducción entre dos cuerpos a distintas temperaturas.

En la Fig.2.1 se puede ver un diagrama de como el calor es transferido desde el cuerpo caliente ( $T_{hot}$ ) al cuerpo frío ( $T_{cold}$ ). La transferencia ocurre hasta que se alcanza el equilibrio térmico entre los dos cuerpos, es decir, las temperaturas llegan a un mismo valor.

La razón de transferencia de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica de este, su espesor, el material del que este hecho y la diferencia de temperatura a través de él. La Ec.(2.1), conocida también como **Ley De Fourier**, modela el calor que es transferido a través de un material en función de la coordenada  $x$ , siendo esta ecuación la más general al momento de modelar fenómenos de conducción. Un diagrama de este fenómeno se muestra en la Fig.2.2

$$\dot{Q} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

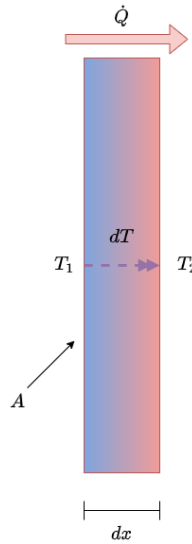


Figura 2.2: Conducción de calor a través de una pared de espesor  $dx$  y área  $A$

El término  $k$ , denominado conductividad térmica, es un parámetro característico de cada material y representa la capacidad que tiene una sustancia determinada para conducir calor por conducción a través de si mismo. En general, sustancias con baja conductividad térmica, como madera o espumas, se denominan aislantes térmicos, mientras aquellos materiales que presentan un alto valor de  $k$  se denominan conductores. En la Fig.2.3 se muestra un diagrama comparando las diferentes conductividades para distintas sustancias.



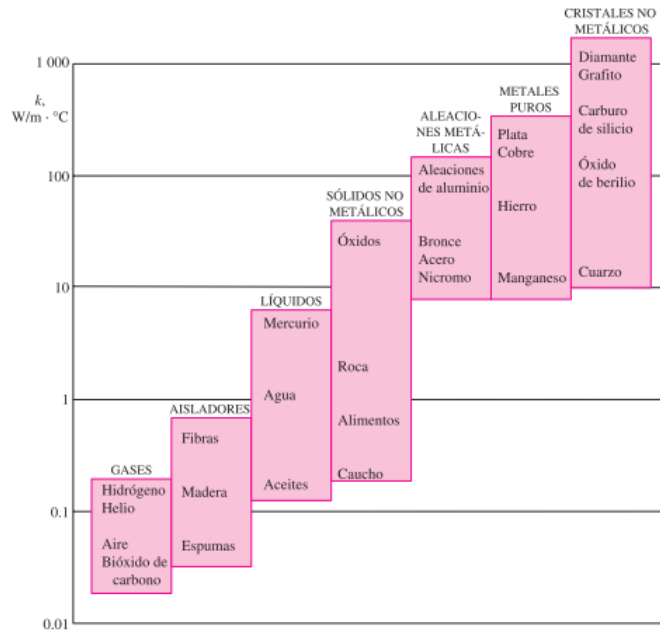


Figura 2.3: Comparación de conductividad térmica para distintos materiales [6].

## 2.1.2. Convección

El mecanismo de convección es el modo de transferencia de calor en que la energía es transferida entre un sólido y un fluido adyacente, los cuales se encuentran en movimiento relativo entre sí, además de incluir los mecanismos de transferencia de calor por conducción involucradas en el sistema. A su vez, este mecanismo se subdivide en dos tipos: convección forzada y convección natural. La primera se produce cuando el movimiento del fluido es producido de manera forzada sobre una superficie determinada, mediante una bomba o un ventilador por nombrar algunos. La convección natural en cambio es un fenómeno que se produce producto del movimiento natural que se produce en fluido a raíz de las diferencias de densidad y presión que se producen al interior de él producto del mismo fenómeno de intercambio de calor. En las secciones siguientes se detallan más profundamente los procesos de convección mencionados.

### 2.1.2.1. Convección Forzada

Como se mencionó, la convección forzada implica un fluido con un movimiento uniforme (no necesariamente una velocidad constante) sobre una superficie determinada. El intercambio de calor se produce debido a las diferencias de temperaturas entre las capas del fluido y el área de contacto con el cuerpo en interacción. Mientras más rápido es el movimiento del fluido, mayor es el intercambio de calor, como se puede deducir de la Ec.2.2, la cual relaciona la ganancia térmica  $\dot{Q}$  con el flujo másico del fluido.

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T \quad (2.2)$$

En la Fig.2.4 se ve un diagrama que representa el fenómeno de convección entre un tubo y un fluido circulando en su interior. Para caracterizar el fenómeno de convección que ocurre en este sistema tubo-fluido es necesario calcular un factor característico de este, denominado **coeficiente de convección térmica**, la cual es un parámetro que engloba tanto las propiedades térmicas del tubo como las del fluido circulante, así como las condiciones en que se encuentra operando el sistema.

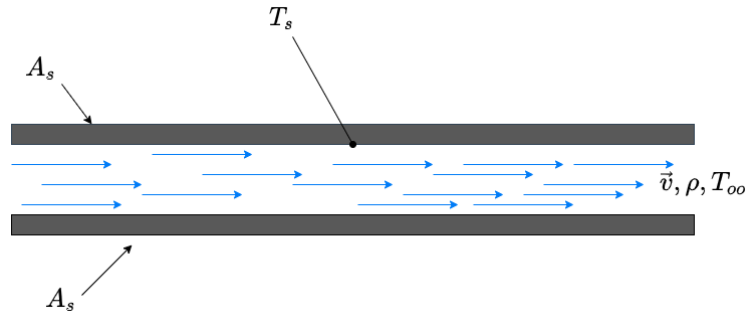


Figura 2.4: Convección entre fluido de temperatura  $T_{\infty}$  circulando dentro de un tubo de temperatura  $T_s$ .

La **Ley de Enfriamiento de Newton** relaciona el coeficiente de convección  $h$  con la ganancia térmica del sistema, como se muestra en la Ec. (2.3).

$$\dot{Q} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (2.3)$$

El coeficiente de convección es un parámetro no trivial de calcular en un sistema termodinámico, dado que depende de múltiples factores como el estado térmico del sistema, variables geométricas del propio y propiedades fluidodinámicas de los cuerpos involucrados. En este contexto, es que se define un número adimensional denominado **Número de Nusselt**, en honor al Ingeniero alemán Wilhelm Nusselt, el cual se define como el cociente entre la transferencia por convección dividida en la transferencia por conducción. La Ec.(2.4) muestra la relación entre el Nusselt, el coeficiente de convección y el coeficiente de conducción térmica.

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (2.4)$$

El cálculo del número de Nusselt depende de las características del sistema y las ecuaciones que lo definen son obtenidas generalmente a partir de ensayos experimentales. Dentro de los parámetros que son de utilidad al momento de determinar la ecuación para calcular  $Nu$  para

convección forzada se encuentra el número de Reynolds y el número de Prandtl, los cuales se detallan en mayor profundidad en la siguiente sección.

## Número de Reynolds

El número de Reynolds es un parámetro adimensional que relaciona propiedades termomecánicas del fluido y condiciones del sistema en operación. En la Ec.(2.5) se ve la fórmula general utilizada para calcular  $Re$ .

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (2.5)$$

El número de Reynolds se utiliza para determinar el régimen en que se encuentra el flujo en el sistema. En este trabajo de título se utiliza un valor de  $Re = 10000$  como valor crítico, del cual valores menores de  $Re$  representan un régimen laminar y valores mayores representan un régimen turbulento.

## Número de Prandtl

El número de Prandtl se define como el cociente entre la difusividad molecular de la cantidad de movimiento dividido en la difusividad molecular del calor. En términos prácticos, el número de Prandtl es una forma de describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica en un fenómeno de convección.

En la Ec.(2.6) se muestra la fórmula utilizada para obtener el valor del número de Prandtl en función de propiedades térmicas del fluido.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.6)$$

### 2.1.2.2. Convección Natural

La convección natural es el mecanismo de transferencia de calor mediante el cual energía térmica es intercambiada entre dos o más cuerpos, siendo al menos uno de estos un fluido. Similar al fenómeno de convección forzada, el intercambio de calor se produce debido a la diferencia de temperatura entre las capas del fluido y las superficie de los sólidos, sin embargo, este fluido se mueve de manera no forzada, potenciado principalmente por las diferencias de presión y densidad que se generan a medida que distintas regiones en su interior elevan su temperatura de manera no uniforme.

De la misma manera que en el fenómeno de convección forzada, el coeficiente de convección es el parámetro que caracteriza un sistema térmico en el que ocurre intercambio energético por

convección natural, luego, es necesario obtener el número de Nusselt para poder calcular  $h$ . A diferencia del fenómeno forzado, el cálculo del Nusselt depende de más factores y su cálculo suele ser más complejo. Dentro de los parámetros utilizados para obtener las ecuaciones para calcular  $Nu$  se encuentran los siguientes:

### Número de Grashof

El número de Grashof es un parámetro adimensional propio de los fenómenos de convección natural, representando la razón entre la fuerza de empuje y la fuerza viscosa que actúan sobre el fluido. Similar a la función que cumple el número de Reynolds en la convección forzada, el número de Grashof dirime si el régimen del fluido es laminar o turbulento en la convección natural.

En la Ec.(2.7) se muestra la fórmula mediante la cual se calcula el valor del número de Grashof.

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (2.7)$$

### Número de Rayleigh

El número de Rayleigh se define como el producto entre el número de Grashof y el número de Prandtl como se puede ver en la Ec.(2.8). Si bien este no tiene un sentido físico directo, es útil debido a que provee rangos en los cuales ciertas ecuaciones experimentales para calcular el Nusselt son válidas o no.

$$Ra = GrPr = \frac{\beta(T_s - T_\infty)gV}{\nu\alpha} \quad (2.8)$$

### 2.1.3. Radiación

La radiación es un mecanismo de transferencia de energía que, a diferencia de la conducción y convección, no necesita de un medio material para existir. La energía es liberada por un cuerpo a través de ondas electromagnéticas, cuya intensidad depende propiedades ópticas del cuerpo que irradia la energía y la temperatura a la que este se encuentra.

La radiación emitida por un cuerpo está modelada por la llamada **Ley de Stefan-Boltzmann**, la cual se muestra en la Ec.(2.9).

$$E = \epsilon\sigma T^4 \quad (2.9)$$

La ley de Stefan-Boltzmann se basa en la radiación de cuerpo negro, el cual es un cuerpo ideal que absorbe toda la radiación y luz que incide sobre él. Los cuerpos reales no se acercan

necesariamente a esta idealización, por lo que para calcular de manera precisa sus propiedades térmicas radiativas es necesario definir los siguientes parámetros ópticos:

### **Absorbidad**

La absorbidad representa la fracción de radiación incidente en un cuerpo que es absorbida por este. Se representa en la literatura como  $\alpha$  y al ser un porcentaje de un total, su valor oscila en el rango entre 0 y 1.

La radiación absorbida se calcula mediante la siguiente relación:

$$G_{abs} = \alpha G_T \quad (2.10)$$

### **Reflectividad**

La reflectividad representa la fracción de radiación incidente en un cuerpo que es reflejada hacia el exterior. Se representa en la literatura como  $\rho$  y su valor oscila entre 0 y 1.

La radiación reflejada se calcula mediante la siguiente relación:

$$G_{ref} = \rho G_T \quad (2.11)$$

### **Transmisividad**

Finalmente, la transmisividad representa la cantidad de radiación incidente que es transmitida a través del cuerpo. Al igual que los otros parámetros ópticos su valor varía entre 0 y 1. Los tres parámetros se relacionan mediante una fórmula simple, la cual se muestra en la Ec. (2.13).

La radiación transmitida se calcula mediante la siguiente relación:

$$G_{tr} = \tau G_T \quad (2.12)$$

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (2.13)$$

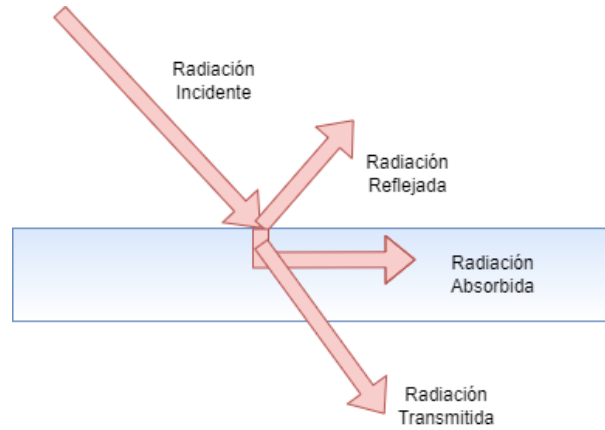


Figura 2.5: Radiación reflejada, absorbida y transmitida a través de un cuerpo

## 2.2. Modificador del ángulo de incidencia de un colector solar

Como se vió en la sección 2.1.3, los cuerpos reales poseen propiedades ópticas que determinan que cantidad de una radiación incidente es absorbida, reflejada y transmitida. Para efectos de un colector solar, estas propiedades determinan que fracción de la radiación incidente es energía aprovechable. En este sentido, es deseable que distintos componentes del colector poder distintas propiedades ópticas para maximizar la energía que capta el colector desde la radiación solar incidente.

A fin de maximizar la energía que absorbe el receptor se debe tener en cuenta lo siguiente:

- La cubierta o cubiertas que protegen el colector deben ser lo más transparentes posibles, es decir, su valor de  $\tau$  del material debe aproximarse lo más posible a 1. Para lograr esta condición se utilizan vidrios delgados y supertransparentes.
- La superficie del receptor debe ser capaz de absorber la mayor cantidad de radiación posible, es decir, su valor de  $\alpha$  debe ser lo más cercano posible a 1. para lograr esto, la superficie del receptor es pintada con una capa selectiva, la cual logra elevar la absorbidad del receptor mientras baja su emisividad.
- La superficie parabólica del colector debe reflejar la mayor cantidad de radiación posible hacia el receptor, esto se logra elaborando la superficie del colector a partir de un material con alta reflectividad. en general, hecho a partir de aluminio pulido, los cuales pueden alcanzar valor de  $\rho$  muy cercanos al ideal [7].

Tomando en cuenta lo anterior, se define un parámetro denominado  $(\tau\alpha)$  el cual representa las propiedades ópticas del colector como un todo. El parámetro  $(\tau\alpha)$  no debe ser confundido como una simple multiplicación de los valores de transmisividad y absorbidad del colector,

su cálculo es más complejo e involucra más variables, las cuales dependen fuertemente de los materiales y geometría propias de colector. como se verá a continuación.

### 2.2.1. Cálculo de $(\tau\alpha)$ e IAM en un colector parabólico de placa plana

Como se mencionó en la sección anterior, el parámetro  $(\tau\alpha)$  es un valor característico de cada colector y por lo tanto su cálculo es único dependiendo de los componentes que este tenga.

Para el caso en que el colector tiene un receptor plano y un número 'n' de cubiertas, la radiación incidente se ve atenuada la fórmula para obtener  $\tau\alpha$  es una sumatoria que se muestra en la Ec.(2.14) [8].

$$(\tau\alpha) = \tau_g \alpha_p \sum_{i=1}^{\infty} [(1 - \alpha_p) \rho_d]^n \quad (2.14)$$

Luego, para el caso particular en que se tiene una sola cubierta, la ecuación queda de la forma:

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau_g \alpha_p}{1 - (1 - \alpha_p) \rho_g} \quad (2.15)$$

Donde el subíndice 'g' representa propiedades de la cubierta y el subíndice 'p' propiedades del receptor.

La absorbidad del receptor viene dado por propiedades del propio material y el acabado superficial que tiene. En caso de que el receptor esté pintado con una capa selectiva, el valor de lista de la capa es el que se utiliza para calcular  $(\tau\alpha)$

El cálculo de transmisividad de la cubierta depende de propiedades ópticas del material y las dimensiones que esta tenga. La ecuación general para su cálculo es:

$$\tau = \tau_r \tau_\alpha \quad (2.16)$$

Donde  $\tau_r$  es la transmisividad considerando que el material sólo refleja y transmite radiación y  $\tau_\alpha$  considerando que el material solo transmite y absorbe radiación.

El término  $\tau_\alpha$  se obtiene con la denominada Ley de Bourger en la Ec.(2.17), donde K es la penetración de la cubierta, L es su espesor y  $\theta_2$  es el ángulo refractado.

$$\tau_\alpha = \exp\left(-\frac{KL}{\cos \theta_2}\right) \quad (2.17)$$

El cálculo de  $\tau_r$  es función de las reflectividad paralela y perpendicular de la cubierta, las cuales son dependientes del ángulo de incidencia y refracción de la radiación que impacta sobre ella. Las ecuaciones (2.18), (2.19) y (2.20) muestran su cálculo.

$$r_{per} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (2.18)$$

$$r_{par} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (2.19)$$

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left( \frac{1 - r_{par}}{1 + r_{par}} + \frac{1 - r_{per}}{1 + r_{per}} \right) \quad (2.20)$$

## 2.3. Tecnologías de concentración solar

Las denominadas tecnologías de concentración solar, también conocidas como CSP por sus siglas en inglés (Concentrated Solar Power) son aquellas que, a partir de la radiación proveniente del sol, generan energía útil para una diversidad de fines en la industria. A diferencia de la energía solar fotovoltaica, los métodos de generación CSP utilizan espejos o lentes que dirigen y concentran los rayos incidentes del sol hacia un punto en específico, transfiriendo la energía a un fluido caloportador o HTF por sus siglas en inglés, el cual es posteriormente sometido a procesos para obtener trabajo útil o almacenado en forma de depósito de energía térmica.

### 2.3.1. Torre de concentración

La torre de concentración solar es un método de generación de energía a partir de la radiación del sol que se puede dividir en 3 grandes componentes: La torre, los helióstatos y el fluido caloportador. Los helióstatos actúan como espejos gigantes que se encargan de recibir y concentrar los rayos provenientes del sol, redirigiéndolos hacia la parte superior de la torre, en un punto llamado foco, por el cual pasa el HTF, el cual es el encargado de transportar y/o almacenar la energía térmica generada.





Figura 2.6: Vista panorámica de torre solar y campo de helióstatos [9]

En Chile se encuentra actualmente operativa la planta de torre solar de Cerro Dominador, la cual es la única de su tipo en Latinoamérica y es capaz de generar 110 [MW] [10] de potencia eléctrica para el sistema nacional.

### **2.3.2. Disco parabólico**

El disco parabólico o disco Stirling es un tipo de tecnología de concentración de energía solar que tiene dos componentes principales: el disco y el motor Stirling. El disco es un espejo paraboloide que refleja la radiación incidente del sol redirigiéndola hacia su foco, donde se encuentra el motor. la energía térmica es capturada por un fluido caloportador que circula por el motor, el cual transforma esta energía térmica en trabajo mecánico y, a través del generador, es convertida finalmente en energía eléctrica.



Figura 2.7: Campo solar de discos parabólicos con Motor Stirling en su punto focal.

En la Fig. 2.7 se puede apreciar una instalación de discos parabólicos con la superficie reflectante y el Motor Stirling en su punto focal.

### 2.3.3. Fresnel

Los colectores de tipo Fresnel son un tipo de tecnología de concentración solar que, de manera similar a las tecnologías de concentración descritas anteriormente, utilizan superficies reflectantes para concentrar la radiación incidente en un lugar deseado. La principal diferencia entre este tipo de CSP y la torre solar o el disco parabólico es que la zona de concentración térmica es a lo largo de un receptor lineal y no en un punto focal.

En la Fig. 2.8 se puede apreciar la instalación de colector solar tipo Fresnel, con las superficies reflectantes en su parte inferior y el receptor lineal en la parte superior.

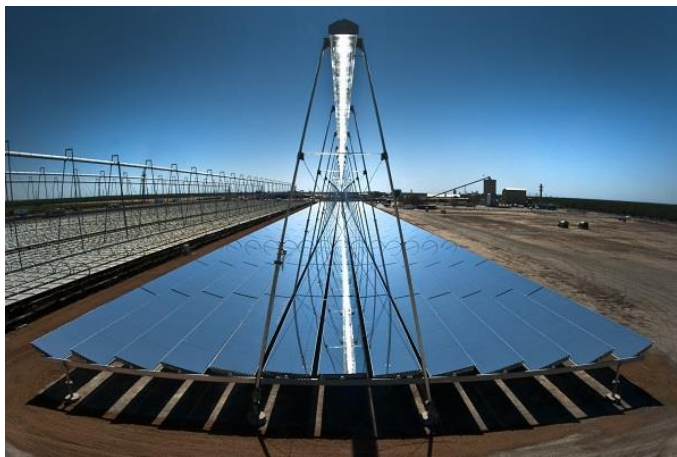


Figura 2.8: Colector tipo Fresnel

La energía proveniente de la radiación solar es transferida a un fluido caloportador que circula por el interior del receptor, para después ser aprovechada como calor útil o almacenada en un depósito térmico.

#### 2.3.4. Parabolic Trough Collector

Los colectores de cilindro parabólico o PTC por sus siglas en inglés son la tecnología de CSP más utilizada en la industria. Consiste en una superficie reflectante en forma de canal parabólico en cuyo foco se sitúa un receptor, el cual concentra la radiación reflejada en él. Por dentro del receptor circula un fluido caloportador al cual es transferida la energía térmica mediante convección.

En la Fig. 2.9 se puede observar una instalación de PTC acoplados uno al lado del otro en serie.



Figura 2.9: Instalación de PTC

Los colectores de cilindro parabólicos se usan tanto para fines industriales como en versiones más pequeñas para consumo domiciliario, abarcando de un rango de temperaturas de operación desde los 50 °C hasta los 300 °C en el caso extremo.

El receptor del PTC consiste en dos tubos concéntricos, el interior de un metal, en general aluminio o acero inoxidable, por cuyo interior circula el HTF. El tubo exterior es una cubierta de vidrio que protege el receptor interior, dejando pasar la mayor cantidad de radiación posible. El espacio anular entre los tubo se encuentra evacuado para prevenir pérdidas térmicas elevadas por convección.

### 2.3.5. Colector de placa plana

El colector térmico con receptor de placa es un tipo de tecnología CSP que suele utilizarse para generación de energía menor que el PTC, siendo u principal objetivo el uso domiciliario o de pequeña escala. El elemento diferencial de este colector radica en su receptor, el cual es una placa de metal, en general de cobre, aluminio o acero inoxidable, al cual van soldados tubos de manera longitudinal. Por el interior de los tubos circula el fluido caloportador, el cual es calentado mediante convección por la placa receptora.



Figura 2.10: Colector con receptor de placa

En la Fig. 2.10 se puede ver dos colectores de placa acoplados a un sistema térmico para uso domiciliario.

### 2.3.6. Colector Solarus

El colector CT-Solarus es un colector térmico desarrollado por la empresa neerlandesa SOLARUS, el cual se basa en diseño MaReCo (Maximun-reflector-Collector) el cual es un diseño desarrollado por el laboratorio sueco Vattenfall Utveckling AB ubicado en Estocolmo.

El colector MaReCo consiste en un canal similar al cilindro parabólico, pero que posee una sección transversal asimétrica, con una mitad circular, donde va montado el receptor y otra mitad parabólica. En la Fig.2.11 se puede ver la sección asimétrica del canal del colector y el receptor montado en él.

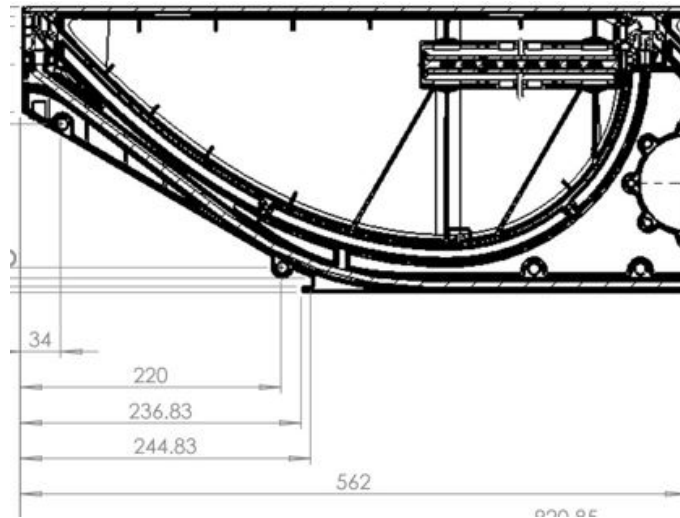


Figura 2.11: Corte transversal de colector CT-Solarus.

Similar al funcionamiento de un PTC, la radiación incidente es reflejada en la superficie reflectante del canal del colector hacia el receptor, por cuyo interior circula el HTF. El receptor del CT-Solarus se inspira en los colectores con receptor de placa plana, al ser este una extrusión de aluminio con 8 canales interiores elípticos con 14 [mm] de ancho. En la Fig. 3.3 se puede ver un corte del receptor del colector.

El CT-Solarus está diseñado para su implementación de manera integrada a techos de edificios residenciales o casas, debido a sus medidas reducidas, menores a los 3 [ $m^2$ ] de área. En el Anexo A se adjunta las especificaciones técnicas del colector provistas por la empresa.



Figura 2.12: Instalación de colectores Solarus.

En la Fig. 2.12 se puede ver una instalación en el techo de una edificio con colectores CT-Solarus conectados en serie.

Si bien el acoplamiento de colectores trae como beneficio un mayor aprovechamiento del recurso solar, el colector solarus es capaz de operar de manera individual mediante un circuito hidráulico simple, como se muestra en la Fig.2.13

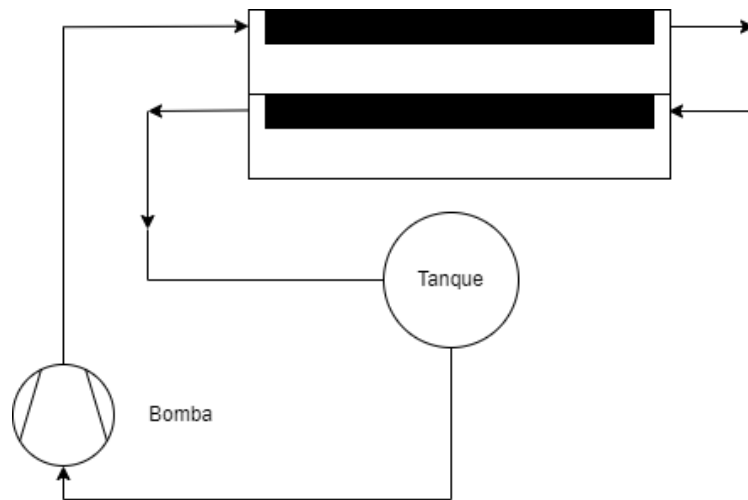


Figura 2.13: Circuito básico de operación de colector Solarus

Una unidad de colector está compuesta de dos canales y dos receptores, uno instalado en cada uno de los canales. El colector puede ser operado utilizando ambos canales, como se ven en la Fig.2.14, o haciendo circular el fluido mediante uno sólo de estos, como se ve en la Fig. 2.15.

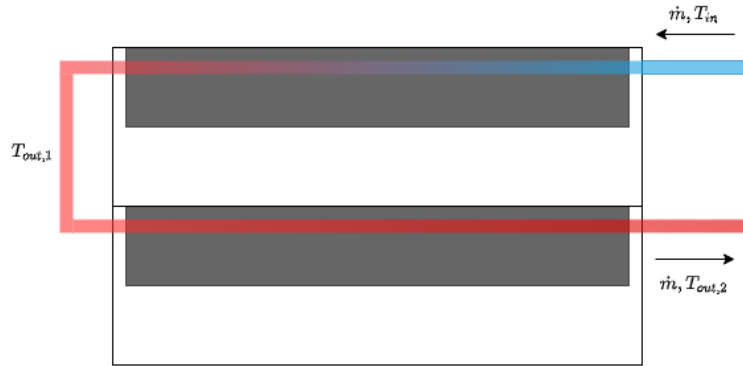


Figura 2.14: Transferencia de calor de receptor al fluido transportador a través de ambos canales del colector.



Figura 2.15: Transferencia de calor de receptor al fluido caloportador a través de sólo uno de los canales del colector.

Al realizar ensayos de performance sobre el colector, se opera sólo uno de los canales a la vez, como se ve en la tesis de Sumic [11]. Este mismo enfoque se toma al momento de realizar un análisis teórico sobre el desempeño térmico del colector.

### 2.3.7. Instalación de Colector Solarus en Campus San Joaquín UC

En las dependencias del Campus San Joaquín de la Universidad Católica se encuentra instalado un colector Solarus CT-1500 con un circuito hidráulico similar al descrito en la Fig.2.13, el cual ha sido montado con fines de investigación académica. Al momento de operarse, este colector a presentado problemas en su desempeño, lo cuales han resultado en la imposibilidad de obtener datos concluyentes de sus propiedades térmicas. En la Fig.2.16 se pueden ver a unidad de colector térmico Solarus instalada en el Campus San Joaquín.

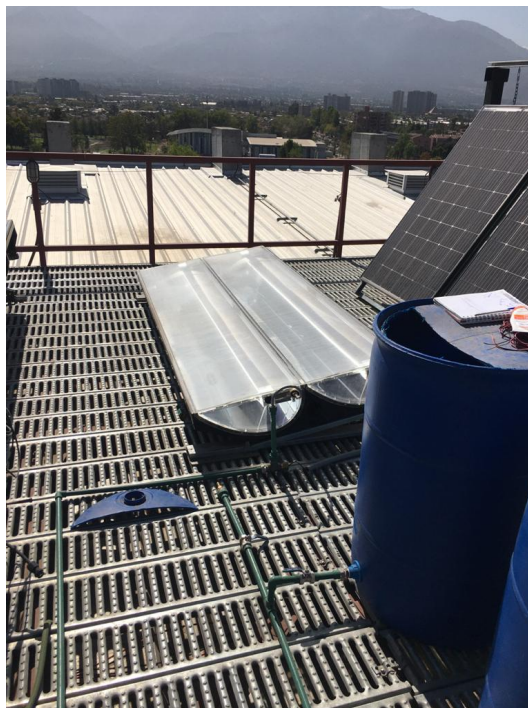


Figura 2.16: Unidad de colector Solarus instalada en dependencias del Campus San Joaquín de la Pontificia Universidad Católica, en la ciudad de Santiago.

El problema al que se tiene como objetivo dar solución al final de esta investigación es corregir las obstrucciones que ocurren en los canales del receptor al momento de operar el colector, las cuales pueden responder a priori a distintas causas, tanto de diseño como condiciones en que se opera el colector. Después de desarmar un receptor del colector se concluye que las obstrucciones son consecuencia de un mal diseño del receptor, siendo el principal problema la geometría estrecha de sus canales.



# Capítulo 3

## Metodología

Para lograr los objetivos de este trabajo, se debe realizar un análisis térmico y óptico tanto para el receptor original como del nuevo modelo. Previo a elaborar los modelos necesarios para realizar dicho análisis, es preciso establecer las variables que afectan el desempeño térmico del colector y aquellas que son causantes de sus fallas. Una vez identificadas las variables, se elaboran los modelos y se validan comparándolos con resultados previos obtenidos de ensayos experimentales sobre el colector Solarus. Una vez hecha la validación, los modelos son aplicados al diseño nuevo y al receptor original, con el fin de obtener resultados que sirvan como parámetros e comparación, siendo los principales el IAM y la eficiencia térmica del colector.

En la Fig. 3.1 se muestra un diagrama con los pasos a seguir descritos anteriormente.

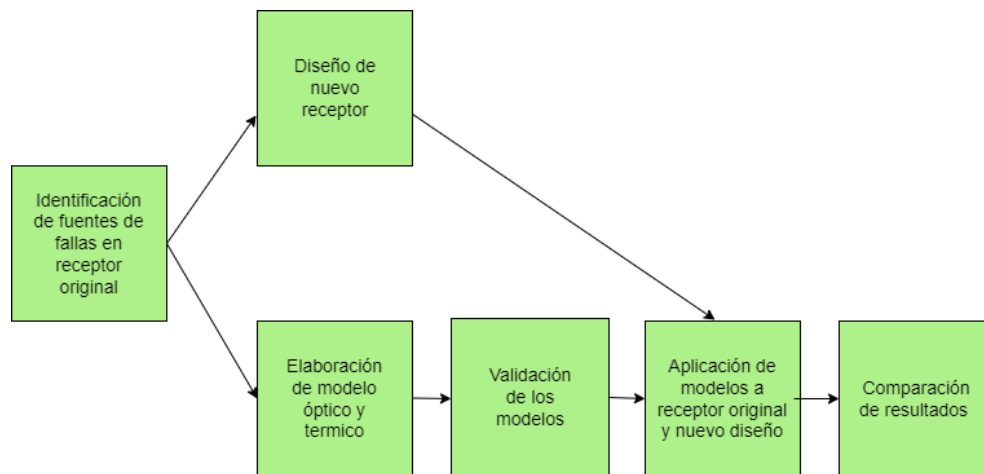


Figura 3.1: Procedimiento de la investigación.

### 3.1. Diseño nuevo receptor

### 3.1.1. Receptor original

El diseño original del receptor del colector es una pieza de aluminio extruido con 8 canales en su interior, por donde circula el fluido caloportador. Un corte transversal de la pieza se puede ver en la Fig. 3.2.



Figura 3.2: Sección transversal del receptor de un colector solar, con los 8 canales de aluminio extruido.

El receptor posee dos salidas de aluminio soldadas a cada extremo por donde circula el fluido de trabajo, cubiertas por protecciones de plástico en donde se ancla el receptor al colector. El receptor es totalmente simétrico longitudinalmente. En la Fig. 3.3 se muestra una sección del receptor en donde se puede apreciar la cubierta selectiva, el manifold de salida y las entradas del fluido.



Figura 3.3: Sección del receptor, con manifold de entradas y cubierta opaca.

### 3.1.2. Diseño de acero inoxidable

Se realiza un diseño inicial para un nuevo receptor inspirado en el diseño original con el objetivo de analizar teóricamente el desempeño que tendría una vez instalado. Para realizar este análisis se consideran las siguiente variables de diseño:

- Relación de aspecto entre ancho y alto de la sección de los canales
- Cantidad de canales
- Propiedades térmicas de material seleccionado
- Disponibilidad de material en Chile
- Viabilidad de manufacturación en Chile

Para comenzar a modelar el CAD del nuevo diseño, se determinan los componentes necesarios que debe tener este para que su operación sea viable, los cuales se listan a continuación:

- Manifold

- Canales
- Uniones de salida

### 3.1.2.1. Manifold

El manifold se diseña para tener un ancho similar al ancho del receptor original. Consiste en un perfil de acero inoxidable de sección cuadrada de 28.5 mm de lado y un largo de 165 mm.

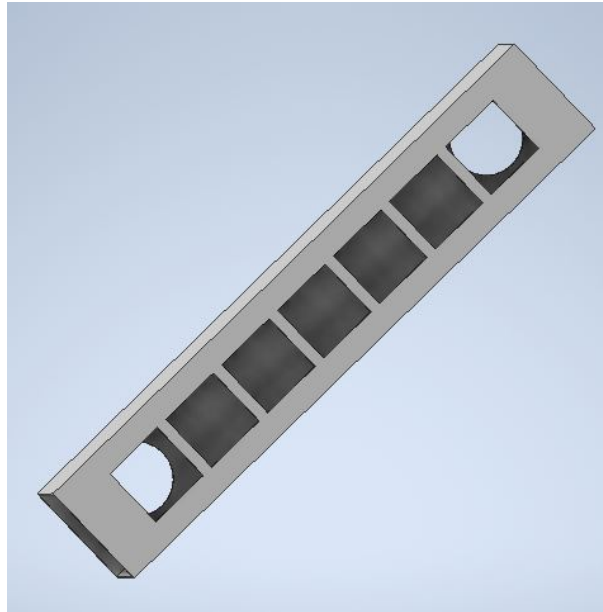


Figura 3.4: Manifold diseño de acero inoxidable

Tiene siete entradas a las cuales se unen los canales por donde fluye el agua. Por el lado posterior tiene dos perforaciones circulares por las cuales se añaden salidas de 3/4 de pulgada.

### 3.1.2.2. Canales

Los canales del receptor se diseñan para tener un largo de 2442 [mm], el cual coincide con el largo del receptor original. Se consideran 7 canales unidos de lado a lado para emular la extrusión de aluminio original. En la Fig. 3.5 se puede apreciar los canales ensamblados con un manifold a cada lado.

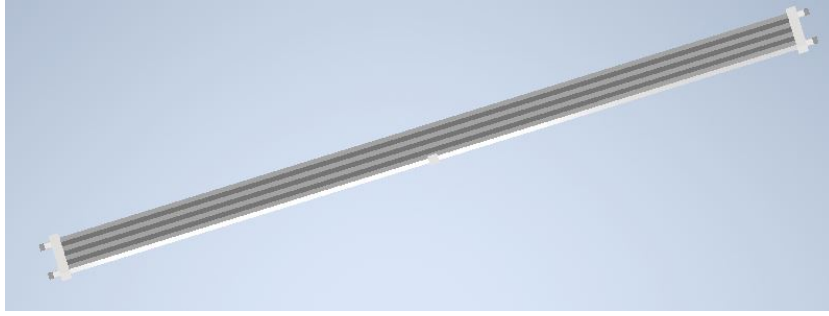


Figura 3.5: Diseño de receptor de acero inoxidable

En la Tabla 3.1 se muestran las medidas originales del modelo, las cuales son variables de análisis como se explica en secciones a continuación.

Tabla 3.1: Valores originales de parámetros geométricos del diseño de receptor de acero inoxidable

Item	Unidad	Valor
Largo de canal	[mm]	2442
Diámetro interno		17
Alto de canal		17
Espesor de pared		2
Número de canales	-	7

## 3.2. Modelo Termodinámico

Para elaborar el modelo que describa certeramente el comportamiento térmico del colector se comienza por definir los parámetros que contribuyen en las pérdidas y ganancias térmicas del colector.

### 3.2.1. Pérdidas Térmicas

Las pérdidas térmicas del colector corresponden al calor que es liberado por este hacia el ambiente. Para caracterizar estas pérdidas se define el parámetro  $U_L$  denominado *coeficiente de pérdidas del colector*, el cual es característico de cada unidad y representa la tasa a la cual el colector libera energía térmica al exterior.

Para calcular  $U_L$ , las pérdidas del receptor del colector se dividen en 3 tipos: pérdidas en los bordes, pérdidas superiores y pérdidas inferiores.

$$U_L = U_T + U_E + U_B \quad (3.1)$$

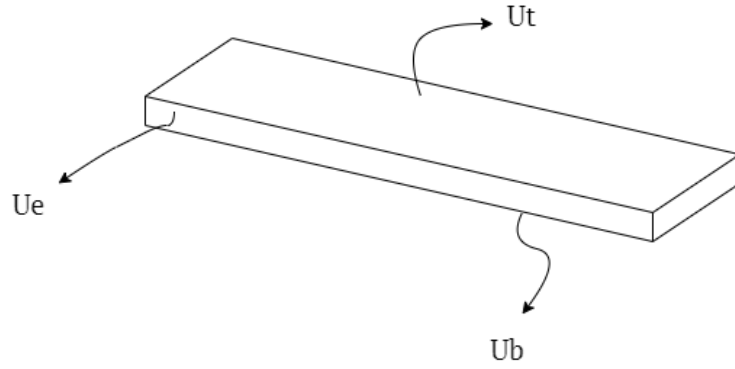


Figura 3.6: Diagrama de las pérdidas de calor del receptor.

### 3.2.1.1. Pérdidas Superiores

Las pérdidas de calor por la superficie superior se producen mediante tres mecanismos: convección, radiación y conducción. Se define en consecuencia un coeficiente de pérdidas superiores el cual agrupa todos los tipos de pérdidas que se producen como se puede ver en la Ec.3.2.

$$U_t = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_w + h_{r,c-a}}} \quad (3.2)$$

Para calcular el coeficiente de convección, se modela el mecanismo de pérdidas como un fenómeno de convección forzada, vale decir, considerando el movimiento del aire entre el receptor y la cubierta de vidrio producido por las diferencias de densidad que ocurren por el hecho de calentarse. En la Figura 3.7 se puede ver el diagrama del modelo que se aplica y los distintos parámetros que influyen en la magnitud de las pérdidas.

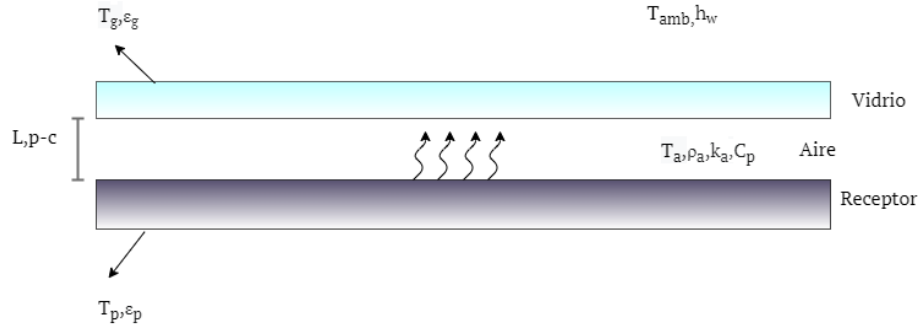


Figura 3.7: Pérdidas por la sección superior del receptor

El coeficiente de convección entre el receptor y la cubierta de vidrio depende de tres parámetros; el número de Nusselt entre las placas, la conductividad del aire y la distancia entre las placas, según la relación que se muestra en la Ec.3.3.

$$h_{c,p-c} = \frac{Nu \cdot k}{L_{p-c}} \quad (3.3)$$

El número de Nusselt es un adimensional que caracteriza fenómenos de transferencia de calor desde o hacia un fluido. Este número depende a su vez de otro número adimensional,

llamado número de Rayleigh, cuyo cálculo se muestra en la Ec.3.4.

$$Ra = \frac{g\beta(T_p - T_{ci})L^3Pr}{\nu^2} \quad (3.4)$$

El número de Prandtl es característico de cada fluido bajo condiciones de presión y temperatura conocida. El valor de esta propiedad, junto a los valores de viscosidad, densidad y conductividad del aire son determinados a partir de la librería de Python CoolProp [12].

Con lo anterior en consideración, Hollands et. al. [13] proponen una ecuación empírica para aproximar el valor del Nusselt para transferencia de calor por convección natural entre dos placas, como se ve en la Ec.3.5.

$$Nu = 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{1708(\sin 1.8\beta)^{1.6}}{Ra \cos\beta} \right] \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cos\beta} \right]^+ + \left[ \left( \frac{Ra \cos\beta}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^+ \quad (3.5)$$

Donde el signo '+' representa que el término dentro de los paréntesis cuadrados deben ser usados sólo si son positivos (i.e si son negativos su valor será 0).

Luego, con las ecuaciones (3.3), (3.4) y (3.5) el coeficiente de convección entre la placa y la cubierta de vidrio  $h_{c,p-c}$  queda determinado en función de la temperatura del receptor ( $T_p$ ) y la temperatura de la cubierta de vidrio ( $T_c$ ).

El coeficiente de radiación que define el calor pierde el colector por su superficie superior hacia el exterior se calcula con la Ec.3.6 planteada por Duffie et. al [14]

$$h_{r,p-c} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_c^2)(T_p + T_c)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1} \quad (3.6)$$

De esta forma, el coeficiente  $h_{r,p-c}$  queda determinado en función de la temperatura  $T_c$ .

El coeficiente de radiación que define el calor emitido por la cubierta de vidrio al exterior también es calculado con la Ec. (3.6), considerando las temperaturas de la cubierta de vidrio y la temperatura ambiente. Ajustando la Ec. (3.6) con los parámetros mencionados y considerando la emisividad del aire  $\epsilon_a = 1$ , se tiene que el coeficiente  $h_{r,p-c}$  queda definido por la Ec.3.7:

$$h_{r,c-a} = \epsilon_c \sigma (T_c^2 + T_a^2) (T_c + T_a) \quad (3.7)$$

Con las ecuaciones para (3.3), (3.6) y (3.7) se obtienen valores para los coeficientes de convección y radiación en función de las temperaturas  $T_p$  y  $T_c$ , ambas variables desconocidas. Para poder determinar el valor del coeficiente de pérdidas totales se itera sobre  $T_c$ , para lo cual se sigue el siguiente algoritmo de iteración:

- Se fija un valor inicial para  $T_p$  y  $T_c$ .

- Se calculan las propiedades termodinámicas del aire para una temperatura inicial del aire  $T_a = 0.5(T_p + T_c)$
- Con las ecuaciones (3.3), (3.6), (3.7) y (3.2) se calcula el coeficiente de pérdidas superiores en función de la temperatura inicial de la cubierta  $T_c = T_{ci}$ .
- Con la Ec. (3.8) se calcula la temperatura de cubierta en función del  $U_t = U_t(T_{ci})$ .
- Se itera hasta que  $|T_c - T_{ci}|$  sea menor a un  $\epsilon$  conveniente.

$$T_c = T_p - U_t(T_{ci}) \cdot (T_p - T_w) / (h_{c,p-c} + h_{r,p-c}) \quad (3.8)$$

Una vez obtenido el valor de  $U_t$  para el cual  $T_c$  y  $T_{ci}$  convergen, se analiza su dependencia respecto de la temperatura de placa  $T_p$ , la cual depende fuertemente de las condiciones termodinámicas del flujo caloportador con el que se trabaje.

### 3.2.1.2. Pérdidas laterales

Como se mencionó antes, las pérdidas laterales, al igual que las superiores, son caracterizadas por un coeficiente de pérdidas que se simboliza  $U_e$ . Debido a la geometría propia del receptor, muy alargada y poco alta, las pérdidas por los bordes suelen ser muy bajas y ocasionadas casi en su totalidad por convección natural con el aire estancado dentro de la carcasa del colector.

En la Ec. (3.9) planteada por Duffie et. al [15] se describe una relación simple entre el coeficiente de pérdidas por convección y el coeficiente de pérdidas totales.

$$U_e = \frac{1}{h_{c,e-a}} \quad (3.9)$$

Para obtener el coeficiente de convección para los bordes se debe calcular el número de Rayleigh correspondiente, el cual tiene la forma expuesta en la Ec. (3.10).

$$Ra = \frac{g \beta_e (T_p - T_{a,e}) (L_c)^3 Pr_e}{v_e^2} \quad (3.10)$$

El número de Nusselt definido por Cengel et.al [16] para placas verticales se calcula como se muestra en la Ec. (3.11).

$$Nu_e = \left( 0.825 + \frac{0.387}{\left[ \left( \frac{0.492}{Pr_e} \right)^{9/16} + 1 \right]^{8/27}} \right)^2 \quad (3.11)$$

Finalmente, el coeficiente  $U_e$  se obtiene con las ecuaciones (3.12) y (3.9).

$$h_{c,e-a} = Nu_e \frac{k_e}{L_c} \quad (3.12)$$

### 3.2.1.3. Pérdidas inferiores

Para obtener las pérdidas inferiores el procedimiento es similar al utilizado para hallar el coeficiente de pérdidas laterales.

Para calcular el coeficiente de pérdidas inferiores  $U_b$  es necesario conocer la temperatura media del aire que rodea al receptor. Para aproximar este parámetro se asume que la temperatura de la capa alrededor del receptor es uniforme en torno a todas sus superficies.

La Ec. (3.13) analítica planteada por Kumar et.al [17] permite calcular la temperatura circundante  $T_{ac}$  a partir de las temperaturas  $T_p$  y  $T_c$  calculadas previamente.

$$T_{ac} = \frac{(T_c - h_w^{-0.42})(0.621\epsilon_p + \frac{T_p}{505} - 0.27)}{(1 - h_w^{-0.42})(0.621\epsilon_p + \frac{T_p}{505} - 0.27)} \quad (3.13)$$

Con la temperatura  $T_{ac}$  calculada se pueden obtener las propiedades del aire necesarias para calcular el número de Rayleigh como se muestra en la Ec. (3.14).

$$Ra = \frac{g \beta_e (T_p - T_{ac}) (L_c)^3 Pr_b}{v_b^2} \quad (3.14)$$

Cengel [16] propone una ecuación para el número de Nusselt en placas horizontales como e muestra en la Ec. (3.15).

$$Nu = 0.27 R_a^{1/4} \quad (3.15)$$

Finalmente los coeficientes de  $U_b$  y  $h_{c,b-a}$  se calculan como se muestra en las ecuaciones (3.16) y (3.17).

$$h_{c,b-a} = Nu \frac{k_b}{L_{cb}} \quad (3.16)$$

$$U_b = \frac{1}{h_{c,b-a}} \quad (3.17)$$

## 3.2.2. Factor de remoción de calor

El factor de remoción de calor caracteriza la cantidad de energía térmica que el fluido caloportador es capaz de capturar cuando el colector está operando. Duffie et.al [14] lo define como se muestra en la Ec.3.18.

$$F_r = \frac{mC_{p,w}}{A_c U_L} \left( 1 - \exp\left(-\frac{A_c U_L F'}{mC_{p,w}}\right) \right) \quad (3.18)$$

El término  $F'$  es el factor de eficiencia del colector, el cual a sus vez depende de la eficiencia



del colector  $F$ , la cual representa la capacidad del colector para transmitir el calor desde su superficie hacia el fluido caloportador.

La eficiencia del colector se calcula a partir del balance de energía que se hace a lo largo de la sección transversal del receptor. Duffie et al [18] muestra el análisis hecho para un receptor de placa y tubos en la Fig. 3.8.

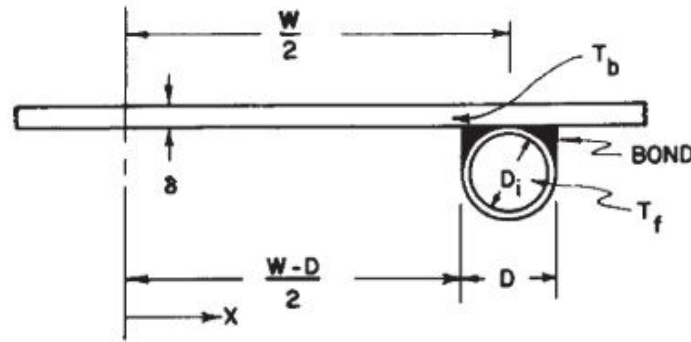


Figura 3.8: Balance energético en receptor de placa y tubo [18].

Tomando una sección del receptor de ancho  $\Delta x$  se toman en cuenta en el balance las ganancias térmicas por radiación  $S\Delta x$  y las pérdidas  $U_L\Delta x(T_x - T_a)$ .

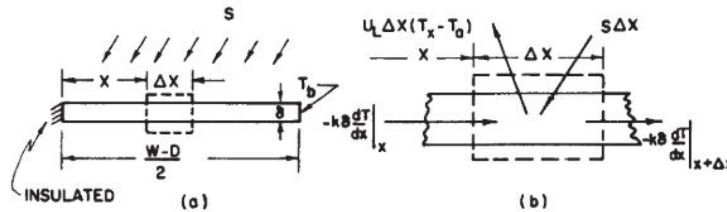


Figura 3.9: Balance de energía en sección del receptor [18].

La conducción a lo ancho de la placa es la multiplicación de la conductividad  $k$  del material de la placa por el gradiente de temperatura lineal  $\frac{dT}{dx}$  evaluado en ambos extremos de la sección.

Las dos condiciones de borde necesarias para resolver la ecuación diferencial de segundo orden son:

$$\frac{dT}{dx}(x = 0) = 0 \quad (3.19)$$

$$T(x = \frac{W-D}{2}) = T_b \quad (3.20)$$

Donde  $T_b$  es la temperatura cercana a la unión entre la placa y los tubos.

Para plantear la ecuación diferencial de una manera conveniente para su resolución, se definen los valores planteados en las ecuaciones (3.21) y (3.22).

$$\psi = T - T_a - \frac{S}{U_L} \quad (3.21)$$

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k\delta}} \quad (3.22)$$

Luego, la ecuación diferencial de segundo grado a resolver es:

$$\frac{d^2\psi}{dx^2} - m^2\psi = 0 \quad (3.23)$$

La solución general de la Ec. (3.23) se muestra en la Ec. (3.24).

$$\psi = C_1 \sinh mx + C_2 \cosh mx \quad (3.24)$$

Con las condiciones de borde mostradas en las ecuaciones (3.19) y (3.20) la solución particular de la ecuación es :

$$\frac{T - T_a - S/U_L}{T_b - T_a - S/U_L} = \frac{\cosh mx}{\cosh m(W - D)/2} \quad (3.25)$$

La energía conducida a través de la placa se puede hallar mediante la ley de Fourier, como se muestra en la Ec. (3.26).

$$q'_{fin} = -k\delta \frac{dT}{dx} \left( x = \frac{W - D}{2} \right) = \left( \frac{k\delta m}{U_L} \right) [S - U_L(T_b - T_a)] \tanh \frac{m(W - D)}{2} \quad (3.26)$$

La ecuación se puede reescribir considerando que  $k\delta m/U_L$  no es más que  $1/m$ :

$$q'_{fin} = (W - D)F[S - U_L(T_b - T_a)] \quad (3.27)$$

Donde,

$$F = \frac{\tanh[m(W - D)/2]}{m(W - D)/2} \quad (3.28)$$

$F$  se define como la eficiencia del receptor y se determina mediante la Ec. (3.28).

Con la ecuación para  $F$  obtenida, se puede determinar la ganancia del colector  $q'_u$ , como

se muestra en la Ec (3.29).

$$q'_u = [(W - D)F + D][S - U_L(T_b - T_a)] \quad (3.29)$$

Se consideran dos resistencias en el proceso de transferencia de la energía útil desde la placa, al tubo y finalmente al fluido, siendo estas resistencias el espesor del tubo y la soldadura que une el tubo con la placa. Con esto en cuenta, la ecuación para la ganancia del colector se puede escribir:

$$q'_u = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{h_{fi}\pi D_i} - \frac{1}{C_b}} \quad (3.30)$$

Donde  $h_{hfi}$  representa el coeficiente de transferencia de calor del tubo al fluido,  $D_i$  es el diámetro interno del tubo y  $C_b$  es la capacidad de conducción térmica de la unión soldada.

Resolviendo la Ec. (3.30) para  $T_b$  y reemplazando el resultado en (3.29) se obtiene una nueva expresión para la ganancia térmica:

$$q'_u = WF'[S - U_L(T_f - T_a)] \quad (3.31)$$

Donde,

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[ \frac{1}{U_L[D + (W - D)F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right]} \quad (3.32)$$

$F'$  se define como la eficiencia del colector.

Como se mostró previamente, los parámetros  $F$  y  $F'$  están derivados a partir de un análisis hecho para un receptor del tipo de placa y tubo, como se ve en la Fig. 3.10, sin embargo, el receptor del colector SOLARUS es una extrusión de una placa de aluminio, lo que conlleva que la geometría de ambos receptores varíe en ciertos aspectos de los cuales hay que tomar atención.

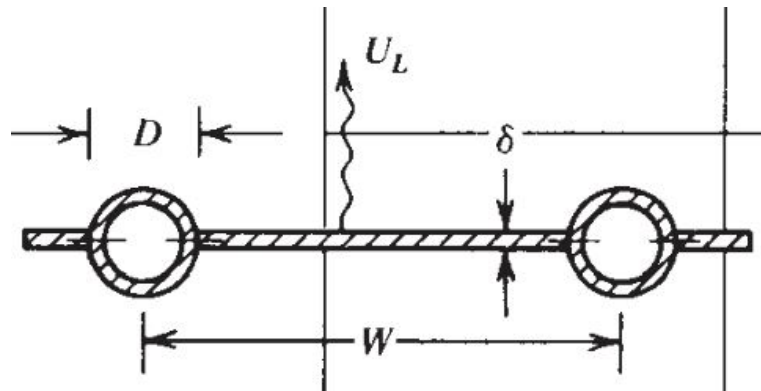


Figura 3.10: Receptor de placa y tubos

Como se puede ver en la Fig.3.11, los canales están integrados en la placa del receptor, por lo tanto no existe una resistencia térmica debida a la unión entre estos, por lo que el término  $1/C_b$  se puede despreciar. Además, los canales del receptor de aluminio son elípticos, por lo que es necesario calcular un diámetro equivalente al diámetro interno de un tubo circular, el cual se denomina “diámetro hidráulico” y su cálculo se muestra en la Ec. (3.33).

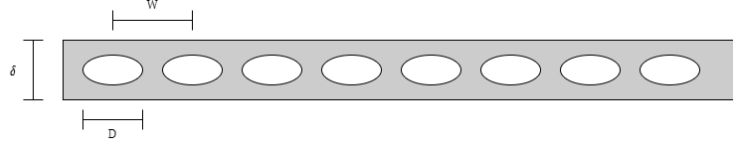


Figura 3.11: Diagrama de sección de receptor Solarus

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (3.33)$$

Donde  $A$  es el área de la sección del canal y  $P$  su perímetro.

Considerando los aspectos descritos, la ecuación para la eficiencia del colector quedaría reescrita para el caso del receptor SOLARUS como se muestra en la Ec. (3.34).

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[ \frac{1}{U_L [D + (W - D)F]} + \frac{1}{\pi D_h h_{fi}} \right]} \quad (3.34)$$

Con  $F'$  ya bien definido para el receptor del colector Solarus, la Ec. (3.18) queda totalmente determinada.

### 3.2.3. Eficiencia del colector

La eficiencia térmica del colector es un parámetro que representa la cantidad de calor útil generado en relación de la radiación recibida por el colector y está definida por la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c G_T} \quad (3.35)$$

Donde  $Q_u$  representa las ganancias netas del colector y  $A_c G_T$  es la la energía total que recibe el colector a partir de la radiación que incide sobre él. Es posible interpretar la ganancia neta como la diferencia entre las ganancias y las pérdidas del receptor en función del factor de remoción  $F_R$ , por lo que la ecuación (3.35) se puede reescribir como:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c G_T} = F_R(\tau\alpha) - \frac{F_R U_L (T_i - T_a)}{G_T} \quad (3.36)$$

La Ec. (3.36) proporciona una relación lineal entre la eficiencia del colector y el valor del cociente  $(T_i - T_a)/G_T$ , el cual se denomina Temperatura Reducida. Esta relación lineal permite poder calcular la eficiencia para un rango de temperaturas sólo sabiendo los valores de  $F_R(\tau\alpha)$  y  $F_R U_L$ , los cuales corresponden al coeficiente de posición y pendiente de una ecuación de primer orden, respectivamente.

El cálculo de los valores de  $F_R$  y  $U_L$  se realiza mediante las ecuaciones 3.18 y 3.1, las cuales han sido explicadas en secciones anteriores de este informe. El producto  $\tau\alpha$  depende de las propiedades ópticas del colector y el procedimiento para obtener su valor se mostrará en la sección 3.3

### 3.2.4. Relación entre flujo másico y ganancias térmicas del receptor

Para analizar como afectan las condiciones hidráulicas de entrada del agua a la capacidad del receptor para transferir el calor de su superficie al HTF se calcula el coeficiente de convección entre ambos.

En condiciones de funcionamiento ideal, el método mas convencional para calcular el coeficiente se presenta en la Ec.3.37.

$$h_{ideal} = 0.023 \left( \frac{k_w}{D_h} \right) Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3.37)$$

Sin embargo, para obtener un valor de este coeficiente que se acerque más a la realidad es necesario considerar las pérdidas por convección y conducción que se producen cuando el colector está operando.

Yang et.al[19] deriva una ecuación corregida para el cálculo del coeficiente el cual se muestra en la Ec.3.38.

$$h_e = \frac{1}{\frac{D_{ext} \ln \beta}{2\alpha k_p} + \frac{\beta}{h_{ideal}}} \quad (3.38)$$

Donde  $\beta$  es el cociente entre el diámetro exterior e interior del tubo. El parámetro  $\alpha$  permite determinar con mayor precisión el valor de  $h_e$ , el cual posee una dependencia tanto de la geometría del tubo como del material del cual está hecho. La Ec.3.39 es una relación obtenida a partir de resultados experimentales que permite obtener el valor de  $\alpha$  a partir de la razón geométrica  $\beta$  para un canal de acero inoxidable.

$$\alpha = 0.2909\beta - 0.2848 \quad (3.39)$$

### 3.3. Modelo Óptico

Existen propiedades ópticas relevantes al momento de cuantificar cuanto calor es efectivamente absorbido por el colector solar. Estas propiedades se resumen en un factor llamado Modificador del Ángulo de Incidencia (o IAM por sus sigla en Inglés).

$$K_{\tau\alpha}(\theta_b) = \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} \quad (3.40)$$

Donde  $(\tau\alpha)_n$  representa el producto de transmisividad-absorbidad del colector cuando el ángulo de incidencia de la radiación directa es igual a 0.

Los productos  $(\tau\alpha)$  dependen tanto de propiedades de los materiales como de los ángulos de incidencia  $(\theta_1)$  y el ángulo de refracción  $(\theta_2)$ .

El ángulo refractado para un ángulo incidente dado se puede calcular mediante la Ley de Snell, como se muestra en la Ec.3.41.

$$n_1 \sin \theta_1 = n_2 \sin \theta_2 \quad (3.41)$$

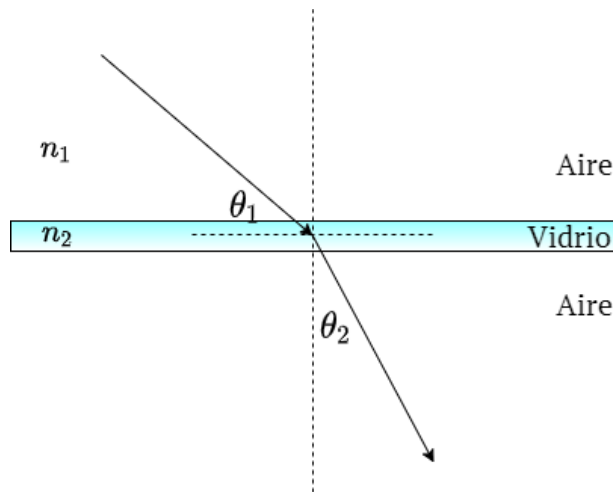


Figura 3.12: Ley de Snell

Con el ángulo de refracción determinado es posible calcular la reflexión que genera la cubierta de vidrio. La Ley de Snell permite obtener los valores de las componentes paralela y perpendicular de reflexión, como se muestra en las ecuaciones 3.42, 3.43 y 3.44.

$$r_{per} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (3.42)$$

$$r_{par} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (3.43)$$

$$r = \frac{r_{par} + r_{per}}{2} \quad (3.44)$$

Con la reflexión calculada, se determina la transmisión  $\tau_r$ , como se muestra en la Ec.3.45.

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left( \frac{1 - r_{par}}{1 + r_{par}} + \frac{1 - r_{per}}{1 + r_{per}} \right) \quad (3.45)$$

La transmisión considerando sólo absorción " $\tau_a$ " se calcula a partir de la Ley de Bourger, como se muestra en la Ec.3.46.

$$\tau_a = \exp\left(-\frac{KL}{\cos \theta_2}\right) \quad (3.46)$$

La transmisividad de la cubierta es entonces la multiplicación de  $\tau_r$  y  $\tau_a$ :

$$\tau = \tau_r \tau_a \quad (3.47)$$

Como se puede ver en la Ec.3.46,  $\tau$  presenta una clara dependencia del ángulo de refracción en el material, el cual a su vez depende del ángulo de incidencia de la radiación solar sobre el colector. Por esto, hace sentido asumir que la absorbidad de la cobertura de vidrio también tiene una dependencia angular.

Pettit y Sowell [20] desarrollaron una ecuación polinomial que describe la dependencia de la absorbidad en función del ángulo de refracción , como se muestra en la Ec.3.48.

$$\begin{aligned} \frac{\alpha}{\alpha_n} = & 1 - 1.5879 \cdot 10^{-3} \theta_2 + 2.7314 \cdot 10^{-4} \theta_2^2 - 2.3026 \cdot 10^{-5} \theta_2^3 \\ & + 9.0244 \cdot 10^{-7} \theta_2^4 - 1.8 \cdot 10^{-8} \theta_2^5 + 1.7734 \cdot 10^{-10} \theta_2^6 - 6.9937 \cdot 10^{-13} \theta_2^7 \end{aligned} \quad (3.48)$$

Donde  $\alpha_n$  es la absorbidad cuando la incidencia es normal al colector (i.e  $\theta = 0$ ), siendo una propiedad intrínseca de cada material.

La reflectancia del vidrio  $\rho_g$  se calcula partir de los valores de  $\tau_r$  y  $\tau_a$ . como se muestra en la Ec.3.49

$$\rho_g = \tau_a(1 - \tau_r) \quad (3.49)$$

Luego, el producto  $(\tau\alpha)$  queda definido en función del ángulo de incidencia  $\theta_1$  como se muestra en la Ec. 3.50.

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_g} \quad (3.50)$$

Finalmente, con la Ec. 3.40 se puede determinar el valor del IAM para cada valor de ángulo de incidencia.



### 3.4. Cálculo de carga estructural

Para tener un análisis completo del impacto que generaría en el colector reemplazar su receptor original por un diseño de un material casi 3 veces más denso es necesario calcular la carga mecánica que este generaría sobre los soportes del aparato.

La masa del receptor se calcula considerando 3 variables geométricas del colector: diámetro, alto y espesor, como se muestra en la Fig. 3.13.

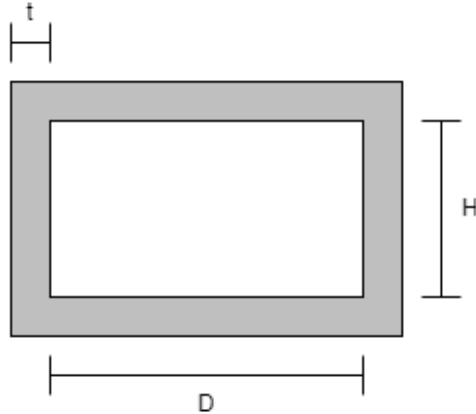


Figura 3.13: diámetro interno, altura y espesor de pared de sección transversal de un canal del receptor

Considerando la densidad del acero  $\rho_s$  y el largo del colector  $L$ , se puede derivar una ecuación para calcular la masa de un canal de receptor, como se muestra en la Ec. 3.51.

$$m_{acero} = \rho_s L [t(H + D) + 2t^2] \quad (3.51)$$

Mientras que la masa del agua al interior del canal, considerando que este canal se encuentra completamente lleno de agua, se calcula con la Ec. 3.52.

$$m_{agua} = \rho_w L(D \cdot H) \quad (3.52)$$

Luego, el peso total del receptor será la suma de  $m_{acero}$  y  $m_{agua}$ , multiplicado por la cantidad de canales del receptor.

En adición a conocer la masa total del receptor, es importante conocer los esfuerzos que este provocará sobre el colector una vez instalado. Para esto, se realiza el diagrama de cuerpo libre que se muestra en la Fig. 3.14, donde se muestran los apoyos que existen en el colector y las reacciones que provocan la instalación del receptor.

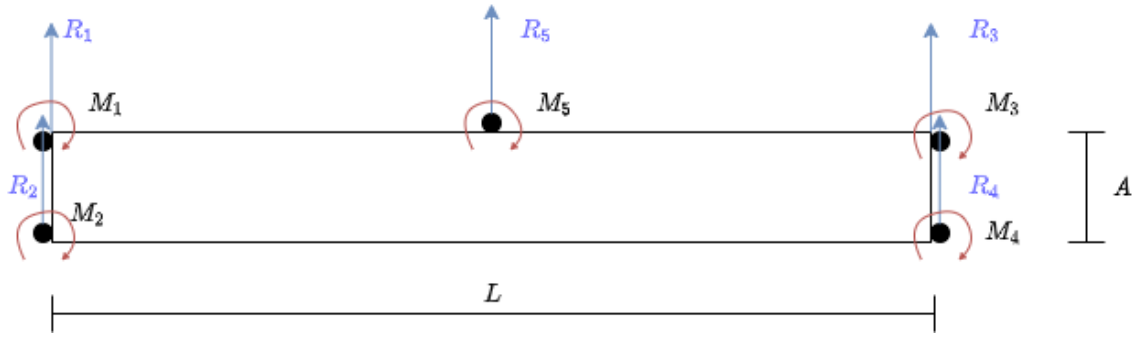


Figura 3.14: Diagrama de cuerpo libre de receptor de acero inoxidable.

Los puntos 1,2,3 y 4 corresponden a las salidas del manifold del receptor apoyadas en las carcasas laterales del colector, mientras el punto 5 es una placa ubicada en el medio del colector la cual sirve para prevenir el pandeo del colector en el eje vertical.

Las reacciones verticales en los apoyos son iguales al peso del colector, como se ve en la Ec. 3.53.

$$R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 = m_{acero}g \quad (3.53)$$

Para calcular la magnitud de los momentos de reacción en cada apoyo se impone un equilibrio rotacional en el punto 1, lo que resulta en la Ec. ??.

$$R_5 \cdot \frac{L}{2} + R_3 \cdot L + R_4 \cdot L - M_1 - M_2 - M_3 - M_4 - M_5 = 0 \quad (3.54)$$

Además, aprovechando la simetría del sistema es posible derivar las siguientes igualdades por simple inspección:

- $R_1=R_2=\dots=R_5=\frac{m_{acero}g}{5}$
- $M_1=M_3$
- $M_2=M_4$
- $M_5 = 0$

Con las condiciones anteriores, reemplazándolas en la Ec.?? se obtiene que:

$$\frac{m_{acero}gL}{4} = M_1 + M_2 \quad (3.55)$$

Considerando la Ec. 3.55 y teniendo en consideración la simetría del problema se tienen los siguientes resultados:

- $R_1=R_2=\dots=R_5=\frac{m_{acero}g}{5}$

- $M_1=M_3=M_2=M_4 = \frac{m_{acero}gL}{2}$
- $M_5 = 0$

## 3.5. Validación

### 3.5.0.1. Validación Modelo Termodinámico

Para realizar la validación de los modelos que se toma como referencia la tesis de magíster de Sumic [21], la cual muestra el procedimiento y los resultados para un test de desempeño del colector Solarus CPC de 1500 [W].

La prueba experimental llevada a cabo por Sumic muestra logró determinar el valor de de las variables térmicas que caracterizan el colector y el error asociada a cada una, los cuales se muestran en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2: Comparación entre valores de pérdidas térmicas totales obtenidas experimental y teóricamente

	$U_L$	$T_{amb}$	$T_P$
Ensayo tesis	$4.8 \pm 0.2$	$21^\circ - 23^\circ$	$80^\circ$
Análisis teórico	4.9	$22^\circ$	$80^\circ$

Los resultados obtenidos para el coeficiente de pérdidas totales  $U_L$  con el método analítico expuesto en la sección 3.2.1 se pueden ver en la Figura 3.15

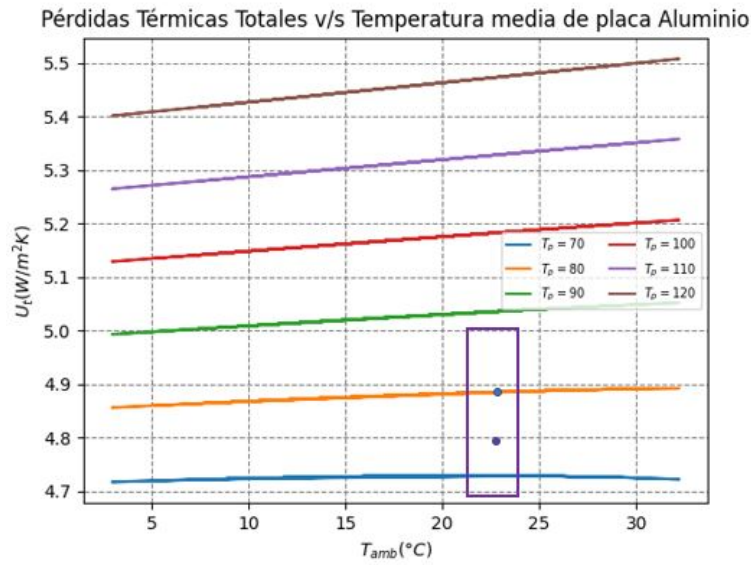


Figura 3.15: Comparación entre  $U_L$  calculado y resultados obtenidos a partir de ensayo experimental

Se puede ver que para un temperatura de placa de 80 grados, el valor predicho por el análisis termodinámico se encuentra dentro del rango de valores obtenidos tras el experimento.

### 3.5.0.2. Validación Modelo Óptico

Para validar los resultados derivados del modelo óptico del colector se contrastan los valores obtenidos de este con los entregados por el datasheet del colector elaborado por la empresa.

La Figura 3.16 muestra la comparación entre los valores de fábrica del colector, su fitting según la Ec.3.40 y los valores de modificador del ángulo calculados según el modelo analítico.

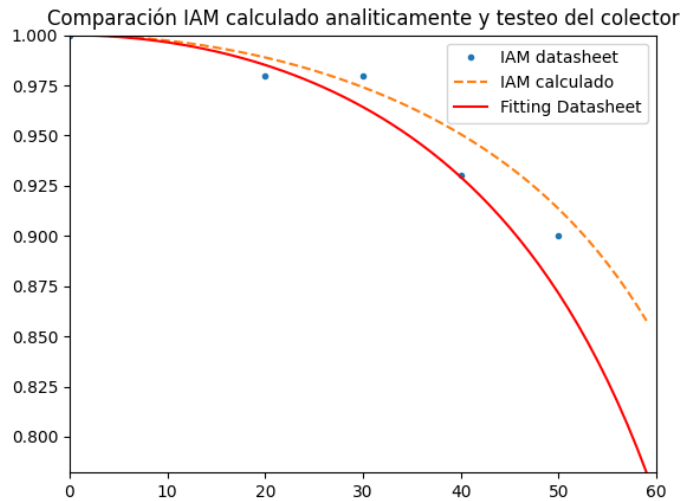


Figura 3.16: Comparación entre datos de IAM obtenidos a partir del datasheet de fábrica del colector y modelo IAM analítico

Por simple inspección, se puede apreciar que existe una correlación estrecha entre los resultados del modelo y los valores entregados por el fabricante. En la Tabla.3.3 se puede ver la correlación entre las curvas del gráfico y los valores de fabrica. Cabe destacar que el modelo utilizado para los cálculos presenta un rango de validez para ángulos de inclinación entre los 0 °y 60 °, espectro que se corresponde con la inclinación usada generalmente en las instalaciones.

Tabla 3.3: Tabla temporal

$b_o$ datasheet	0.23
$b_o$ calculado	0.15
Correlación entre fitting y datos	99 %
Correlación entre curva calculado y datasheet	99 %

# Capítulo 4

## Resultados y análisis

### 4.1. Eficiencia del colector

#### 4.1.1. Pérdidas térmicas

Las pérdidas térmicas del colector son afectadas tanto por las propiedades singulares de su diseño, como también por el valor de la temperatura ambiente del medio y temperatura de superficie del receptor, como se puede notar en la Ec.3.2.

A partir del análisis conducido para valores de  $T_{amb}$  entre los 3 y 32 grados centígrados, se obtiene el valor de pérdidas totales para distintas temperaturas de superficie, cuyos valores fluctúan entre los 70 y 120 °C. En las Tablas 4.1 y 4.2 se pueden ver los resultados obtenidos para los diseños de aluminio y acero inoxidable respectivamente.

Tabla 4.1: Variación de pérdidas térmicas en función de temperatura de superficie del receptor de aluminio

	Unidad	Mín	Máx	Promedio	Variación Porcentual
$U_T (T_p = 70)$	[W/m <sup>2</sup> K]	4.19	4.21	4.20	0.27 %
$U_T (T_p = 80)$		4.33	4.37	4.35	0.83 %
$U_T (T_p = 90)$		4.47	4.53	4.50	1.32 %
$U_T (T_p = 100)$		4.60	4.68	4.65	1.68 %
$U_T (T_p = 110)$		4.74	4.83	4.79	1.96 %
$U_T (T_p = 120)$		4.88	4.98	4.93	2.18 %

Tabla 4.2: Variación de pérdidas térmicas en función de temperatura de superficie del receptor de acero inoxidable

	Unidad	Mín	Máx	Promedio	Variación Porcentual
$U_T$ ( $T_p = 70$ )	[W/m <sup>2</sup> K]	4.53	4.57	4.56	0.91 %
$U_T$ ( $T_p = 80$ )		4.68	4.76	4.72	1.50 %
$U_T$ ( $T_p = 90$ )		4.83	4.93	4.88	1.91 %
$U_T$ ( $T_p = 100$ )		4.99	5.10	5.05	2.20 %
$U_T$ ( $T_p = 110$ )		5.14	5.27	5.21	2.43 %
$U_T$ ( $T_p = 120$ )		5.29	5.44	5.37	2.60 %

De ambas tablas mencionadas se puede notar que no existe una mayor variación en la magnitud de  $U_T$  para ninguna de los materiales para distintos valores de temperatura de ambiente analizado, siendo esta variación máxima cuando la temperatura de superficie alcanza los 120 °C en el diseño de acero inoxidable.

La escasa variación se corresponde con el hecho de que el aumento la temperatura de ambiente va ligado a un aumento en la radiación de incidente en el colector, lo que deriva en un aumento de su temperatura de placa. Al mantenerse la diferencia de temperatura entre la placa y la temperatura relativamente constante en el tiempo, el calor transferido del receptor al ambiente también lo es.

Para obtener el coeficiente de pérdidas térmicas totales  $U_L$  se divide el receptor en tres partes para obtener los coeficientes de pérdidas asociados a cada una de ellas. En la Figura 4.1 se muestra los resultados obtenidos para las pérdidas totales y por secciones (top, edges y bottom), para ambos materiales analizados.

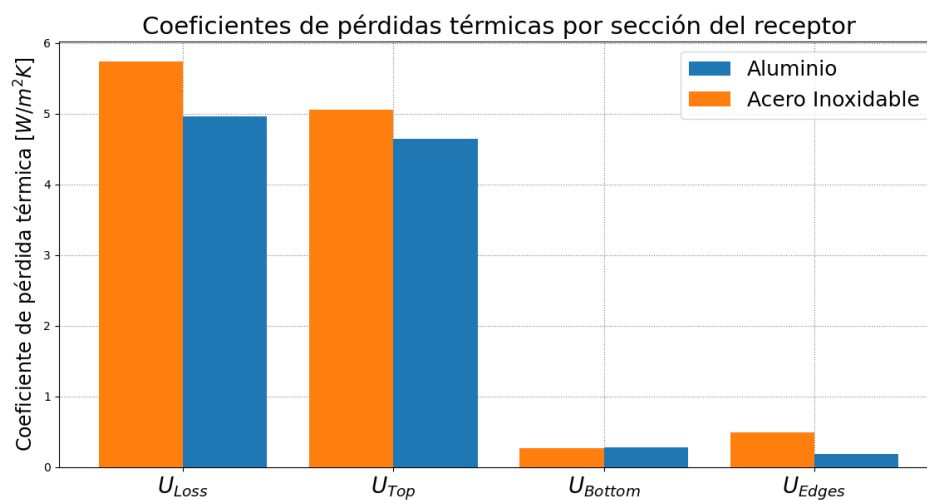


Figura 4.1: Coeficientes de pérdidas térmicas por sección analizada para el diseño de Aluminio y Acero Inoxidable.

Se puede notar claramente que la magnitud de las pérdidas del diseño de receptor de acero inoxidable exceden a las del aluminio en todos los coeficientes calculados. A la vez, para ambos diseños, las pérdidas por su superficie superior conforman la mayor parte de las pérdidas totales, superando el 85% del total, como se muestra en la Tabla 4.3. Este alto porcentaje de  $U_T$  se explica principalmente por la alta temperatura que se alcanza en la superficie superior del receptor, la cual, por el diseño del colector, es la que recibe de manera más directa la radiación del sol, además, de ser la parte del receptor que se encuentra considerablemente más cercana al exterior, por lo cual las pérdidas por convección tienen un impacto mayor.

Tabla 4.3: Porcentaje de cada pérdida del colector respecto de las pérdidas totales

	Unidad	Porcentaje de las pérdidas totales	
		Aluminio	Acero Inoxidable
$U_T$	[W/m <sup>2</sup> K]	91.1 %	86.8 %
$U_B$		5.4 %	4.7 %
$U_E$		3.6 %	8.4 %

La gran dependencia que presentan las pérdidas térmicas totales de las pérdidas por la superficie superior plantea la interrogante de si es posible calcular  $U_L$  de manera más directa en función de las pérdidas superiores, es decir, de una ecuación que tenga como único parámetro el coeficiente  $U_T$ .

Para encontrar esta ecuación se realiza un análisis del comportamiento de  $U_L$  en función de  $U_T$ ,  $U_B$  y  $U_E$  para valores de  $T_P$  entre 70 y 120 °C y valores de  $T_{amb}$  entre los 5 y 30 °C.

En las Figura 4.2 y 4.3 se pueden ver los resultados del análisis de los datos para el diseño de aluminio y acero inoxidable respectivamente y el fitting lineal que define mejor su tendencia. Los valores de  $R^2$  para el análisis de ambos diseños superan el 90% de correlación, lo que sugiere que el fitting es una buena aproximación de los resultados.

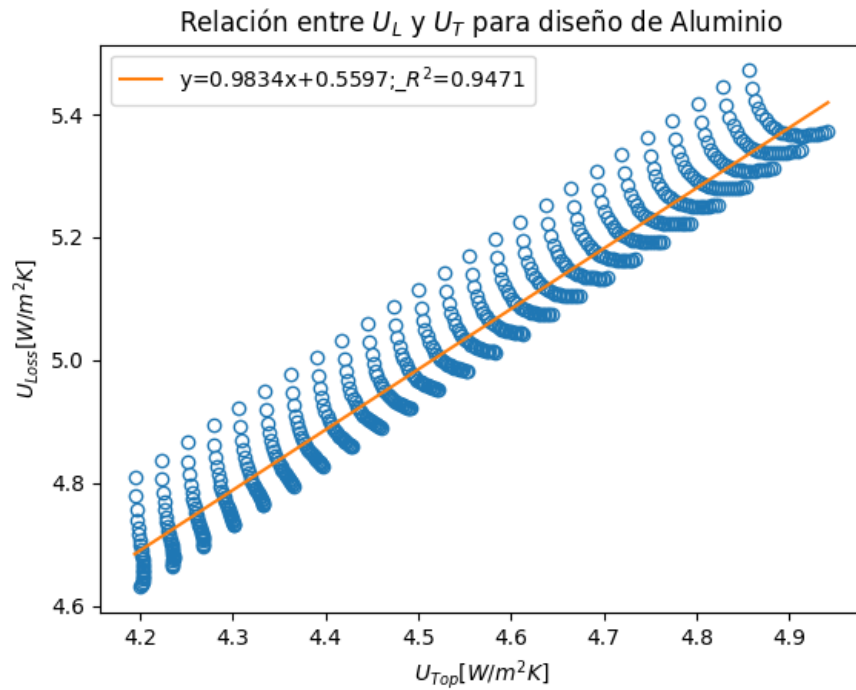


Figura 4.2: Relación entre  $U_T$  y  $U_L$  en diseño de Aluminio para distintos valores de temperatura ambiente.

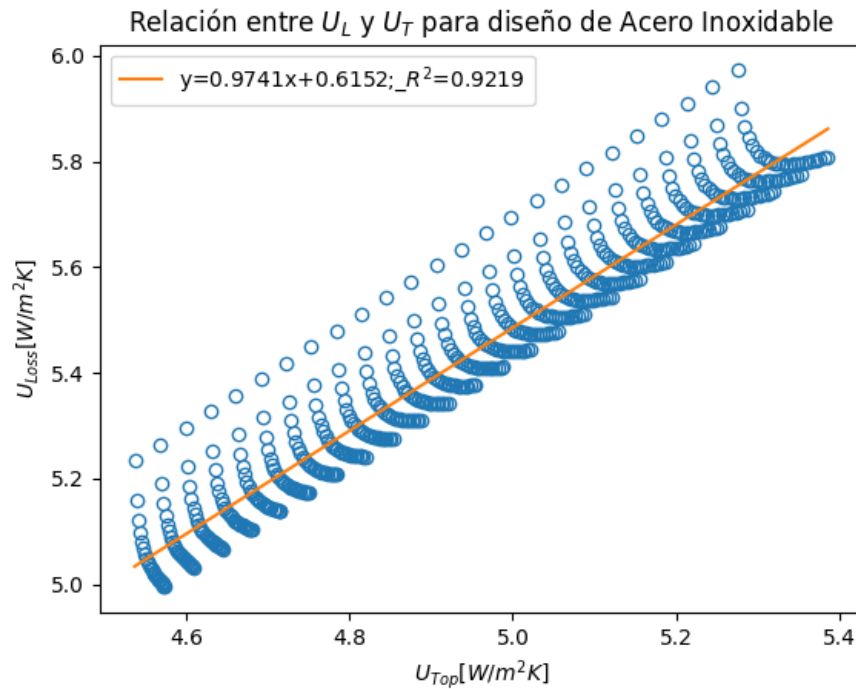


Figura 4.3: Relación entre  $U_T$  y  $U_L$  en diseño de Acero Inoxidable para distintos valores de temperatura ambiente.



Las relaciones que resultan a partir de los gráficos anteriores se pueden ver en las ecuaciones 4.1 y 4.2. Es necesario notar que estas relaciones son válidas en los rangos de  $U_T$  y  $U_L$  estudiados, diferentes condiciones de flujo másico, fabricación del receptor y montaje de este pueden modificar la magnitud de los coeficientes y cambiar la relación matemática que los modela.

$$U_{L,Al} = 0.9834 \cdot U_{T,Al} + 0.5597 \quad (4.1)$$

$$U_{L,Inox} = 0.9741 \cdot U_{T,Inox} + 0.6152 \quad (4.2)$$

para rangos de  $U_{T,Al}$  entre 4.2 y 5.0 [ $W/m^2K$ ] y  $U_{L,Inox}$  entre 4.5 y 5.4 [ $W/m^2K$ ]

#### 4.1.2. Factor de remoción de calor

Con los resultados de obtenidos de las pérdidas térmicas, mediante la Ec.3.18 es posible obtener el valor del factor de remoción de calor. En la Fig4.4 se muestra el valor de  $F_R$  del diseño de aluminio en función del flujo másico para temperaturas de receptor de 70 y 90 grados. En la parte inferior se agrega además los valores de  $F_R$  del diseño de acero para las mismas temperaturas.

Se puede notar de la Fig 4.4 que para valores bajos de flujo másico, el factor de remoción del diseño de aluminio es levemente mayor que el de acero inoxidable, sin embargo se puede apreciar que a medida que aumenta el caudal de agua, el valor del factor de remoción del acero sobrepasa al del aluminio para ambas temperaturas. Cabe destacar que la mejoría que se presenta al aumentar la velocidad del flujo no supera el 2%, por lo que este factor por si sólo no representa un criterio adecuado para discernir el desempeño térmico de cada diseño.

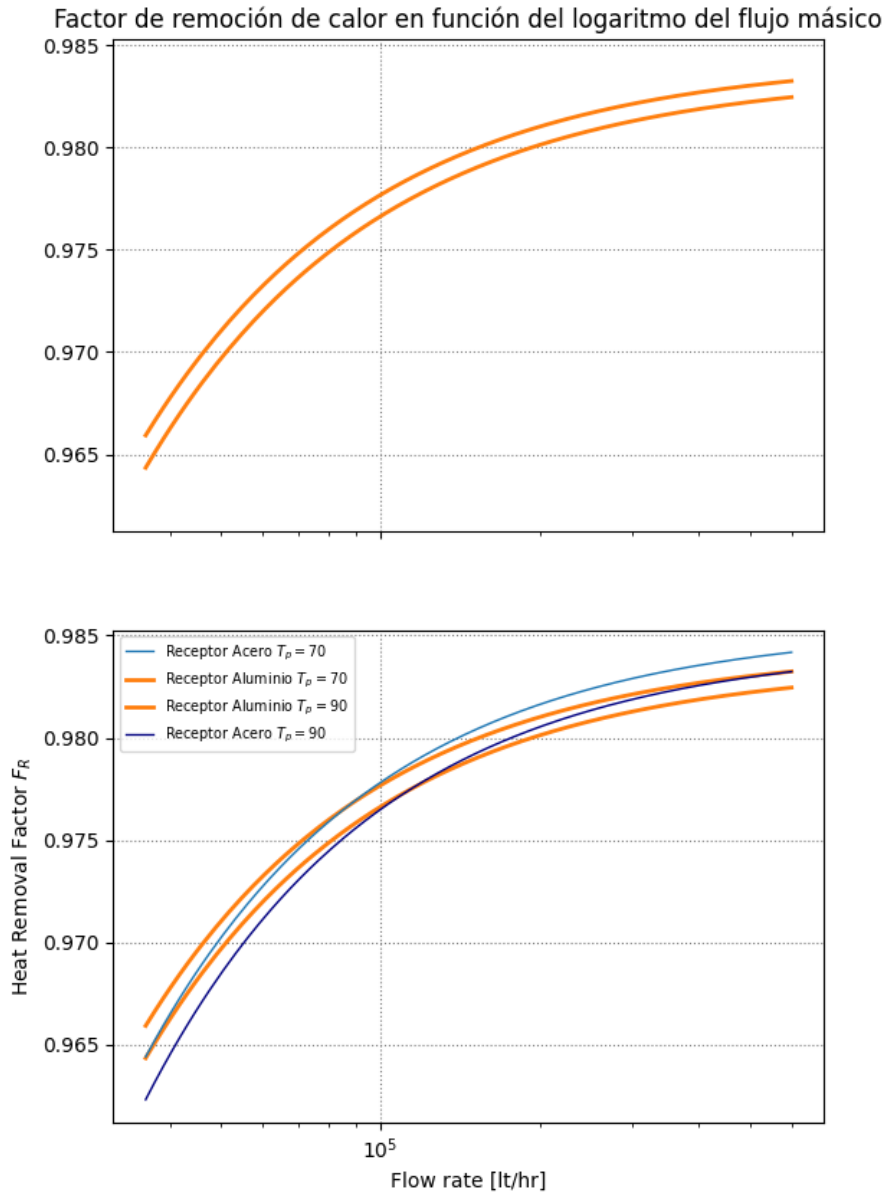


Figura 4.4: Comparación de Factor de Remoción para diseños de aluminio y acero inoxidable para temperaturas de 70 y 90 °C.

Otro parámetro que mide el desempeño termodinámico del receptor es su eficiencia térmica (la cual no debe ser confundida con la eficiencia total del colector), el cual es un parámetro que relaciona la cantidad de pérdidas térmicas que posee el receptor en función de su geometría en particular y es calculado gracias a la Ec.3.34.

En la Fig.4.5 se puede ver el valor de la eficiencia del receptor de acero para distintos valores de temperatura de superficie del receptor en función del diámetro interno del canal. Es directo notar que no existe una gran variación de esta eficiencia en función de la temperatura del receptor presentada, la cual varía menos de un 0.3% en un rango de 50° de temperatura. El factor que si afecta en mayor medida el valor de la eficiencia es el del diámetro interior del

canal, el cual al aumentar hace mejorar significativamente su valor, superando cómodamente el 99 % para diámetro sobre los 60 [mm].

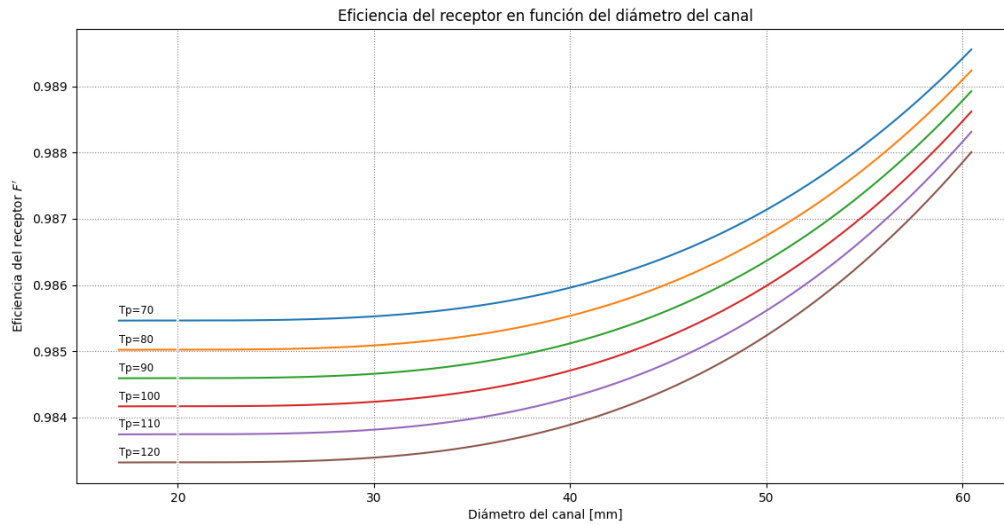


Figura 4.5: Eficiencia del receptor en función del diámetro de canal para distintas temperaturas de superficie del receptor.

### 4.1.3. IAM y propiedades ópticas

El Modificador del Ángulo de Incidencia (IAM por sus siglas en inglés) es un parámetro que resume las propiedades ópticas del colector como un conjunto. En la Figura 4.6 se muestra el IAM para los diseño de colector con receptor de aluminio y acero inoxidable en función del ángulo de inclinación del aparato.

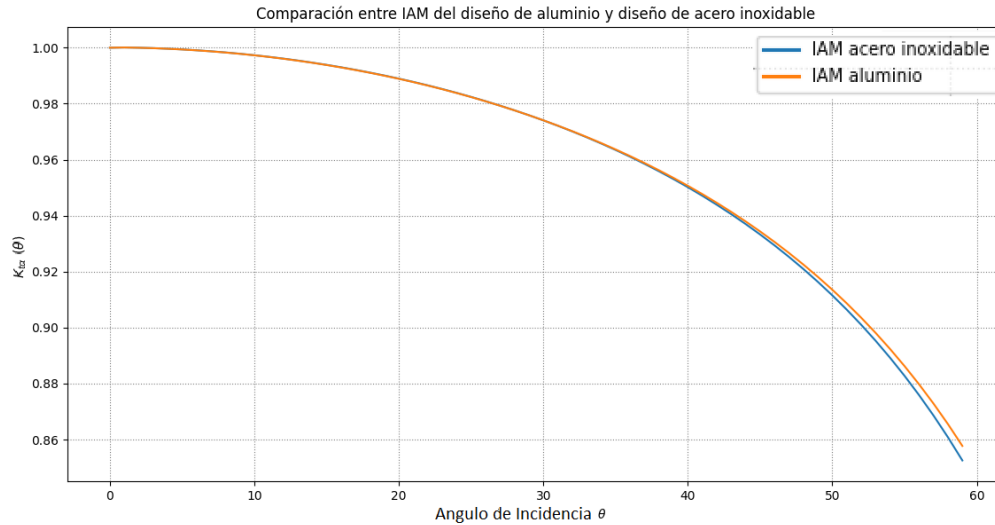


Figura 4.6: Comparación de parámetro IAM entre los diseños de aluminio y acero inoxidable.

Como es de esperarse, al tener ambos la misma cubierta de vidrio y estar fabricados de metales con una pintura selectiva de absorbidad similar, la evolución del IAM en función del cambio del ángulo de inclinación es también semejante, teniendo una diferencia máxima de un 0.6 % para el rango 0°-60°.

#### 4.1.3.1. Coeficiente $\tau\alpha$

Si bien el valor del IAM es el parámetro más utilizado para caracterizar las propiedades ópticas de un colector debido a lo directo que es su interpretación y uso en cálculos relacionados a la eficiencia total del colector, al ser un cociente entre valores de transmisividad y absorbidad de un mismo colector, no surge como una referencia fiable al momento de comparar el desempeño óptico de dos colectores distintos.

En esta lógica, el parámetro ( $\tau\alpha$ ) del colector representa un mejor indicador de las características ópticas de colectores independientes. Utilizando la Ec.3.50 es posible obtener los valores de ( $\tau\alpha$ ) para distintos tipos de acabado superficial del receptor. En la Fig.4.7 se muestran los resultados obtenidos.

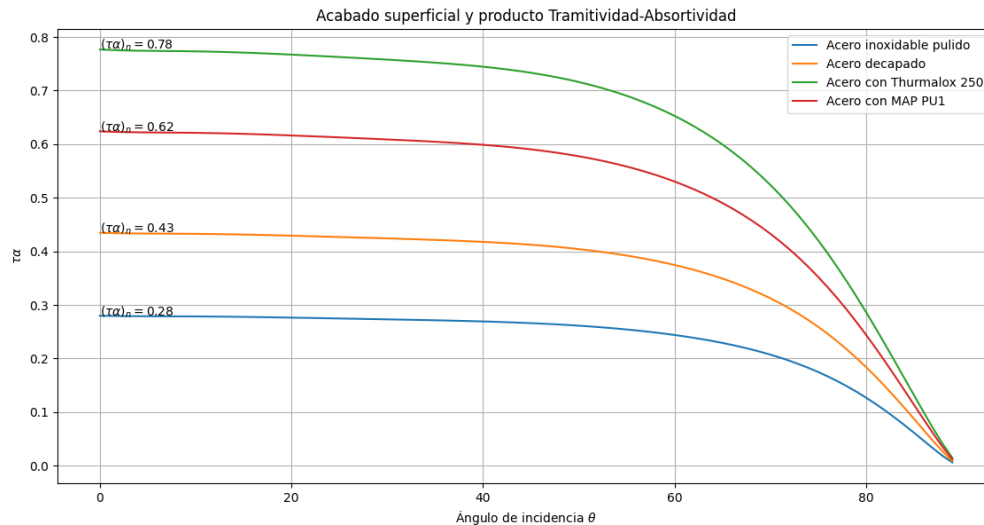


Figura 4.7: Producto de Transmitividad-absorbidad en función del acabado superficial del receptor de diseño de acero.

Como se puede apreciar en la figura anterior, los valores de  $(\tau\alpha)$  para terminaciones superficiales sin pintar (pulido y decapado) son considerablemente menores en comparación a los casos en que el receptor si es pintado. Es directo ver también que la pintura ThurmaloX 250 presenta un parámetro  $(\tau\alpha)$  mayor al de presentado cuando el receptor es cubierto con pintura MAP PU1, esto debido a que la primera es una pintura selectiva diseñada para usos en captación de energía térmica a partir de la radiación del sol y la segunda es una pintura industrial negra también ampliamente utilizada debido a su precio y versatilidad.

#### 4.1.4. Eficiencia térmica del colector

Como se puede notar en la Ec.3.36, la eficiencia del colector es una función tanto de parámetros dependientes como independientes de la construcción del receptor en sí. Dentro de los factores que dependen del diseño del colector se encuentran las ganancias y pérdidas térmicas de este. En la Figura 4.8 se puede ver que el receptor hecho de acero inoxidable presenta una mejor eficiencia a lo largo de todo el espectro de temperatura estudiado en comparación a la eficiencia que presenta el diseño de aluminio.

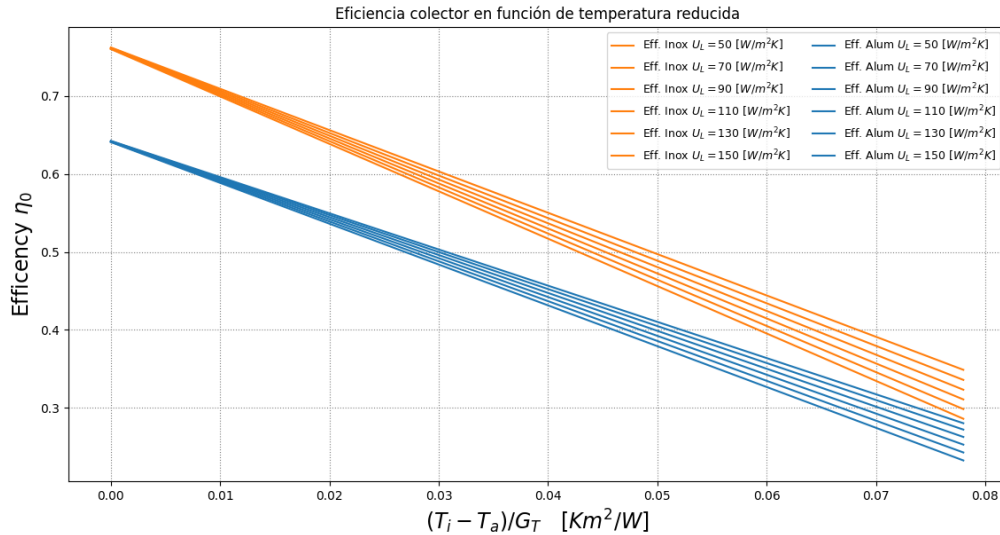


Figura 4.8: Comparación de eficiencia del colector en función de la temperatura reducida para materiales de fabricación acero inoxidable y aluminio

Sin embargo, si bien esta diferencia en la eficiencia es considerable para diferencias de temperatura pequeñas, las eficiencias tienden a valores similares cuando la temperatura reducida aumenta.

Por otro lado, se puede notar claramente la fuerte dependencia que presenta la eficiencia en función del parámetro de temperatura reducida a la que es sometido el colector, pero la poca variación que presenta este es función de la magnitud de las pérdidas térmicas del colector.

## 4.2. Propiedades térmicas en función de la geometría del colector

Para conocer como afecta la geometría de los componentes del receptor al desempeño térmico de este mismo es que se calcula el coeficiente de transferencia de calor entre el fluido caloportador y los canales de que está hecho el receptor. La Ec. 3.12 provee una relación simple que permite calcular este factor en función de el ancho, alto y espesor del canal, considerando los fenómenos de conducción y convección térmica que ocurren en el proceso.

La Fig.4.9 cada curva representa el valor del coeficiente de transferencia  $h_e$  en función de la velocidad del flujo para un valor distinto de espesor de pared, los cuales varían entre los 0.2 y 2.4  $mm$ .

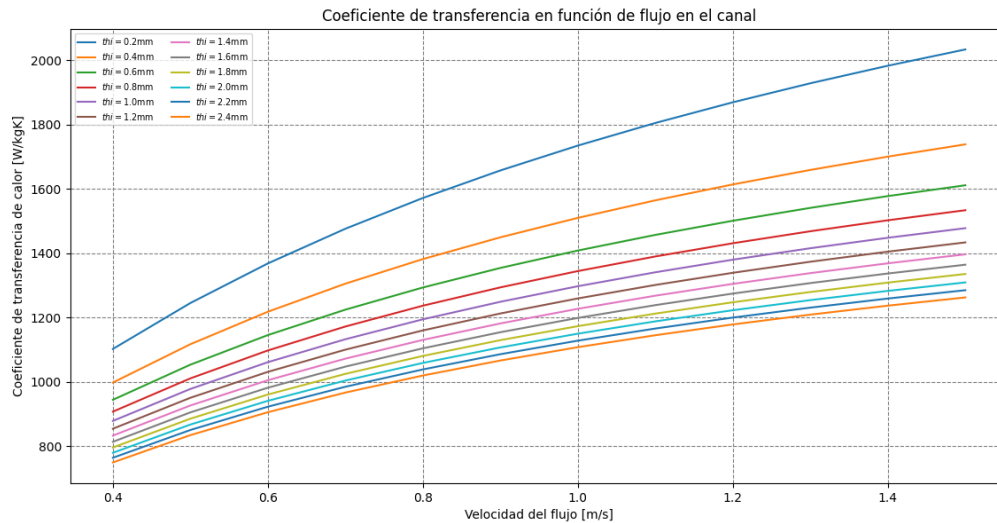


Figura 4.9: Coeficiente de transferencia de calor en función de la velocidad de flujo para distintos valores de espesor de pared.

Se puede apreciar de la figura anterior que valores menores de espesor de pared resultan en una mejor transferencia de calor dentro del receptor, en particular, a medida que se analiza un espesor de pared menor (por ejemplo,  $0.6 \text{ [mm]}$ ), disminuir el espesor de pared a  $0.4$  y después a  $0.2 \text{ [mm]}$  resulta en una mejora cada vez mayor de la transferencia de calor. Esto se ve mejor explicado en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4: Porcentajes de mejora y disponibilidad de perfiles de acero inoxidable en el mercado en función del espesor de su pared

Cambio de grosor [mm]	Porcentaje promedio de mejora	Disponibilidad en el mercado
0.4 a 0.2	12.47 %	Inexistente en el país
0.6 a 0.4	6.53 %	Disponible
0.8 a 0.6	4.44 %	Disponible
1.0 a 0.8	3.45 %	Disponible
1.2 a 1.0	2.90 %	Disponible
1.4 a 1.2	2.55 %	Disponible
1.6 a 1.4	2.31 %	Disponible
1.8 a 1.6	2.14 %	Disponible
2.0 a 1.8	2.00 %	Disponible
2.2 a 2.0	1.90 %	Disponible
2.4 a 2.2	1.81 %	Disponible

Como se puede ver en la tabla anterior, el porcentaje de mejora de pasar de un receptor

con espesor de canal de  $0.4 [mm]$  a uno de  $0.2 [mm]$  es superior al 12%, el cual es ampliamente superior al resto de los porcentajes de mejora analizados. Lamentablemente, no existe en Chile disponibilidad comercial de perfiles con estas características, lo que dificulta la manufacturación de un receptor con espesores de canal menores a  $0.5 [mm]$ .

Para determinar como afecta al coeficiente de transferencia el diámetro del canal, un ejercicio similar es hecho, cuyos resultados se pueden apreciar en la Fig.4.10.

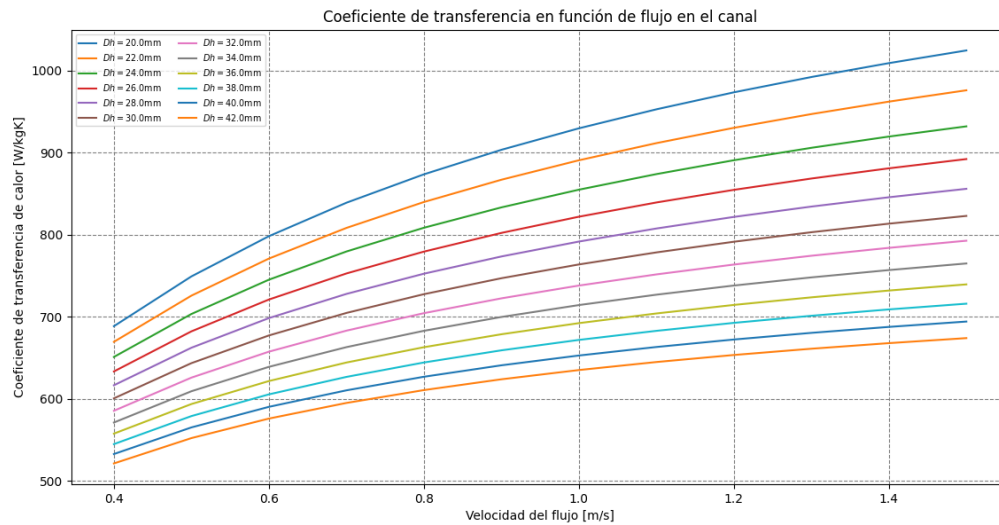


Figura 4.10: Coeficiente de transferencia de calor en función de la velocidad de flujo para distintos valores de diámetro de canal.

En contraste con el análisis hecho para el espesor de pared, el diámetro del canal no parece tener una gran influencia en cuanto a la mejora de transferencia se refiere, presentando un porcentaje de mejora uniforme en el rango analizado.



Tabla 4.5: Porcentajes de mejora y disponibilidad de perfiles de acero inoxidable en el mercado en función del diámetro de sus canales

Cambio de diámetro [mm]	Porcentaje promedio de mejora	Disponibilidad en el mercado
22 a 20	3.98 %	Disponible
24 a 22	3.83 %	Disponible
26 a 24	3.68 %	Disponible
28 a 26	3.53 %	Disponible
30 a 28	3.38 %	Disponible
32 a 30	3.24 %	Disponible
34 a 32	3.10 %	Disponible
36 a 34	2.97 %	Disponible
38 a 36	2.85 %	Disponible
40 a 38	2.73 %	Disponible
42 a 40	2.62 %	Disponible

Como se observa en la Tabla 4.5, el porcentaje de mejora no sale del rango 2-3 %, lo que sugiere inicialmente que el diámetro de los canales no es un factor prioritario al momento de seleccionar que tipo de canal usar, sin embargo, como se ve en la Fig.4.5, un diámetro mayor de los canales si contribuye a una mejora sustancial en la eficiencia del receptor, y por lo tanto, en la capacidad del colector para entregar calor al fluido. En esta lógica, siempre será preferible tener un receptor con canales de espesor de pared lo mínimo posibles y diámetro interiores mayores.

### 4.3. Análisis de carga del receptor de acero

Es importante analizar no sólo las propiedades térmicas que tendría el nuevo diseño de receptor al momento de implementarlo, si no también la carga mecánica que este ejercería sobre la estructura del colector.

Tabla 4.6: Propiedades termomecánicas de acero inoxidable y aluminio

	Unidad	Acero Inoxidable	Aluminio
Densidad	$kg/m^3$	8000	2700
Coef. Deformación térmica volumétrico	$^{\circ}C^{-1}$	51.9	69
Coef. Deformación térmica lineal	$^{\circ}C^{-1}$	17.3	23

A partir de los datos de densidad expuestos en la Tabla 4.6 es posible calcular el peso del diseño de receptor de acero inoxidable en función de las tres variables geométricas a analizar: el espesor, el alto y el diámetro interior de cada canal. Como se puede ver en las Figuras 4.9 y 4.10, la cantidad de energía que logra transferir el receptor no depende fuertemente de la altura que tengan los canales de este si no más bien se ve beneficiado del mínimo espesor posible de las paredes, en esta lógica, los puntos en los cuales  $H > D_h$  han sido descartados ya que representan un aumento en el peso del receptor que no compensa un aumento sustancial en sus propiedades térmicas.

En la Figura 4.11 se muestra el peso del receptor de acero inoxidable de 7 canales en función del espesor de la pared de cada canal. Para cada valor de espesor en las abscisas, la masa del receptor incrementa conforme aumenta el valor de la altura del canal.

Tabla 4.7: Variación de los parámetros de espesor, altura y diámetro interior de los canales del receptor de acero inoxidable

	Unidad	Espesor	Altura	Diámetro interior
Mínimo	mm	1	8	10
Máximo		3.25	21	21

Los rangos en que se analizan los valores de los distintos parámetros geométricos que definen la forma transversal del canal se muestran en la Tabla 4.7.

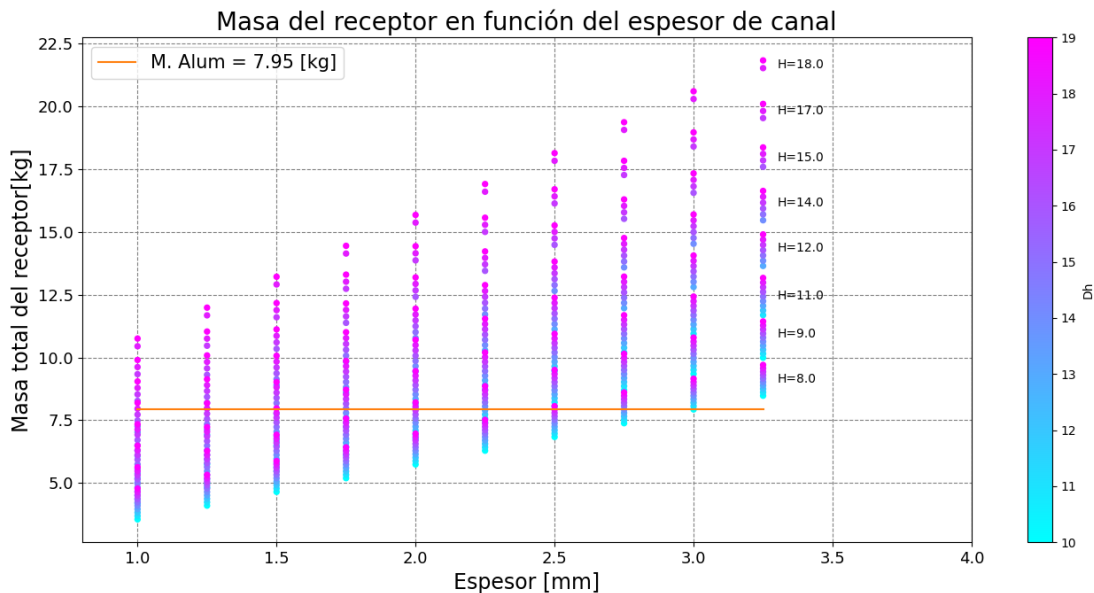


Figura 4.11: Masa del receptor en función de parámetros geométricos del canal

Del gráfico anterior se puede notar que dentro de los rangos analizados, para valores sobre los 2.5 [mm] de espesor, cualquier valor de altura o diámetro resulta en un peso mayor al del receptor original, sumado a que el incremento en el grosor de la pared de los canales resulta

perjudicial para la transferencia de calor entre los canales, resulta lógico descartar todos los puntos en los cuales el espesor es mayor al valor crítico mencionado.

De los puntos que cumplen con el criterio de peso utilizado, se seleccionan aquellos que existen en producción comercial. En la Tabla 4.8 se muestran perfiles de acero inoxidable disponibles en el mercado.

Tabla 4.8: Pesos de perfiles de aceros de medidas comerciales

Tipo (DxHxE)	Masa total [kg]	Porcentaje de masa correspondiente a agua
10x10x1	4.18	38.0 %
20x10x1	5.79	55.4 %
20x10x1.5	7.08	45.0 %
10x10x1.5	5.47	29.3 %
15x15.1	7.25	48.3 %

De la tabla anterior, el canal de medidas 20x10x1 representa la mejor opción debido a que tiene un peso moderado, menor al receptor original y de su masa total, es de entre las alternativas el que posee mayor porcentaje correspondiente al fluido circulante.

# Capítulo 5

## Conclusiones

A lo largo del trabajo de título se analizó el desempeño de un colector térmico Solarus modelo CT-1500 de manera teórica, con el objetivo de caracterizar su performance y buscar opciones de mejora a partir de los resultados obtenidos. El análisis consistió en la elaboración de un modelo térmico y un modelo óptico del colector, con el fin de obtener la eficiencia térmica del colector y su IAM, los cuales fueron validados al contrastar los resultados con los obtenidos en la tesis de M.Sumic [11], la cual consistía en un ensayo cuasi-estático del mismo modelo de colector. Una vez validados los modelos, se aplican a un nuevo diseño de receptor con el fin de evaluar si reemplazarlo por el receptor original resulta en una ganancia desde un punto de vista energético y mecánico.

### 5.1. Métodos de validación

La validación de este trabajo es realizado a partir de dos métodos: para el modelo térmico se procede a la comparación entre resultados obtenidos y resultados de un ensayo térmico en el mismo colector, mientras que para el modelo óptico se hace una comparación entre los resultados obtenidos y el datasheet del colector. La naturaleza cruzada de las comparaciones entrega un grado de veracidad mayor a los modelos elaborados dada su mutua congruencia, además, el ensayo térmico con cuyos resultados se compara el modelo térmico de este trabajo fue llevado a cabo según el estándar europeo para ensayos en colectores que dicta la norma ISO 9806 [22], lo que permitiría extrapolar con relativa facilidad el procedimiento llevado a cabo en esta tesis a otros colectores de características similares.

### 5.2. Desempeño térmico y óptico de los receptores

Al obtener los resultados del análisis térmico y óptico de los receptores, es posible observar que, aunque el diseño de acero inoxidable presenta mayores pérdidas térmicas que el receptor original del colector, su eficiencia también es siempre mayor para todo el rango de temperaturas, y por lo tanto, pérdidas analizadas. Lo anterior sugiere que un receptor fabricado de acero inoxidable traería un beneficio desde un punto de vista energético, al ser sus ganancias mucho mayores al del receptor del aluminio, sin embargo, las altas pérdidas pueden

ser compensadas mediante otros mecanismos que no fueron analizados en profundidad en esta investigación, como aplicar aislantes térmicos en las superficies del colector que no están expuestas a la radiación directa del sol, esto a priori ayudaría a reducir las pérdidas inferiores y por los bordes, aunque, es necesario tener en cuenta que dichas pérdidas representan un porcentaje menor de las pérdidas totales del receptor, por lo que la mejoría del desempeño térmico del colector como un todo estaría limitado por dichos valores.

### **5.3. Diseño de receptor y materiales de fabricación**

El diseño del receptor se basa en materiales de fácil adquisición en el comercio nacional, en este sentido, el receptor fue ideado para poder ser fabricado a pequeña escala con la menor cantidad de procesos en su manufactura. Esto plantea una limitación al momento de optimizar el desempeño térmico del colector, debido a que las dimensiones y tipos de materiales que se pueden utilizar están determinados por la disponibilidad que existe en Chile al momento de realizar este trabajo. Como se discutió en secciones anteriores, existen valores espesor y diámetro de canal que aumentan en un gran porcentaje la capacidad de transferir calor del receptor, pero que sin embargo, son imposibles de reproducir en la realidad salvo que su manufactura se realice de manera particular, lo cual implica una serie de gastos y procesos extra.

Al comienzo del desarrollo de este trabajo de título, los objetivos del mismo se centraban en realizar un ensayo experimental del nuevo diseño de receptor, objetivos que tuvieron que ser cambiados tiempo después debido a la poca disponibilidad de materiales y procesos de manufactura accesibles económicamente en el país, razones que son afectadas en gran medida por la pandemia mundial que se vive desde inicios de 2020, lo que imposibilitaba la materialización del proyecto. Tras numerosas consultoras a manufactureras y distribuidoras de cobre, aluminio y acero inoxidable en Santiago y alrededores, todas infructuosas, se decide realizar un análisis teórico del diseño de receptor, cuyo material sería acero, ante la inviabilidad de procesos de manufactura adecuados para soldar el frágil aluminio y la poca disponibilidad de cobre en el momento en Chile. El quehacer del Ingeniero va más allá de realizar cálculos técnicos como se le enseña durante casi 20 años de educación, tiene mucho que ver con saber sobreponerse a obstáculos y entregar soluciones viables a los desafíos que, adrede o no, se van presentando a lo largo del ejercicio e la carrera.

### **5.4. Trabajo Propuesto**

Se recomienda para trabajos futuros ligados o como continuación de los desafíos que plantea este trabajo, el estudio de diferentes materiales con los cuales manufacturar un receptor para un colector parabólico, distintos de los analizados en esta tesis.

También, un caso de estudio muy importante en la fluido-dinámica y la transferencia de calor son los generadores de vórtices, especialmente aplicados a los intercambiadores de calor. Bajo la premisa de que ciertos tipos de generadores podrían potencialmente aumentar la

transferencia de calor del receptor al fluido caloportador, se sugiere estudiar la viabilidad que tendrían estos dentro de receptores solares, tanto térmicamente como su posible manufactura.

# Bibliografía

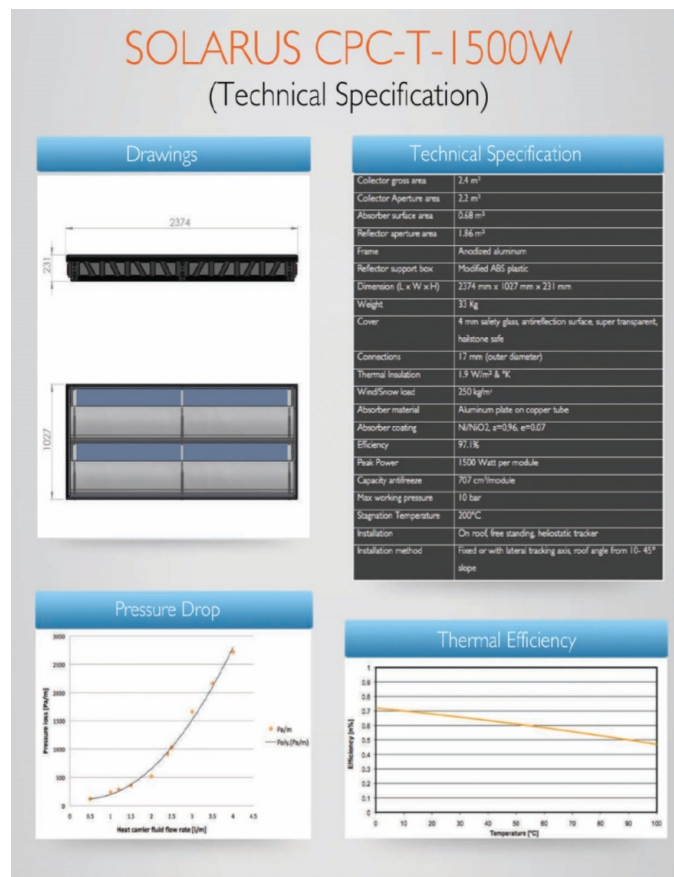
- [1] N. García Bernal and Ministerio de energía de Chile, “Matriz energética y eléctrica en Chile,” 2021.
- [2] U. Nations, “El papel de los combustibles fósiles en un sistema energético sostenible,” 2021.
- [3] G. de Chile, “Generación eléctrica en Chile,” 2021.
- [4] D. de Geofísica de la Universidad de Chile, “Explorador solar,” 2022.
- [5] Y. Cengel, “Transferencia de calor y masa,” p. 1, 2007.
- [6] Y. Cengel, “Transferencia de calor y masa,” p. 21, 2007.
- [7] H. Jamali, “Investigation and review of mirrors reflectance in parabolic trough solar collectors ( PTSCs ),” *Energy Reports*, vol. 5, pp. 145–158, 2019.
- [8] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, vol. 3. 1982.
- [9] C. Dominador, “Proyecto de energía cerro dominador,” 2021.
- [10] G. de Chile, “Generación planta de cerro dominador,” 2022.
- [11] M. Sumic, “Thermal performance of a solar cpc-thermal collector,” 2014.
- [12] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, “Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop,” *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, 2014.
- [13] G. R. K.T. Hollands, T.E. Unny and L. Konicek, “Free convective heat transfer across inclined air layers,” *ASME J. Heat Transfer (1976)*, vol. 98, pp. 189–193, 1976.
- [14] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, vol. 3. 1982.
- [15] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, vol. 3. 1982.
- [16] Y. Cengel, “Transferencia de Calor y Masa,”
- [17] S. Kumar and S. C. Mullick, “Glass cover temperature and top heat loss coefficient of a single glazed flat plate collector with nearly vertical configuration,” *Ain Shams Engineering Journal*, vol. 3, no. 3, pp. 299–304, 2012.
- [18] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, vol. 3. 1982.
- [19] J. K. Yang, Y. Lee, and J. K. Kim, “Heat transfer coefficient in flow convection of pipe-cooling system in massive concrete,” *Journal of Advanced Concrete Technology*, vol. 9, no. 1, pp. 103–114, 2011.

- [20] R. B. Pettit and R. R. Sowell, "Solar absorptance and emittance properties of several solar coatings," *Journal of Vacuum Science and Technology*, vol. 1, no. 13, p. 596, 1976.
- [21] M. Sumic, "Thermal performance of a solar cpc-thermal collector," 2014.
- [22] I. O. for Standardization, "Iso 9806," 2013.



# Anexo A

## Especificaciones técnicas CT-Solarus 1500 W



Solarus AB,  
Karlavägen 18  
114 31 Stockholm  
Sweden  
[www.solarus.se](http://www.solarus.se)



Solar Keymark License  
Number: SP SC0616-10

**SOLARUS**  
Unlocking Solar Energy

Figura A.1: Especificaciones técnicas del colector CT-Solarus 1500 W

# Anexo B

## Planos Diseño Inox

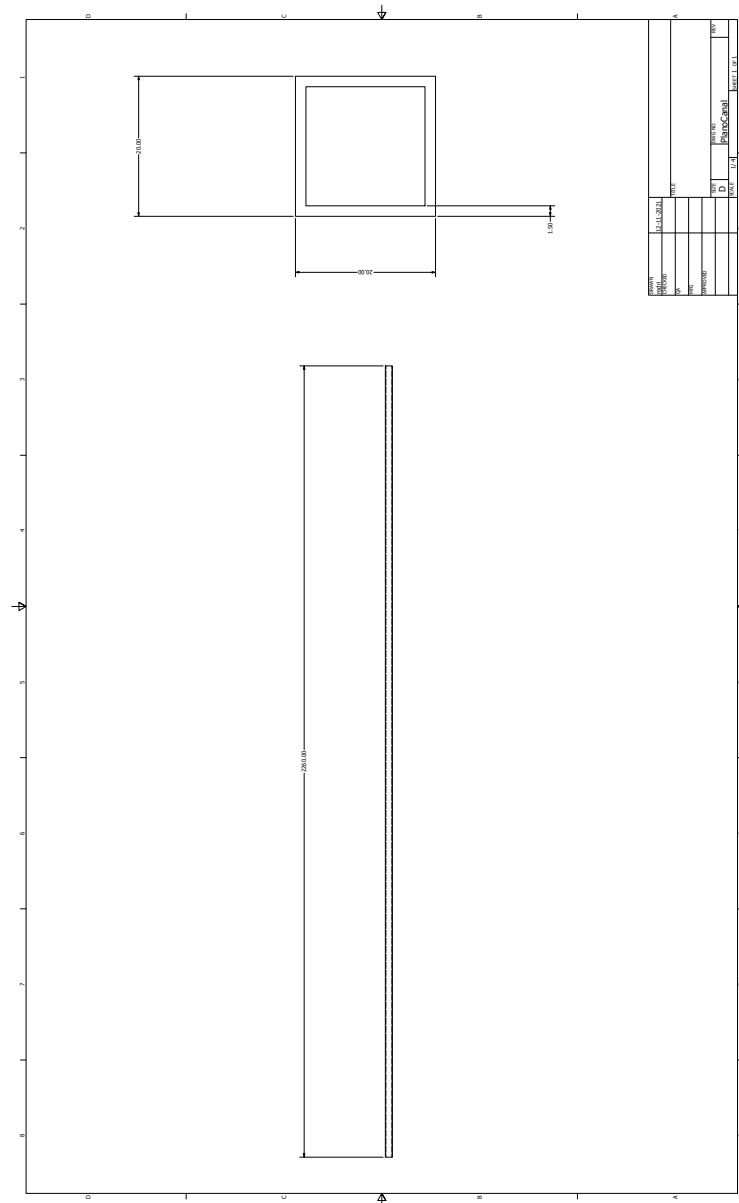


Figura B.1: Plano canal

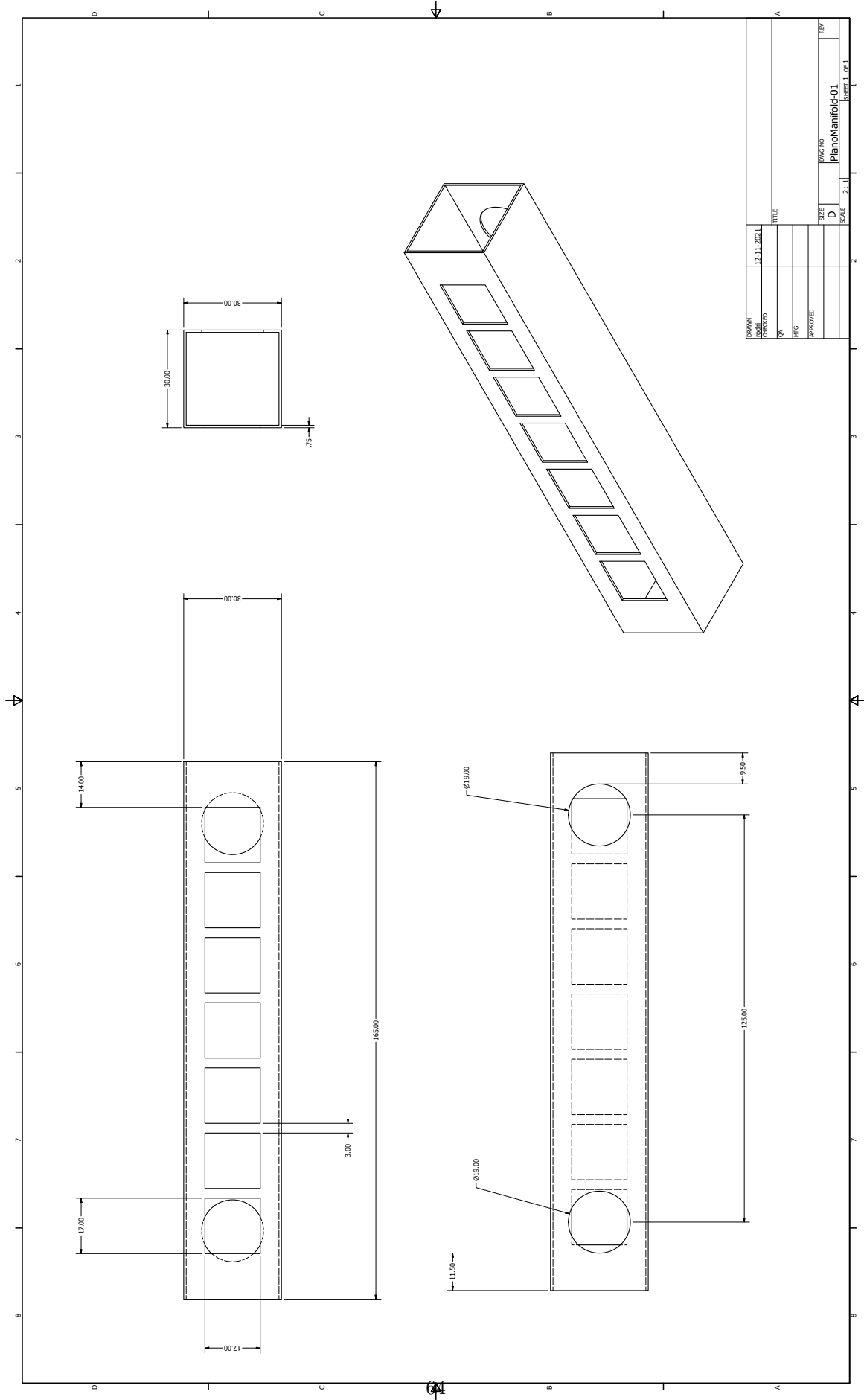


Figura B.2: Plano manifold

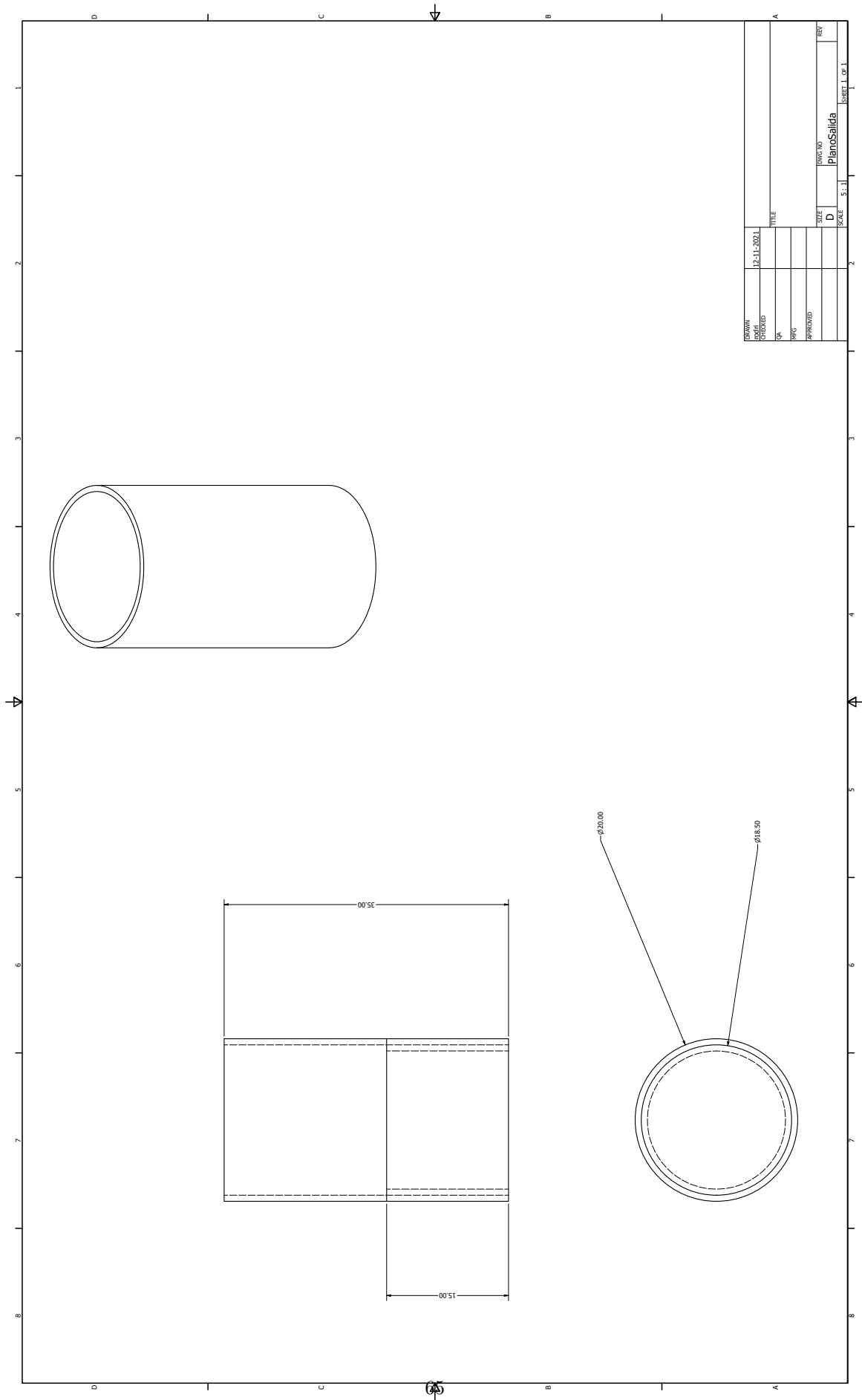


Figura B.3: Plano salida/entrada del receptor

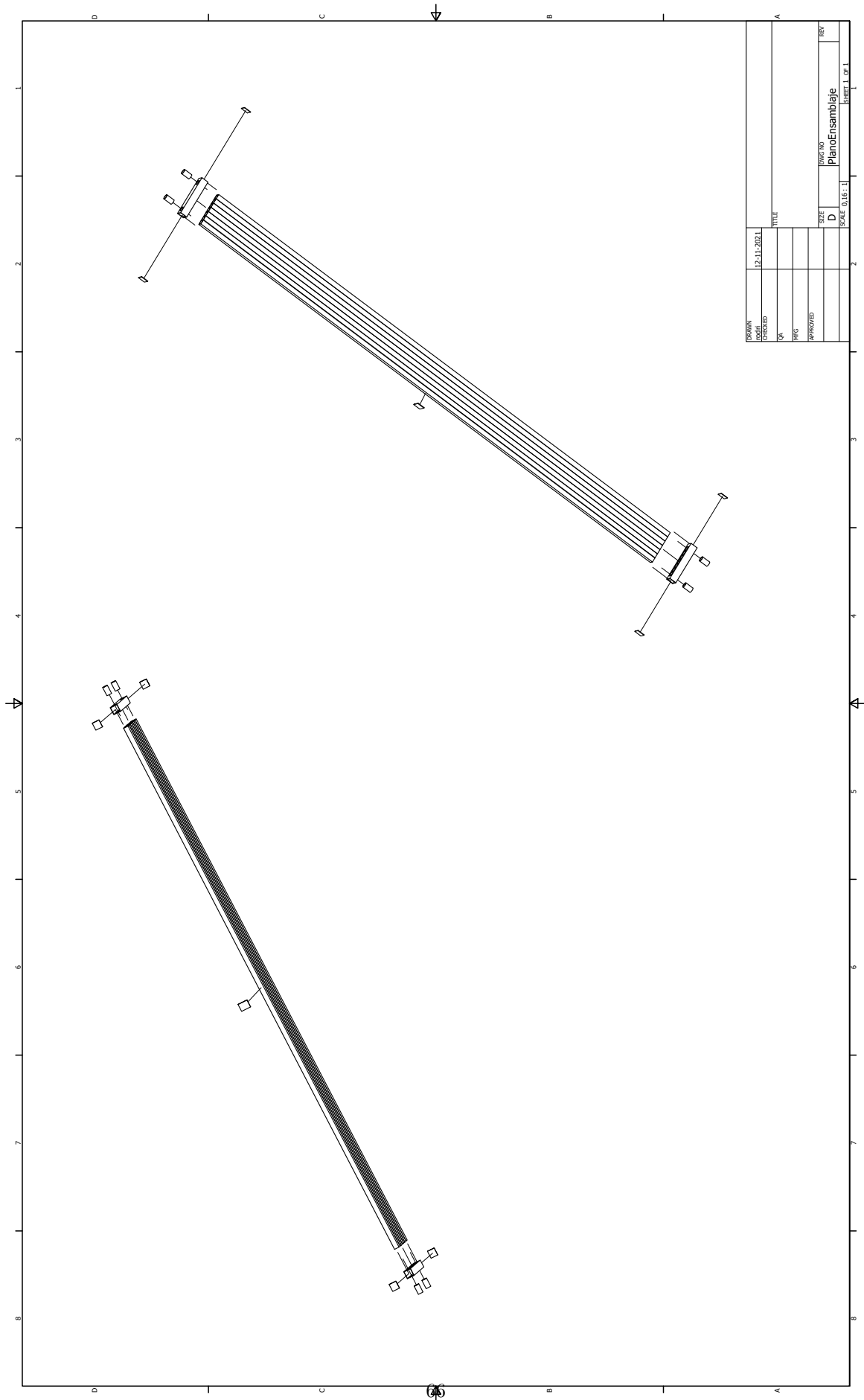


Figura B.4: Plano de ensamblaje