



**UNIVERSIDAD DE
COSTA RICA**

**FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA DE BIOSISTEMAS**

**ANÁLISIS TÉRMICO DE UN RECEPTOR DE RADIACIÓN SOLAR PARA UN
SISTEMA DE ENERGÍA SOLAR CONCENTRADA (CSP), APLICANDO
DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL**

Trabajo final de graduación sometido a la consideración de la
UNIVERSIDAD DE COSTA RICA

Como parte de los requisitos para aspirar al título y grado de
LICENCIATURA EN INGENIERÍA AGRÍCOLA Y DE BIOSISTEMAS

JOSÉ ANDRÉS SÁNCHEZ SANABRIA

Ciudad Universitaria Rodrigo Facio
San Pedro de Montes de Oca, San José, Costa Rica

2020

Trabajo Final de Graduación sometido a revisión por la Comisión de Trabajos Finales de Graduación de la Escuela de Ingeniería de Biosistemas de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Costa Rica, como requisito para optar por el grado de Licenciatura en Ingeniería Agrícola y de Biosistemas



Ing. José Andrés Sánchez Sanabria, Bach.
Candidato




Ing. Mauricio Bustamante Román, Ph.D.
Director, Comité Asesor

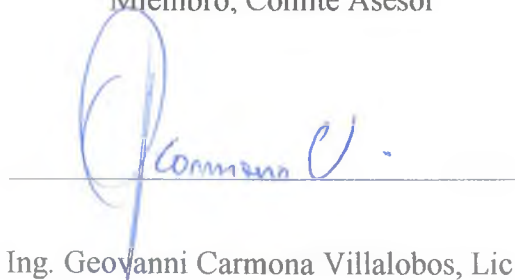


Ing. Pedro Casanova Treto, D.Sc.
Miembro. Comité Asesor

Ing. Ronald Aguilar Álvarez, Ph.D.
Miembro, Comité Asesor



Ing. Marta Montero Calderón, Ph.D.
Miembro, Tribunal Examinador



Ing. Geovanni Carmona Villalobos, Lic.
Miembro, Tribunal Examinador

Dedicatoria

A mis padres, Maritza y Alfredo.

Agradecimientos

Al director del comité asesor, Ing. Mauricio Bustamante Román, por la oportunidad, confianza, apoyo, paciencia y consejos para desarrollar este proyecto. Además por enseñarme, a través de los años y cursos de carrera, los principios de ética, responsabilidad, compromiso y puntualidad que un profesional debe tener.

Al miembro del comité asesor, Ing. Pedro Casanova Treto, cuyos consejos, aportes y recomendaciones fueron sumamente valiosos en este proyecto. También por las oportunidades dadas para mi crecimiento académico y personal.

Al miembro del comité asesor, Ing. Ronald Aguilar Álvarez, por sus valiosos aportes y recomendaciones en este proyecto. De igual forma al miembro del comité examinador, Ing. Marta Montero Calderón, por sus aportes y recomendaciones en este proyecto.

Al Instituto de investigaciones en Ingeniería, especialmente a la Unidad de Recursos Forestales por facilitar el préstamo de computadoras para llevar a cabo el proyecto.

A mi madre y padre, por su apoyo incondicional durante todo este tiempo de formación académica.

A mi *Alma Mater*, la Universidad de Costa Rica, institución a la cual agradezco por mi formación académica, y también a su sistema de becas, cuya ayuda fue de gran importancia.

Por último, un agradecimiento especial al profesor. Ing. Geovanni Carmona Villalobos, quien representó un padre y amigo dentro de la universidad, por todos y cada uno de sus consejos tanto académico como de vida, por su apoyo y carisma durante el tiempo que compartimos juntos. Mil gracias profe, eternamente agradecido.

RESUMEN

Este estudio comprende el diseño y análisis de un receptor de radiación solar concentrada para su integración en un sistema de digestión anaeróbica termofílica. Estudios previos demuestran un aumento de la eficiencia de biodigestores con el acople de colectores solares, formando sistemas híbridos de recursos de energía renovable. El objetivo de este estudio fue integrar, por medio de un ciclo termodinámico de Rankine, los receptores solares al biodigestor.

La primera etapa de la investigación fue el diseño de los principales componentes de un receptor de radiación solar concentrada focal, a partir de un absorbedor disponible. Los elementos que se diseñaron fueron el sistema aislante, cámara de protección, vidrio térmico y concentrador parabólico secundario, considerando simplicidad en la geometría y materiales apropiados.

La segunda etapa fue la evaluación dinámica y térmica del fluido en estado estable del receptor diseñado, por medio del uso de la herramienta de dinámica de fluidos computacional *ANSYS Fluent*. Se realizó la optimización del dominio discretizado, considerando como variable de análisis la temperatura de salida del fluido de trabajo. El análisis de sensibilidad indica que es posible utilizar mallados con menor cantidad de elementos, obteniendo resultados con variación menores del 2%.

Se evaluaron cuatro casos distintos: I) 0,12 g/s de aire seco y flujo de calor de 30 000 W/m², II) 0,60 g/s de aire seco y flujo de calor de 70 000 W/m², III) 5 g/s de aceite sintético *Dowtherm A* y flujo de calor de 200 000 W/m² y IV) 10 g/s de aceite sintético *Dowtherm A* y flujo de calor de 300 000 W/m², todos con un coeficiente de transferencia de calor por convección natural constante de 10 W/m² K. Con estas condiciones de frontera se evaluaron modelos de turbulencia, cumpliendo con cuatro parámetros de convergencia, y las limitaciones de materiales desde el punto de vista térmico. Se obtuvieron eficiencias de conversión energética de 31%, 63%, 77% y 79% para el caso I, II, III y IV, respectivamente.

La última etapa fue el diseño de un sistema termodinámico de Rankine y la evaluación de la calidad energética de los fluidos de trabajo provenientes del bloque solar. Se establecieron cinco escenarios de distribución energética, desde un 20% a un 100%, en incrementos de 20% para la totalidad de energía demandada por el biodigestor (2 kW). Se seleccionó una turbina de pequeña escala (kW) para la generación eléctrica necesaria para la demanda del biodigestor y el uso del calor proveniente del ciclo Rankine. Con balances de masa y energía se determinó la cantidad de receptores solares necesarios (bajo las condiciones establecidas) para cumplir con la demanda energética del biodigestor. Para el caso del uso de aire seco, 11 receptores es la menor cantidad a utilizar para el escenario 1 (20% de la demanda total), mientras que para el uso del aceite sintético son necesarios 4 bajo el mismo escenario.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	v
ÍNDICE DE FIGURAS	xi
ÍNDICE DE CUADROS	xviii
ABREVIATURAS Y ACRÓNIMOS.....	xx
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	23
1.1. Actualidad de la matriz energética mundial	23
1.2. Presente de las energías renovables	27
1.3. Estado de la matriz energética en Costa Rica	29
1.4. Energías renovables: Radiación solar	30
1.6.2. Radiación solar en Costa Rica	31
1.5. Planteamiento del problema.....	33
1.6. Objetivos del proyecto	36
1.6.1. Objetivo general.....	36
1.6.2. Objetivos específicos	36
CAPÍTULO 2. ESTADO DEL ARTE.....	37
2.1. Principios básicos de la dinámica de fluidos computacional	37
2.1.1. Principio de conservación de masa (ecuación de continuidad)	41
2.1.2. Conservación de la cantidad de movimiento lineal (Ecuación de Navier-Stokes)	42

2.1.3. Conservación de energía	44
2.1.4. Métodos de discretización	47
2.1.5. Modelos de turbulencia.....	51
2.2. Aplicación de la dinámica de fluidos computacional en sistemas térmicos solares ..	60
2.3. Principios de transferencia de calor	61
2.4. Sistemas de energía solar concentrada.....	66
2.4.1. Componentes del sistema de energía solar concentrada	69
2.5. Fundamentos de termodinámica y ciclos de potencia de vapor.....	72
2.5.1. Análisis de masa y energía de volúmenes de control	83
CAPÍTULO 3. MATERIALES Y MÉTODOS	86
3.1. Diseño del receptor de radiación solar concentrada	86
3.1.1. Componentes del receptor de radiación solar concentrada.....	88
3.2. Simulación de dinámica de fluidos computacional	93
3.2.1. Dominio de trabajo	95
3.2.2. Discretización del dominio	98
3.2.3. Modelos físicos	101
3.2.4. Caracterización de materiales	101
3.2.5. Condiciones de frontera.....	105

3.2.6. Parámetros de solución	108
3.3. Diseño de la configuración de receptores solares y componentes termodinámicos	110
3.3.1. Consideraciones del ciclo Rankine	113
3.3.2. Escenarios de distribución de la demanda energética.....	116
CAPÍTULO 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	119
4.1. Propuesta de diseño del receptor de radiación solar concentrada.....	119
4.1.1. Intercambiador de calor o absorbente espiral	123
4.1.2. Vidrio térmico de radiación solar	125
4.1.3. Sección o unión volumétrica.....	127
4.1.4. Sistema aislante.....	129
4.1.5. Concentrador parabólico compuesto, CPC	134
4.1.6. Cámara de protección	140
4.2. Simulación del receptor de radiación solar concentrada por medio de dinámica de fluidos computacional.....	142
4.2.1. Discretización del dominio	142
4.2.2. Comportamiento dinámico y térmico del receptor de radiación solar concentrada	155
4.3. Sistema termodinámico de potencia de vapor	179
4. CONCLUSIONES.....	187

5. RECOMENDACIONES	190
NOMENCLATURA	192
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	200
ANEXOS	205
Anexo A: Teoría óptica de concentradores.....	205
Anexo B: Código de MATLAB para el ciclo de Rankine ideal	221
Anexo C: Perfil de velocidad y temperatura para Caso I y modelo de viscosidad laminar	225

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1. Curva de Hubbert. (a) Datos de producción acumulada de producción de crudo, Q, y la tasa de producción, P, en los Estados Unidos. (b) Curva de producción acumulada en función del tiempo</i>	<i>23</i>
<i>Figura 2. Modelo predictivo de la producción de petróleo mundial.....</i>	<i>24</i>
<i>Figura 3. Demanda primaria de energía mundial y emisiones de CO_2 asociadas por escenario</i>	<i>26</i>
<i>Figura 4. a) Generación de electricidad mundial por tipo de combustible, tecnología y escenario, b) Tendencia de las principales fuentes de energía para el año 2035</i>	<i>27</i>
<i>Figura 5. Instalaciones anuales para generación de energía a nivel mundial. a) evolución anual (2000-2014) de la capacidad de generación renovable; b) porcentaje anual de instalaciones renovables y no-renovables. Estadísticas basadas en datos de la Agencia Internacional de Energía Renovable (IRENA por sus siglas en inglés)</i>	<i>28</i>
<i>Figura 6. Proyecciones de crecimiento de las energías renovables para el año 2050.....</i>	<i>29</i>
<i>Figura 7. Capacidad instalada y generación por fuente.....</i>	<i>30</i>
<i>Figura 8. Irradiación horizontal global (GHI por sus siglas en inglés) en Costa Rica</i>	<i>32</i>
<i>Figura 9. Absorbente con trayectoria de flujo espiral.</i>	<i>34</i>
<i>Figura 10. Flujo másico y energético del sistema híbrido solar – biodigestión, configuración propuesta con ciclo de potencia de vapor</i>	<i>35</i>
<i>Figura 11. Proceso de la dinámica de fluidos computacional.....</i>	<i>37</i>
<i>Figura 12. Tasa de cambio total de la variable de campo ϕ entre el tiempo t y $t + \delta t$.....</i>	<i>39</i>

<i>Figura 13. Diagrama del proceso de discretización.....</i>	<i>48</i>
<i>Figura 14. Ejemplo del proceso de discretización con el método de volúmenes finitos.....</i>	<i>50</i>
<i>Figura 15. Principio del modelo RANS.....</i>	<i>53</i>
<i>Figura 16. Mecanismos de transferencia de calor en un medio de forma simultánea.....</i>	<i>66</i>
<i>Figura 17. Diagrama de flujo típico para un sistema CSP.....</i>	<i>67</i>
<i>Figura 18. Lente convencional y tipo Fresnel.....</i>	<i>68</i>
<i>Figura 19. Diagrama del sistema CSP de punto focal.....</i>	<i>68</i>
<i>Figura 20. Tipos de colectores solares para sistemas CSP.....</i>	<i>70</i>
<i>Figura 21. Diagrama general de una planta solar de potencia con vapor.....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 22. Ciclo de Carnot.....</i>	<i>73</i>
<i>Figura 23. Ciclo de Rankine ideal.....</i>	<i>74</i>
<i>Figura 24. Esquema simplificado del condensador como volumen de control.....</i>	<i>80</i>
<i>Figura 25. Ciclo ideal y real de Rankine debido a las irreversibilidades.....</i>	<i>82</i>
<i>Figura 26. Principio de conservación de masa para un sistema de flujo estacionario.....</i>	<i>84</i>
<i>Figura 27. Diagrama base para el diseño de un CPC total.....</i>	<i>90</i>
<i>Figura 28. Esquema de la línea de acción de las simulaciones a realizar.....</i>	<i>94</i>
<i>Figura 29. Componentes de la geometría simplificada para simulación CFD. a) Geometría total simplificada; b) Exterior; c) Interior; d) Aislante; e) Fluido; f) Vidrio térmico. Dimensiones en m.</i>	<i>96</i>
<i>Figura 30. Dimensiones (en mm) y corte transversal del receptor simplificado.....</i>	<i>97</i>

Figura 31. Espectros de calidad de malla para los criterios utilizados.....	100
Figura 32. Comportamiento de la densidad en función de la temperatura. a) Aire seco; b) Aceite sintético Dowtherm A.....	102
Figura 33. Comportamiento del calor específico en función de la temperatura. a) Aire seco; b) Aceite sintético Dowtherm A.....	102
Figura 34. Comportamiento de la conductividad térmica en función de la temperatura. a) Aire seco; b) Aceite sintético Dowtherm A.....	103
Figura 35. Comportamiento de la viscosidad en función de la temperatura. a) Aire seco; b) Aceite sintético Dowtherm A.....	103
Figura 36. Irradiancia directa normal acumulada y promedio de horas diarias para la zona de Alajuela, Costa Rica.....	107
Figura 37. Metodología para dimensionar una opción de configuración del sistema solar concentrado.	112
Figura 38. Especificaciones técnicas de la turbina seleccionada.....	113
Figura 39. Dimensionamiento – pulg (mm) de la turbina RLA-12L seleccionada.....	114
Figura 40. Diagrama general del Ciclo Rankine.....	115
Figura 41. Ensamble y lista de componentes del receptor solar propuesto.	120
Figura 42. Propuesta final del sistema del receptor solar y su dimensionamiento (en mm).	121
Figura 43. Absorbedor espiral, elemento construido.....	122
Figura 44. Dimensiones (en mm) del intercambiador de calor con trayectoria espiral y perno de unión absorbedor – unión inferior de entrada.	124

Figura 45. Dimensiones (en mm) de la unión inferior de entrada y perno de unión absorbedor – unión inferior de entrada.	125
Figura 46. Especificaciones técnicas del vidrio térmico para el receptor solar.....	126
Figura 47. Dimensiones (mm) del vidrio térmico.	127
Figura 48. Especificaciones técnicas y dimensiones (en mm) del empaque tipo O utilizado para la unión del receptor.....	128
Figura 49. Dimensiones (en mm) de la unión volumétrica, soporte del vidrio, empaques tipo O y pernos.	129
Figura 50. Comportamiento de la conductividad térmica en función de la temperatura.....	131
Figura 51. Espesores recomendados para tubería de diámetro constante y temperatura de operación.....	132
Figura 52. Segmentos y dimensiones (en mm) de aislante seleccionado para la protección del receptor solar.....	133
Figura 53. Principales dimensiones para el diseño geométrico del CPC total.....	135
Figura 54. Relación entre razón de concentración, altura truncada y factor de reducción para el CPC truncado.	137
Figura 55. Principales dimensiones para el diseño geométrico del CPC truncado.....	138
Figura 56. Dimensiones (en mm) del concentrador parabólico secundario truncado propuesto. .	139
Figura 57. Dimensiones (en mm) de la cámara de protección superior e inferior y las uniones utilizadas.....	141

Figura 58. Convergencia de la temperatura de salida del aire seco en función del número de elementos del mallado, para el caso I.....	145
Figura 59. Convergencia de la temperatura de salida del aire seco en función del número de elementos del mallado, para el caso II.....	146
Figura 60. Convergencia de la temperatura de salida del aceite sintético en función del número de elementos del mallado, para el caso III.	147
Figura 61. Convergencia de la temperatura de salida del aceite sintético en función del número de elementos del mallado, para el caso IV.....	148
Figura 62. Parámetros de calidad de mallado sobre el receptor solar para la malla No. 7. a) Calidad de elementos; b) Oblicuidad y c) Ortogonalidad.	151
Figura 63. Distribución de los parámetros de calidad de mallado respecto al número de elementos para la malla No. 7. a) Calidad de elementos; b) Oblicuidad y c) Ortogonalidad.....	152
Figura 64. Parámetros de calidad de mallado sobre el receptor solar para la malla No. 8. a) Calidad de elementos; b) Oblicuidad y c) Ortogonalidad.	153
Figura 65. Distribución de los parámetros de calidad de mallado respecto al número de elementos para la malla No. 8. a) Calidad de elementos; b) Oblicuidad y c) Ortogonalidad.....	154
Figura 66. Distribución de velocidad (en m/s) y patrones de líneas de flujo del aire seco, caso I.	156
Figura 67. Perfil de velocidades (en m/s) del aire seco a la salida del receptor solar, caso I.....	157
Figura 68. Distribución de temperaturas (en °C) del aire seco, caso I.	159
Figura 69. Perfil de temperatura (en °C) del aire seco en su trayectoria espiral, caso I.	160
Figura 70. Perfil de temperatura (en °C) del absorbedor interno para el caso I.	161

Figura 71. Distribución de velocidad (en m/s) y patrones de líneas de flujo del aire seco para el caso II.....	162
Figura 72. Distribución de temperaturas (en °C) del aire seco para el caso II.....	163
Figura 73. Distribución de velocidad (en m/s) y patrones de líneas de flujo del aceite, caso III...167	
Figura 74. Perfil de velocidades (en m/s) del aceite a la salida del receptor solar, caso III.	168
Figura 75. Distribución de temperaturas (en °C) del aceite para el caso III.	169
Figura 76. Distribución de velocidad (en m/s) y patrones de líneas de flujo del aceite, caso IV...171	
Figura 77. Distribución de temperaturas (en °C) del aceite para el caso IV.....	172
Figura 78. Perfil de temperatura (en °C) del aceite en su trayectoria espiral, caso IV.	173
Figura 79. Perfil de temperatura (en °C) del absorbedor interno para el caso IV.	174
Figura 80. Eficiencia de conversión energética del sistema y la temperatura de salida del fluido de trabajo.....	177
Figura 81. a) Diagrama del ciclo de Rankine real, b) Diagrama del ciclo de Rankine ideal.	182
Figura 82. Flujo másico de aire (caso I y II) y aceite sintético (caso III y IV) para los 5 escenarios de demanda energética de la caldera.....	184
Figura 83. Cantidad de receptores solares para los 4 casos estudiados bajo los 5 escenarios de distribución energética.....	185
Figura A1. Modelo de caja negra para un concentrador bidimensional con ángulo máximo de aceptación θ_{max}	206
Figura A2. Comparación entre los sistemas ópticos con y sin imagen. (a) sistema con imagen (b) idea del concepto de espacio de fase (c) sistema sin imagen	208

<i>Figura A3. Modelo para concentrador 2D con receptor plano</i>	213
<i>Figura A4. Construcción del perfil del reflector para un concentrador con receptor plano bajo el método de la cuerda</i>	214
<i>Figura A5. Perfil del concentrador compuesto parabólico (2D)</i>	216
<i>Figura A6. Construcción del CPC con ángulo de aceptación de 20°</i>	217
<i>Figura A7. Principales componentes geométricos de un CPC</i>	217
<i>Figura A8. Comportamiento de los ángulos de incidencia para un CPC</i>	218
<i>Figura A9. Construcción del CPC bidimensional y sus parámetros más importantes</i>	219
<i>Figura C1. Distribución de velocidad (m/s) y patrones de líneas de flujo de aire seco, caso I modelo de viscosidad laminar.</i>	225
<i>Figura C2. Distribución de temperaturas (en °C) del aire seco para el caso I modelo de viscosidad laminar.</i>	226

ÍNDICE DE CUADROS

<i>Cuadro 1. Criterios de diseño utilizados para el receptor solar</i>	87
<i>Cuadro 2. Tamaño y número de elementos para el estudio de malla</i>	100
<i>Cuadro 3. Ecuaciones de mejor ajuste para las propiedades de los fluidos de trabajo</i>	104
<i>Cuadro 4. Propiedades físicas y térmicas de los materiales sólidos utilizados</i>	105
<i>Cuadro 5. Métodos de solución empleados en las simulaciones</i>	109
<i>Cuadro 6. Valores límite de los criterios de convergencia considerados</i>	110
<i>Cuadro 7. Demanda energética del biodigestor anaeróbico UCR-MSU</i>	111
<i>Cuadro 8. Escenarios de distribución de la demanda energética de la caldera</i>	116
<i>Cuadro 9. Propiedades físicas del aislante Pyrogel® XT Plus/XT-E</i>	130
<i>Cuadro 10. Dimensionamiento y variables de concentración para el CPC total</i>	135
<i>Cuadro 11. Dimensionamiento y variables de concentración del CPC truncado</i>	136
<i>Cuadro 12. Variación de la temperatura de salida del fluido en función del número de elementos del mallado para el aire seco</i>	143
<i>Cuadro 13. Variación de la temperatura de salida del fluido en función del número de elementos del mallado para el aceite sintético</i>	144
<i>Cuadro 14. Parámetros de calidad de los mallados en el estudio de sensibilidad</i>	150
<i>Cuadro 15. Datos de temperatura del volumen promedio de la simulación y temperatura de operación para los componentes del receptor solar para los casos I y II</i>	164

<i>Cuadro 16. Datos de temperatura del volumen promedio de la simulación y temperatura de operación para los componentes del receptor solar para los casos III y IV.....</i>	<i>175</i>
<i>Cuadro 17. Resultados de temperatura de entrada y salida para los casos I y II.</i>	<i>176</i>
<i>Cuadro 18. Condiciones de frontera, razones de concentración y radiación solar concentrada...178</i>	
<i>Cuadro 19. Propiedades termodinámicas y estados del fluido de trabajo a través del ciclo Rankine.</i>	<i>181</i>
<i>Cuadro 20. Variables determinadas en el diseño del ciclo termodinámico de Rankine.</i>	<i>182</i>
<i>Cuadro 21. Escenarios de distribución de la demanda energética de la caldera.</i>	<i>183</i>

ABREVIATURAS Y ACRÓNIMOS

MMSTB/D	Millones de barriles disponibles por día, por sus siglas en inglés.
BSTB	Miles de millones de barriles disponibles, por sus siglas en inglés.
IEA	Agencia Internacional de Energía, por sus siglas en inglés.
IMF	Fondo Monetario Internacional, por sus siglas en inglés.
WEO	Reporte del Panorama Económico Mundial, por sus siglas en inglés.
SDG	Objetivos de Desarrollo Sostenible, por sus siglas en inglés.
IRENA	Agencia Internacional de Energía Renovable, por sus siglas en inglés.
GHI	Irradiancia Horizontal Global, por sus siglas en inglés.
CSP	Sistema de Energía Solar Concentrada, por sus siglas en inglés.
UCR	Universidad de Costa Rica
MSU	Michigan State University
EEAFBM	Estación Experimental Agrícola Fabio Baudrit Moreno
CSTR	Reactor Termofílico de Tanque Agitado Continuo, por sus siglas en inglés.
CSP	Sistema de Energía Solar Concentrada, por sus siglas en inglés.

CFD	Dinámica de Fluidos Computacional, por sus siglas en inglés.
FVM	Método de volumen finito, por sus siglas en inglés.
RSM	Modelo de estrés de Reynolds, por sus siglas en inglés.
RANS	Ecuaciones de Navier-Stokes promedio de Reynolds, por sus siglas en inglés.
ZPG TBL	Flujo turbulento de gradiente de presión cero de capa límite, por sus siglas en inglés.
TP	Flujo turbulento de tubería, por sus siglas en inglés.
TCh	Flujo de canal/ducto, por sus siglas en inglés.
HTF	Fluido de transferencia de calor, por sus siglas en inglés.
CPC	Concentrador parabólico compuesto.
RAM	Memoria de acceso aleatorio, por sus siglas en inglés.
UNC	Rosca de paso grueso unificada, por sus siglas en inglés.
UNF	Rosca de paso fino unificada, por sus siglas en inglés.
ASTM	Sociedad Americana para Ensayos y Materiales, por sus siglas en inglés.
ANSI	Instituto Nacional Americano de Estándares, por sus siglas en inglés.

ASME

Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos, por sus siglas en inglés.

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1. Actualidad de la matriz energética mundial

La Curva de Hubbert, mostrada en la Figura 1, desarrollada por Marion King Hubbert (1903-1989) en 1956, es una predicción del pico de producción de petróleo para Estados Unidos con datos disponibles hasta esa fecha. El modelo predijo el pico máximo de producción para el año de 1971 (tiempo t_m) y el posterior declive en la producción (1).

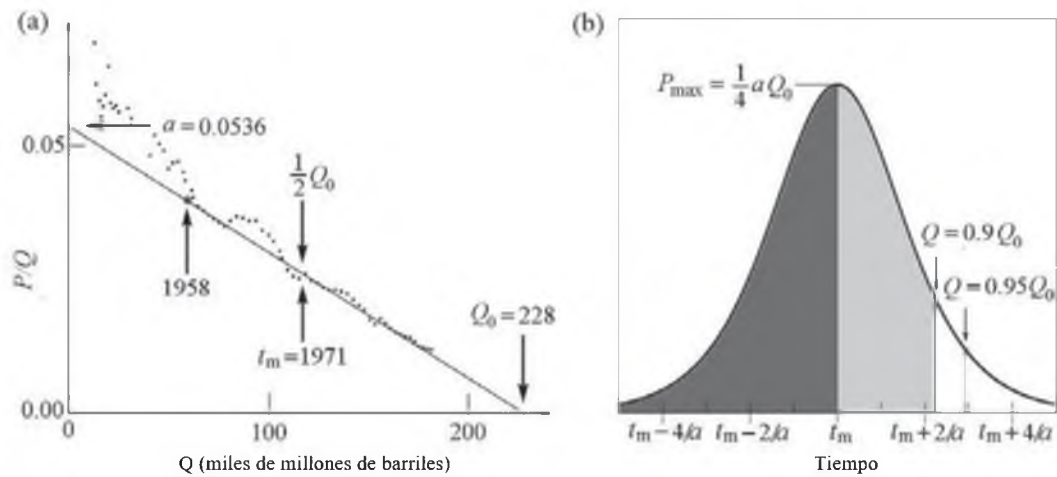


Figura 1. Curva de Hubbert. (a) Datos de producción acumulada de producción de crudo, Q , y la tasa de producción, P , en los Estados Unidos. (b) Curva de producción acumulada en función del tiempo (1).

Este modelo estadístico es actualmente uno de los más renombrados en la predicción de la producción de petróleo y gas natural, dado el éxito logrado en 1971 para los 48 estados del país norteamericano. A nivel mundial, recientes estudios muestran que la producción posee varios ciclos de Hubbert, llamado *Pronóstico Multicíclico de Hubbert*, cuya predicción puede observarse en la Figura 2 (2). La proyección es una disminución de la tasa de producción (en términos de millones de barriles disponibles por día, MMSTB/D por sus siglas en inglés) cercana al año 2020 y una tendencia constante para la producción acumulada (en términos de miles de millones de barriles disponibles, BSTB por sus siglas en inglés).

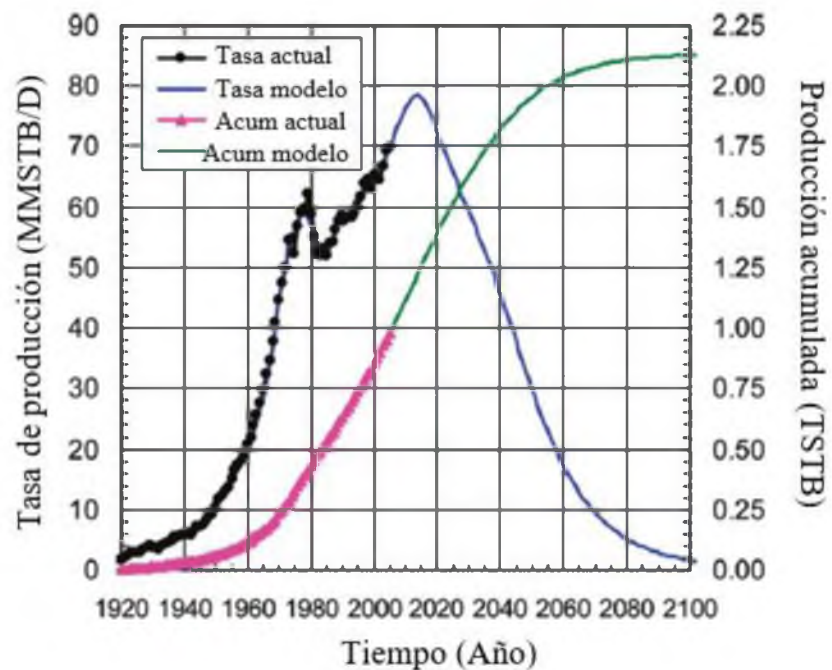


Figura 2. Modelo predictivo de la producción de petróleo mundial (2).

Sumado a las predicciones antes expuestas, el ya conocido incremento en los niveles de contaminación ambiental debido al consumo de fuentes de energía no renovable y las crecientes preocupaciones ambientales, la tendencia mundial hacia un cambio de combustibles fósiles a recursos renovables es inevitable, provocando un rápido cambio en el panorama energético mundial (3). Actualmente, en términos de capacidad de instalación anual, la generación renovable es más elevada que la no renovable, con una tendencia de crecimiento a futuro, y todo esto gracias a los avances tecnológicos que permiten incrementar la eficiencia en el proceso de generación de energía (4).

La Agencia Internacional de Energía (IEA por sus siglas en inglés) en su reporte del panorama energético mundial, para el año 2018 establece la demanda energética primaria mundial bajo el establecimiento de tres escenarios: a) demanda energética bajo las políticas gubernamentales actuales, b) bajo nuevas políticas establecidas por el Acuerdo de París en 2015 y c) un escenario de desarrollo sostenible, introducido por el Fondo Monetario Internacional (IMF por sus siglas en inglés) en su reporte del panorama económico mundial (WEO-2017), basado en los Objetivos de Desarrollo Sostenible (SDG por sus siglas en inglés) de las Naciones Unidas (5). Esta demanda mundial graficada en la Figura 3 está cuantificada por la cantidad de Gigatoneladas de petróleo equivalente, y su respectiva cantidad de emisiones de dióxido de carbono (CO₂).

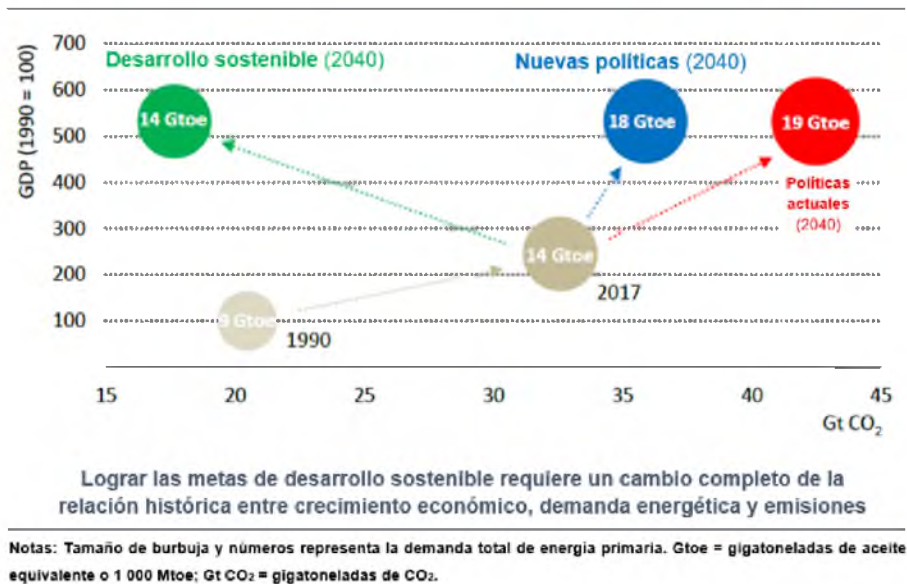


Figura 3. Demanda primaria de energía mundial y emisiones de CO₂ asociadas por escenario (5).

Para el caso de la generación energética a nivel mundial, la Figura 4 muestra la oferta energética por tipo de combustible, tecnología y escenario antes mencionados, y el comportamiento de las distintas fuentes de energía proyectadas al año 2035. Con estos datos, es posible observar que la generación total es siempre mayor a la demanda de electricidad, desde el año 2000 al 2040, bajo los tres distintos escenarios. Para el caso de la implementación de las nuevas políticas del Acuerdo de París, se espera un incremento global de generación eléctrica del 60% entre 2017 y 2040. Para el caso de las energías renovables se proyecta que alcancen un 40% de la generación total para 2040.

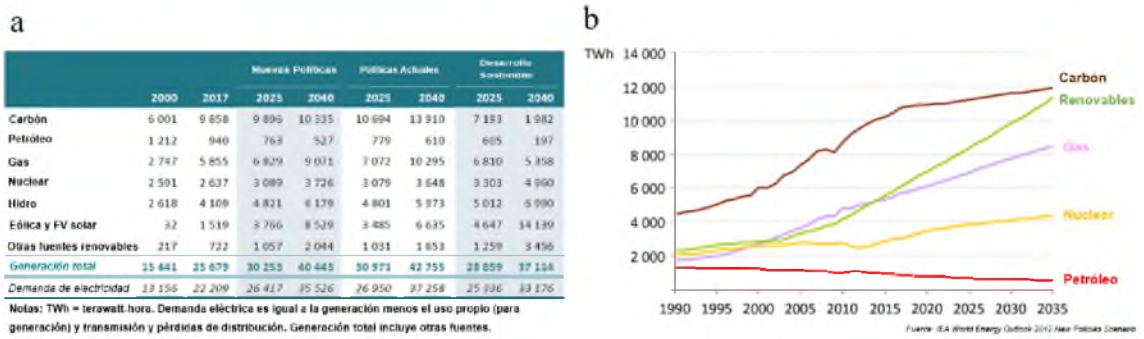


Figura 4. a) Generación de electricidad mundial por tipo de combustible, tecnología y escenario, b) Tendencia de las principales fuentes de energía para el año 2035 (5), (6).

1.2. Presente de las energías renovables

A nivel mundial, distintos esfuerzos en investigación, desarrollo e implementación están siendo enfocados en las energías renovables, donde históricamente la energía hidroeléctrica lidera este ámbito. Sin embargo, en años recientes, otras fuentes como la energía eólica, solar, geotérmica, bioenergía y marina han representado un porcentaje sustancial en dicha capacidad de generación renovable (4). La Figura 5 muestra la evolución anual (2000-2014) de la capacidad de generación renovable a nivel mundial y el porcentaje anual de instalaciones renovables y no-renovables.

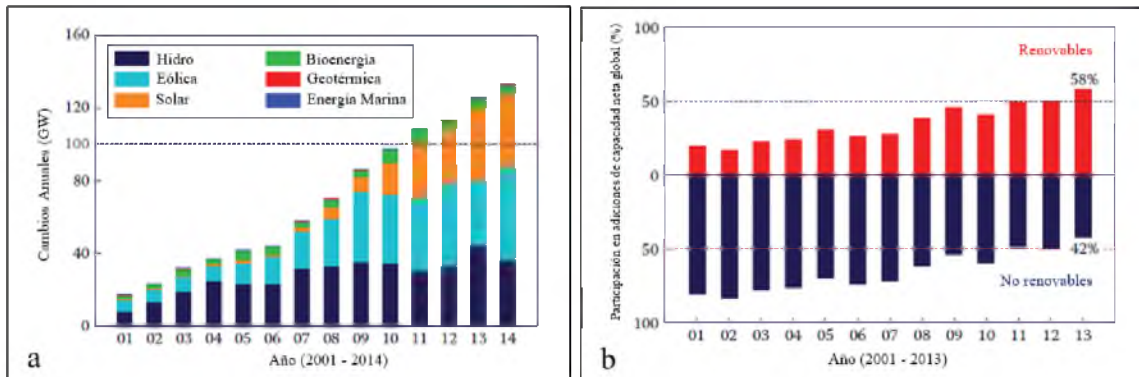


Figura 5. Instalaciones anuales para generación de energía a nivel mundial. a) evolución anual (2000-2014) de la capacidad de generación renovable; b) porcentaje anual de instalaciones renovables y no-renovables. Estadísticas basadas en datos de la Agencia Internacional de Energía Renovable (IRENA por sus siglas en inglés) (4).

Los gráficos anteriores muestran la tendencia creciente de los sistemas renovables, los cuales son cercanos al 60%, específicamente en sistemas basados en energía solar, donde a partir del año 2011 dicha capacidad superó los 100 GW, hasta llegar cerca de los 130 GW en el año 2014.

Según datos y proyecciones de la Agencia Internacional de Energía Renovable (IRENA por sus siglas en inglés), en su hoja de ruta global (Global Energy Transformation, A Roadmap to 2050), para lograr las metas y objetivos del Acuerdo de París, específicamente la tarea de limitar el incremento de la temperatura global por debajo de los 2 °C, es necesario un incremento de al menos 6 veces más rápido en desarrollo e implementación de energías

renovables en comparación con el estado actual, impulsando la transformación energética global. Esta ruta global apunta a una distribución de 73% - 27% para energías no renovables - renovables, bajo las políticas actuales, mientras que para lograr la meta antes mencionada la distribución debe ser cercana al 34% - 66%, es decir que las energías renovables suministren cerca de dos tercios de la energía primaria total (Figura 6) (7).

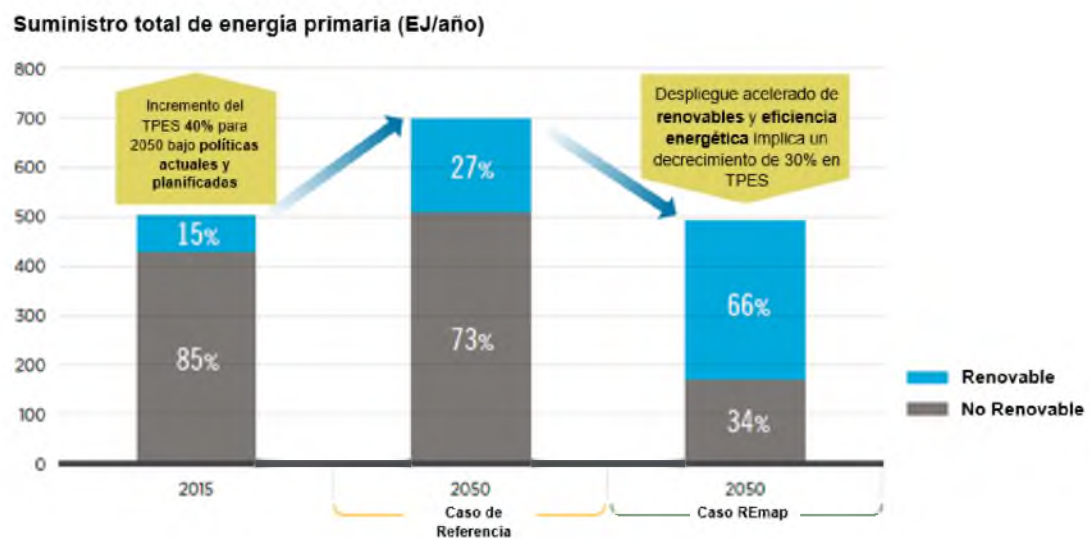


Figura 6. Proyecciones de crecimiento de las energías renovables para el año 2050 (7).

1.3. Estado de la matriz energética en Costa Rica

Para el año 2015, la capacidad instalada del sistema eléctrico de Costa Rica fue de 3 068 MW, cuya distribución se muestra en la Figura 7.

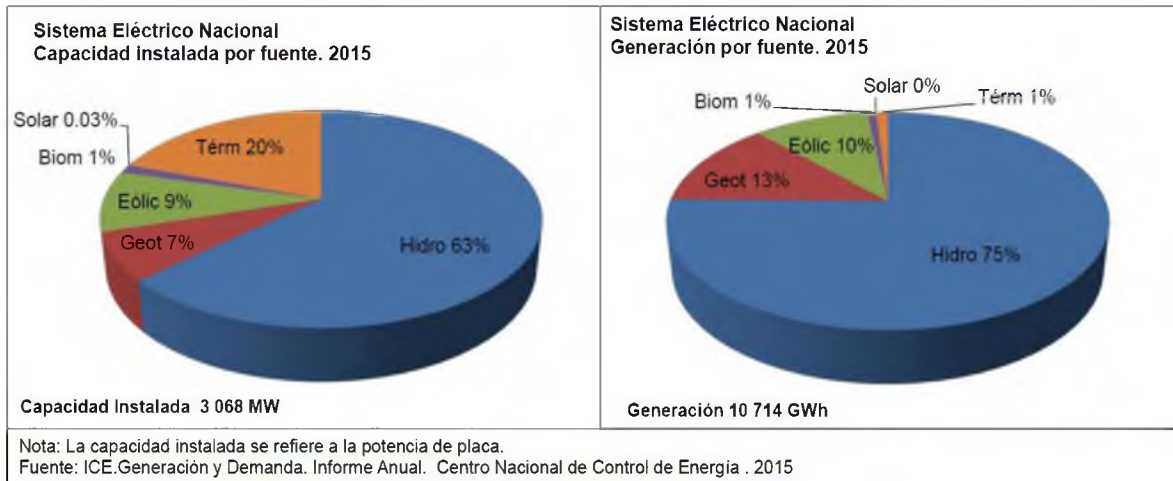


Figura 7. Capacidad instalada y generación por fuente (8).

1.4. Energías renovables: Radiación solar

Una de las preocupaciones de muchos sectores a través de los años es la limitante en el uso de recursos energéticos, debida a su costo y consecuencias ambientales. Sistemas de aprovechamiento de radiación solar, debido a la gran cantidad de energía solar recibida en el planeta Tierra, se han convertido en un sector con gran popularidad y potencial (9). Los sistemas generadores solares, por medio de distintos procesos, representan una solución efectiva para suplir gran parte de la demanda energética mundial, aunque la conversión de energía solar a electricidad es más costosa que los métodos convencionales. Por eso la importancia de estudiar y diseñar sistemas eléctricos solares viables económicamente (10).

1.6.2. Radiación solar en Costa Rica

Respecto al potencial real de energía solar en nuestro país, considerando los 51 000 km² de territorio, el potencial energético solar es cerca de 2 600 veces la energía consumida durante un año. Dentro de las aplicaciones que se han desarrollado para aprovechar este recurso energético se encuentran calentadores de agua, deshidratadores para productos y desechos agrícolas, destiladores de agua, cocinas solares y generación de electricidad, todas estas dentro de una escala de pequeña a mediana (11). Para visualizar el potencial energético solar que posee Costa Rica, la Figura 8 muestra la irradiancia horizontal global (GHI por sus siglas en inglés) en nuestro país, la cual se define como la radiación solar total sobre una superficie horizontal. GHI es la suma de la radiación difusa (incluye reflexiones desde la superficie, que depende del albedo) incidente sobre una superficie horizontal más la irradiancia directa normal (flujo de la radiación del haz a través de un plano perpendicular a la dirección del sol) proyectada sobre un plano horizontal (12).



Figura 8. Irradiación horizontal global (GHI por sus siglas en inglés) en Costa Rica (13).

Es así como proyectos de colección solar para la producción eléctrica poseen un gran potencial en Costa Rica, principalmente en las zonas del Pacífico Norte, Central y Sur y sitios del Valle Central, como Alajuela, Cartago y San José, donde se presentan valores promedio máximos anuales de 2 190 kWh/m² en sitios de la provincia de Guanacaste.

1.5. Planteamiento del problema

A pesar de las muchas ventajas asociadas con las energías renovables, estas presentan un problema per se asociado a su dependencia de las condiciones ambientales, por ende estas fuentes no pueden suministrar energía de forma continua debido a su incertidumbre y naturaleza intermitente. Una forma de aminorar este problema es el segundo nivel de integración, en el cual dos o más fuentes renovables y/o no renovables de energía son unificadas, conocido como sistema híbrido (14) (15). Para el caso de la energía solar, a pesar de la gran cantidad de radiación entrante en nuestro planeta, su naturaleza de flujo inestable y baja densidad provoca que sea difícil de recolectar, convertir y almacenar, haciendo necesario integrar estos sistemas a través de sistemas híbridos con otras tecnologías de aprovechamiento energético (16).

Con la premisa anterior, es como nace el interés de proponer esta investigación, la cual está enfocada en uno de los componentes más importantes dentro de los sistemas de energía solar concentrada (CSP por sus siglas en inglés): el receptor.

A partir de un absorbente con trayectoria de flujo espiral disponible, mostrado en la Figura 9, se propone el diseño de un sistema aislante y protección alrededor del absorbente, con el fin de disminuir las pérdidas de calor del sistema hacia el entorno, procurando un aumento en la eficiencia de transferencia de calor entre el receptor y el fluido de trabajo.

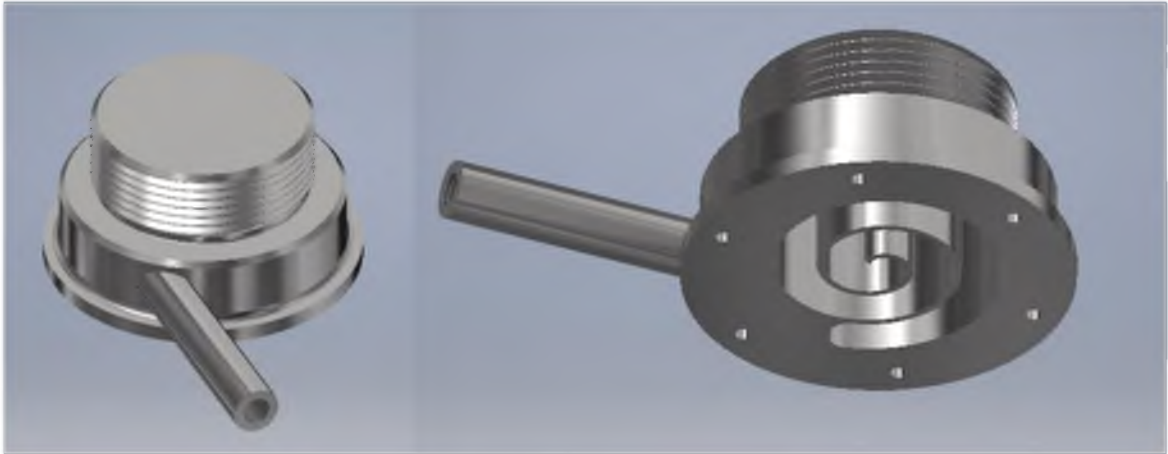


Figura 9. Absorbente con trayectoria de flujo espiral.

El propósito del diseño de este receptor solar es evaluar teóricamente su comportamiento térmico y dinámico, por medio de la herramienta de simulación *ANSYS Fluent*, además de su integración con un sistema de digestión anaeróbica termofílica, generando un sistema híbrido solar – bioreactor. Como caso de estudio se utilizarán datos del biodigestor anaeróbico de la Escuela de Ingeniería de Biosistemas de la Universidad de Costa Rica (UCR) y el Departamento de Ingeniería de Biosistemas de Michigan State University (MSU), el cual está ubicado en la Estación Experimental Agrícola Fabio Baudrit Moreno (EEAFBM), Alajuela, Costa Rica. Este sistema incluye un reactor termofílico de tanque agitado continuo (CSTR por sus siglas en inglés), el cual es alimentado con desechos agrícolas orgánicos y una temperatura de operación de 50 °C para poder llevar a cabo el proceso de digestión anaeróbica termofílica. Producto de este proceso de conversión biológica se obtiene biogás,

el cual está compuesto principalmente de metano (68%), el cual es aprovechado para la generación de electricidad (por medio de generadores de biogás) y/o calor (combustión) (17).

Para lograr alcanzar y mantener esta condición térmica de operación, en el biodigestor se utiliza cierto porcentaje del biogás producido para suministrar la energía perdida al ambiente, provocando una disminución en la eficiencia global del sistema.

Para evitar esta disminución en la eficiencia, y aportar más generación eléctrica, se integra un sistema termodinámico de vapor, el cual permite abastecer las necesidades energéticas (térmica y eléctrica) del sistema de digestión anaeróbica (Figura 10).

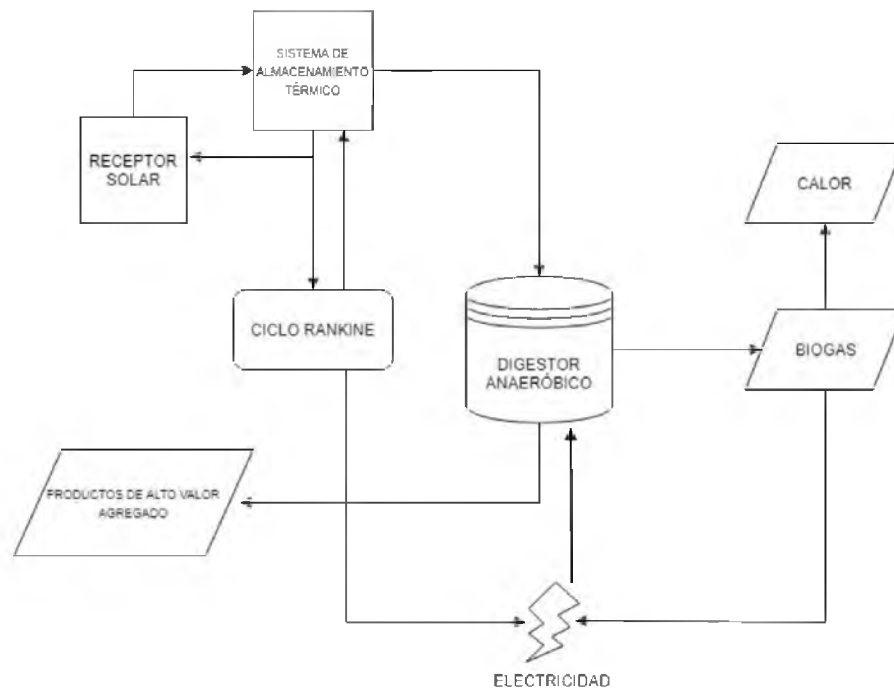


Figura 10. Flujo másico y energético del sistema híbrido solar – biodigestión, configuración propuesta con ciclo de potencia de vapor.

1.6. Objetivos del proyecto

1.6.1. Objetivo general

Considerando el planteamiento del problema anterior, se ha definido el siguiente objetivo para la elaboración del proyecto de graduación:

Analizar el comportamiento térmico y dinámico de un receptor de radiación solar para un sistema de energía solar concentrada como elemento de transferencia de calor, con el uso de dinámica de fluidos computacional.

1.6.2. Objetivos específicos

1. Diseñar un receptor del tipo cavidad de radiación solar concentrada como parte de un sistema de energía solar concentrada.
2. Determinar las condiciones y parámetros ideales para la convergencia de la simulación y optimización del mallado de elementos finitos del modelo.
3. Evaluar el comportamiento térmico y eficiencia de transferencia de calor del receptor diseñado al fluido de trabajo (aire y aceite sintético), con el uso de dinámica de fluidos computacional para la utilización de dos flujos másicos.
4. Cuantificar y evaluar la calidad energética final del fluido de trabajo para su uso en un ciclo termodinámico de Rankine para la generación de energía eléctrica.

CAPÍTULO 2. ESTADO DEL ARTE

2.1. Principios básicos de la dinámica de fluidos computacional

Existen tres métodos generales que pueden ser utilizados para resolver problemas de mecánica de fluidos y transferencia de calor: 1) Experimental, 2) Teórico y 3) Computacional. Para el caso de la aproximación computacional, existe un número limitado de suposiciones que pueden ser realizadas con el uso de computadoras de alta velocidad de procesamiento para resolver las ecuaciones que gobiernan la dinámica de fluidos (18). En general el proceso de CFD consiste en tres procesos, mostrados en la Figura 11, los cuales son interdependientes (19).



Figura 11. Proceso de la dinámica de fluidos computacional (19).

Las ecuaciones de Navier-Stokes (N-S), las cuales se refieren a las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía, son usadas para la modelación de una gran cantidad de fenómenos, desde el flujo del viento en huracanes, turbomáquinas, aviones, hasta la sangre en arterias, agua en bombas o compresores. El flujo de fluidos está gobernado

por estas ecuaciones de N-S, las cuales son ecuaciones diferenciales parciales no lineales de segundo orden con cuatro variables independientes, además en general los flujos son inestables y tridimensionales (20).

Las leyes de conservación del flujo de fluidos y sus fenómenos de transferencia pueden ser matemáticamente formuladas siguiendo la descripción Lagrangiana o Euleriana. Para el primer caso, el fluido es subdividido en paquetes de fluido donde cada uno es seguido a medida que se mueve a través del espacio y tiempo, y etiquetado usando un campo de posición vectorial independiente del tiempo. La línea de ruta descrita por los paquetes de fluido es obtenida por las posiciones ocupadas en distintos tiempos. El enfoque Euleriano se enfoca en la localización específica en la región de flujo a través del tiempo, además las variables de flujo son funciones de la posición y tiempo (20).

La tasa de cambio de una variable de campo $\phi(t, \vec{x}(t))$, la cual puede representar la densidad, velocidad, temperatura, entre otros parámetros puede representarse por medio de un escalar o vector, ya sea respecto a una posición fija en el espacio (derivada Euleriana, $\frac{\partial \phi}{\partial t}$) o siguiendo un paquete de fluido (derivada Lagrangiana, substancial o material, $\frac{D\phi}{Dt}$). Esta derivada Lagrangiana es aplicada para todas las variables independientes a través de la trayectoria del fluido, y se representa de forma general como (20):

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial \phi}{\partial t} \frac{dt}{dt} + \frac{\partial \phi}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial \phi}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial \phi}{\partial z} \frac{dz}{dt} = \frac{\partial \phi}{\partial t} + u \frac{\partial \phi}{\partial x} + v \frac{\partial \phi}{\partial y} + w \frac{\partial \phi}{\partial z} = \frac{\partial \phi}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \phi \quad [1]$$

Donde:

$\frac{D\phi}{Dt}$ es la derivada Lagrangiana de la variable de campo $\phi(t, \vec{x}(t))$.

$\vec{v} = u\hat{i} + v\hat{j} + w\hat{k}$ es el vector de velocidad.

∇ es el operador gradiente o tensor.

Desde el punto de vista Euleriano, la ecuación [1] es igual a la suma de la tasa de cambio local y convectiva de la variable ϕ , y que se puede visualizar según la Figura 12.

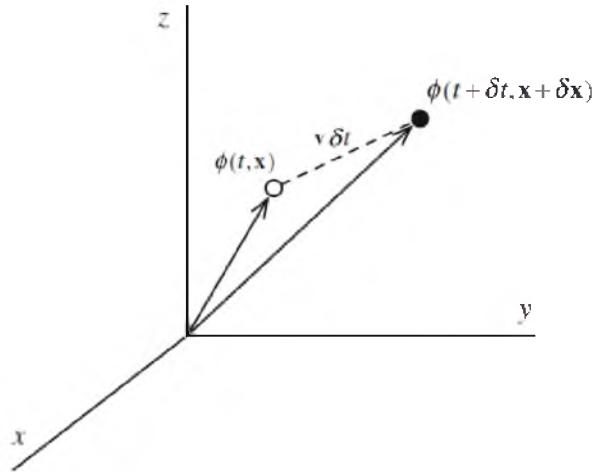


Figura 12. Tasa de cambio total de la variable de campo ϕ entre el tiempo t y $t + \delta t$ (20).

Este enfoque Euleriano está basado en el análisis a nivel de sistema (volumen de control) y no a nivel de partícula. Además para poder expresar las leyes de conservación desde el punto de vista Euleriano, es necesario conocer la equivalencia en forma integral de un volumen de fluido en movimiento, lo cual es posible realizar por medio del teorema de transporte de

Reynolds. Para derivar matemáticamente este teorema, se supone que B es cualquier propiedad del fluido (masa, momento, energía, etc) y que $b = \frac{dB}{dm}$ es el valor específico de la propiedad B , es decir la cantidad de B por unidad de masa, para cualquier elemento pequeño de fluido. El teorema de transporte de Reynolds puede ser expresado como (20):

$$\left(\frac{dB}{dt}\right)_{MV} = \frac{d}{dt} \left(\int b\rho dV \right) + \int b\rho \vec{v}_r \cdot \vec{n} dS \quad [2]$$

Donde:

ρ es la densidad del fluido.

\vec{n} denota la superficie exterior normal al volumen de control.

$\vec{v}_r(t, \vec{x})$ es la velocidad relativa en la cual el fluido entra/sale del volumen de control, y está definida como: $\vec{v}_r(t, \vec{x}) = \vec{v}(t, \vec{x}) - \vec{v}_s(t, \vec{x})$, donde $\vec{v}_s(t, \vec{x})$ es la velocidad de la superficie deformable del volumen de control, $\vec{v}(t, \vec{x})$ es el vector de velocidad del fluido.

Para el caso de un volumen de control fijo, se tiene que: $\vec{v}_s = 0$ y la geometría es independiente del tiempo, por lo que el término dependiente del tiempo en la ecuación [2] puede ser escrito como:

$$\frac{d}{dt} \left(\int b\rho dV \right) = \int \frac{\partial}{\partial t} (b\rho) dV \quad [3]$$

Es así como la ecuación [2] se puede simplificar como:

$$\left(\frac{dB}{dt}\right)_{MV} = \int \frac{\partial}{\partial t}(b\rho)dV + \int b\rho\vec{v} \cdot \vec{n} dS \quad [4]$$

Aplicando el teorema de divergencia para la transformación de las integrales de superficie a integrales volumétricas a la ecuación [4], se tiene:

$$\left(\frac{dB}{dt}\right)_{MV} = \int \left[\frac{\partial}{\partial t}(b\rho) + \nabla \cdot (\rho\vec{v}b) \right] dV \quad [5]$$

La ecuación [5] puede ser utilizada para derivar las leyes de conservación bajo el enfoque Euleriano en regiones fijas.

2.1.1. Principio de conservación de masa (ecuación de continuidad)

En la mecánica de fluidos el uso de volúmenes de control es más conveniente, ya que se tiene la necesidad de relacionar las razones de cambio respecto al tiempo de una propiedad extensiva para un sistema y para un volumen de control, lo cual está expresado por el teorema del transporte de Reynolds, el cual proporciona el vínculo entre los enfoques sistema y volumen de control. Por medio de este teorema se tiene la expresión general para la conservación de masa en su forma integral aplicado a un volumen de control, y viene dado por (21):

$$0 = \int \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int \rho\vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad [6]$$

Para el caso en donde se tienen entradas y salidas definidas adecuadamente, la ecuación [6] puede definirse como (21):

$$\int \frac{\partial \rho}{\partial t} dV = \sum_{ent} \dot{m} - \sum_{sal} \dot{m} \quad [7]$$

En términos físicos, la ecuación [7] representa la razón neta de cambio de masa dentro del volumen de control, que es igual a la razón a la que fluye la masa hacia el volumen de control menos la razón a la que fluye la masa fuera del volumen de control. Para la deducción de la ecuación de continuidad es posible utilizar el teorema de divergencia o el uso de un volumen de control infinitesimal (21).

2.1.2. Conservación de la cantidad de movimiento lineal (Ecuación de Navier-Stokes)

De forma similar para el caso de la conservación de masa, el uso del teorema de transporte de Reynolds es usado para la obtención de la expresión general para la conservación de la cantidad de movimiento lineal para un volumen de control, definido como (21):

$$\sum \vec{F} = \sum \vec{F}_{cuerpo} + \sum \vec{F}_{superficial} = \int \rho \vec{g} dV + \int \sigma_{ij} \cdot \vec{n} dA = \int \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) dV + \int (\rho \vec{V}) \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad [8]$$

donde:

$\sum \vec{F}_{cuerpo}$ es la sumatoria de las fuerzas que actúan sobre el cuerpo en el volumen de control.

$\sum \vec{F}_{superficial}$ es la sumatoria de las fuerzas que actúan sobre la superficie de control.

σ_{ij} es el tensor de esfuerzos de segundo orden (consta de componentes normales y cortantes).

Para el caso de flujo con entradas y salidas definidas, se tiene (21):

$$\sum \vec{F} = \sum \vec{F}_{cuerpo} + \sum \vec{F}_{superficial} = \int \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) dV + \sum_{sal} \beta \dot{m} \vec{V} - \sum_{ent} \beta \dot{m} \vec{V} \quad [9]$$

donde:

β es el factor de corrección de flujo de cantidad de movimiento.

\dot{m} es el flujo másico a través del volumen de control.

Desde el punto de vista físico, la fuerza total que actúa sobre el volumen de control es igual a la razón a la que cambia la cantidad de movimiento dentro del volumen de control más la razón a la que sale el flujo de cantidad de movimiento del volumen de control menos la razón a la que entra el flujo de cantidad de movimiento al volumen de control. Existen tres métodos para la deducción de la conservación del movimiento lineal, ya sea con el uso del teorema de divergencia, uso de un volumen de control infinitesimal y el uso de la segunda Ley de Newton (21).

Para el caso de fluidos newtonianos, los cuales se definen como aquellos fluidos para los que el esfuerzo de corte es linealmente proporcional a la razón de deformación por corte (por ejemplo gases como el aire y líquidos como el agua y compuestos a base de aceite), de viscosidad constante y los fluidos incompresibles (densidad constante), la relación matemática que gobierna este tipo de fluidos es la ecuación de N-S, definida como (21):

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla}P + \rho\vec{g} + \mu\nabla^2\vec{V} \quad [10]$$

Donde:

P es la presión hidrostática.

μ es la viscosidad dinámica.

∇^2 es el operador laplaciano, definido como (21):

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad [11]$$

Esta ecuación se expande para formar sistemas de ecuaciones en función del tipo de sistema coordinado elegido, y es donde a partir del cual la dinámica de fluidos computacional resuelve numéricamente de forma simultánea las ecuaciones de continuidad y de N-S para el flujo de fluidos.

2.1.3. Conservación de energía

La primera ley de la termodinámica es el principio utilizado para la deducción de la ecuación de energía. Aplicado a un volumen de control, ningún cambio en el tiempo de la energía total dentro del volumen es causado por la razón del trabajo de las fuerzas que actúan dentro del volumen ni por el flujo de calor dentro de este volumen, así la energía total se define como (22):

$$E = e + \frac{|\vec{v}|^2}{2} = e + \frac{u^2 + v^2 + \omega^2}{2} \quad [12]$$

donde:

E es la energía total por unidad de masa del fluido.

e es la energía interna por unidad de masa del fluido.

$|\vec{v}|^2/2$ es la energía cinética por unidad de masa del fluido.

En este caso, la cantidad que se conserva es la energía total por unidad de masa, por lo que la variación en el tiempo dentro del volumen de control se puede expresar como (22):

$$\frac{\partial}{\partial t} \int \rho E \, d\Omega \quad [13]$$

donde:

ρ es la densidad del fluido.

$d\Omega$ es un volumen infinitesimal del volumen de control Ω .

Para el caso del flujo de convección su contribución se expresa de forma integral de superficie como (22):

$$-\oint \rho E (\vec{v} \cdot \vec{n}) \, dS \quad [14]$$

Otro aspecto a considerar en la deducción del principio de conservación de energía es el flujo de difusión, el cual representa una parte del flujo de calor dentro del volumen de control, y se expresa como (22):

$$\vec{F}_D = -\kappa \nabla T \quad [15]$$

donde:

κ es el coeficiente de conductividad térmica.

T es la temperatura estática absoluta.

La otra parte del flujo de calor neto dentro del volumen de control consiste en la energía debido a la absorción, emisión de radiación o emisión por reacciones químicas, las cuales se definen por medio de fuentes volumétricas, definida como (22):

$$Q_V = \rho \vec{f}_e \cdot \vec{v} + \dot{q}_h \quad [16]$$

donde:

\vec{f}_e es la razón de trabajo realizado por las fuerzas del cuerpo.

\dot{q}_h es la razón en el tiempo de transferencia de calor por unidad de masa.

El último término en la conservación de la energía son las fuentes de superficie, las cuales corresponden a la razón de trabajo realizado por la presión, esfuerzo de cortante y normales del elemento de fluido, y viene definido como (22):

$$\vec{Q}_S = -p\vec{v} + \bar{\tau} \cdot \vec{v} \quad [17]$$

donde:

p es el componente isotrópico de presión.

$\bar{\tau}$ es el tensor de esfuerzo viscoso.

Con estos términos anteriores es posible definir la ecuación de energía como (22):

$$\frac{\partial}{\partial t} \int \rho E \, d\Omega + \oint \rho E (\vec{v} \cdot \vec{n}) \, dS = \oint \kappa (\nabla T \cdot \vec{n}) \, dS + \int (\rho \vec{f}_e \cdot \vec{v} + q_h) \, d\Omega - \oint p (\vec{v} \cdot \vec{n}) \, dS + \oint (\bar{\tau} \cdot \vec{v}) \cdot \vec{n} \, dS \quad [18]$$

2.1.4. Métodos de discretización

Existen distintos modelos de flujo específico o también llamados métodos de discretización, utilizados en los programas de CFD. Uno de los más comunes es el método de volumen finito (FVM por sus siglas en inglés), el cual es una técnica numérica que transforma las ecuaciones diferenciales parciales de los principios de conservación en expresiones algebraicas discretas sobre volúmenes finitos (elementos o celdas). El primer paso en todo proceso de solución es la discretización del dominio geométrico, que consiste en discretizar el dominio en elementos no superpuestos (una región superpuesta es aquella cuando la misma entidad, ya sea una cara o borde es miembro de más de una zona de contacto o cuando múltiples regiones de contacto comparten la misma geometría) o volúmenes finitos. Posteriormente las ecuaciones diferenciales parciales son transformadas en ecuaciones algebraicas integrando cada una

sobre el elemento discreto, y donde este sistema de ecuaciones es resuelto para cada una de las variables (20).

La solución numérica de una ecuación diferencial parcial consiste en encontrar los valores de la variable dependiente en puntos específicos (nodos), logrando crear una distribución sobre el dominio bajo estudio. Estos nodos son generalmente ubicados en los centroides o vértices de las celdas, dependiendo del procedimiento de discretización utilizado (20). La Figura 13 muestra el proceso de discretización en la dinámica de fluidos computacional.

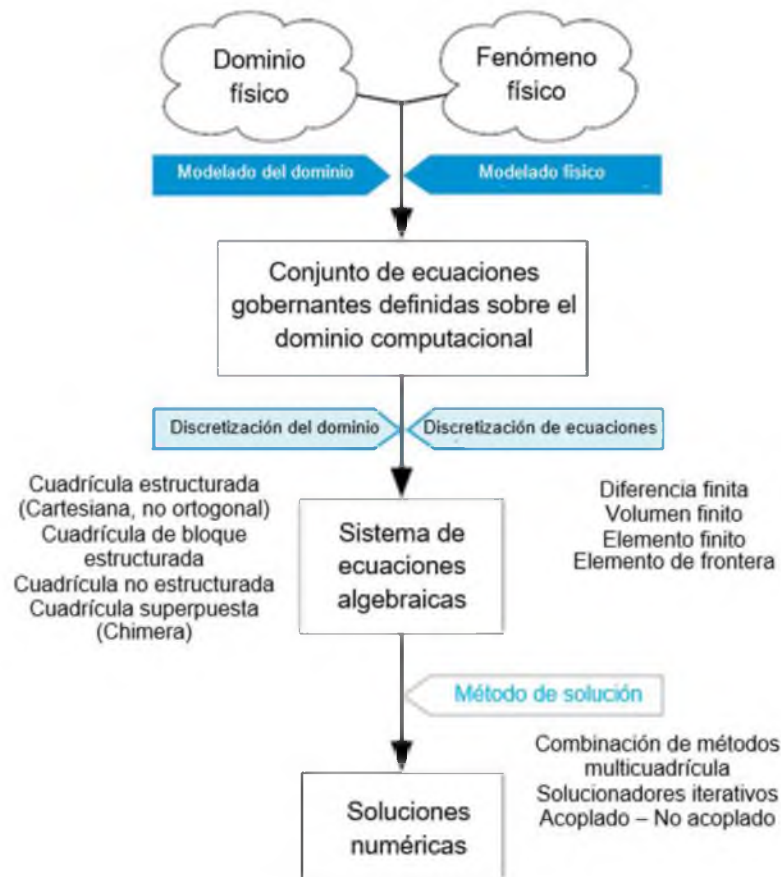


Figura 13. Diagrama del proceso de discretización (20).

El otro proceso es la discretización de las ecuaciones, este conjunto de ecuaciones algebraicas son ensambladas dentro de una matriz global donde los vectores pueden ser expresados como:

$$\vec{A}[T] = \vec{b} \quad [19]$$

Donde:

T es la variable desconocida definida para cada elemento interior y en la frontera del dominio.

Este proceso produce una relación algebraica que conecta el valor de una variable de un elemento a los valores de la misma variable a los elementos vecinos. Para el método de volúmenes finitos, la discretización de la ecuación se lleva a cabo en dos etapas, la primera consiste en integrar la ecuación diferencial sobre el volumen de control o celda para obtener una ecuación semi discretizada, y la segunda es aproximar la variación de la variable dependiente entre los elementos a través de perfiles impuestos para obtener la forma discretizada final. Como es de esperar, conforme el número de elementos incrementa, la solución de las ecuaciones discretizadas se acerca a la solución exacta de las correspondientes ecuaciones diferenciales, esto debido a que conforme los elementos se encuentran más cercanos entre sí, los cambios entre elementos vecinos de la variable dependiente son menores (20). Un ejemplo del proceso de discretización utilizando el método de volúmenes finitos se muestra en la Figura 14, en la cual se considera la ecuación de energía para el volumen de control C.

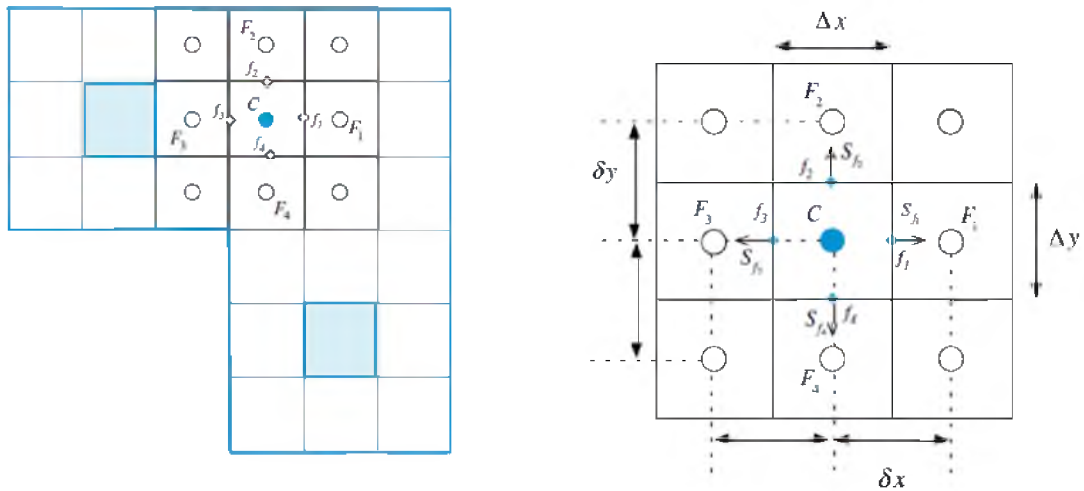


Figura 14. Ejemplo del proceso de discretización con el método de volúmenes finitos (20).

Las técnicas para resolver los sistemas de ecuaciones algebraicas son independientes del método de discretización, y se pueden clasificar de forma general en el método directo o iterativo. En el caso del método directo, se utiliza un algoritmo complejo para obtener el conjunto de coeficientes de la solución, sin embargo este método es poco usado en la dinámica de fluidos computacional por su alto costo computacional y de almacenamiento. Para el método iterativo se utiliza la técnica de adivinar y corregir, lo que produce gradualmente mejorar la solución estimada resolviendo repetidamente el sistema discretizado de ecuaciones (20).

2.1.5. Modelos de turbulencia

La turbulencia es el área de la dinámica de fluidos más retadora y a la vez el factor más limitante en la simulación de fluidos en ingeniería. Dado que los problemas de turbulencia involucran ecuaciones no lineales complejas, una comprensión aproximada de la solución es suficiente, por medio de métodos numéricos de las ecuaciones de Navier-Stokes para todas las escalas de turbulencia.

La escogencia del modelo de turbulencia adecuado para el sistema depende de factores como el comportamiento físico que abarca el flujo, el nivel de exactitud necesario, los recursos computacionales disponibles y tiempo de simulación. Considerando el esfuerzo computacional, a medida que aumenta el número de ecuaciones de transporte a resolver, es necesario mayor tiempo computacional, siendo el modelo *Spalart-Allmaras* el de menor necesidad computacional (1 ecuación de turbulencia); para el caso del modelo *k-epsilon* y *k-omega* es necesario resolver dos ecuaciones de transporte de turbulencia, por lo que aumenta su necesidad de procesamiento computacional y tiempo de simulación. De igual forma para los demás modelos, donde por ejemplo para el caso del modelo de estrés de Reynolds (RSM por sus siglas en inglés) (7 ecuaciones de turbulencia), el incremento en tiempo computacional es de un 50-60% en comparación con los dos modelos antes mencionados (23).

Otro aspecto a considerar de la turbulencia es su relación con el mallado del sistema, ya que existe una fuerte interacción entre el flujo promedio y la turbulencia, provocando que los resultados numéricos aproximados sean más susceptibles a la dependencia del mallado en

comparación con flujos laminares. Por esta razón es recomendable resolver con mallados suficientemente finos las regiones donde el flujo promedio sufre cambios rápidos (23).

Osborne Reynolds propuso el concepto de ecuaciones de Navier-Stokes promedio de Reynolds (RANS por sus siglas en inglés), lo que reduce significativamente la complejidad de simulación de flujos turbulentos, y son formuladas en términos del tiempo promedio del campo de flujo (campo de velocidad, presión, densidad y temperatura). Al realizar esta simplificación se adiciona el término tensor de esfuerzo de Reynolds debido a la no linealidad de los términos en las ecuaciones Navier-Stokes. Los modelos que usan el concepto RANS si son seleccionados de forma adecuada, ofrecen un balance adecuado entre los recursos computacionales actuales y la exactitud necesaria a nivel de aplicaciones industriales (24). Esta aproximación descompone las ecuaciones de Navier-Stokes en componentes promedio (conjunto promediado o tiempo promediado) y componentes fluctuantes, expresados como: $\phi = \bar{\phi} + \phi'$, donde ϕ representa una cantidad escalar como presión, energía o concentración de especies. Sustituyendo expresiones de esta forma para las variables del flujo en las ecuaciones de continuidad y momento, se obtienen las ecuaciones RANS, descritas por (25):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad [20]$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad [21]$$

Donde:

$-\rho \overline{u'_i u'_j}$: es el término de tensiones de Reynolds, el cual requiere ser apropiadamente modelado, donde el método más común es por medio de la hipótesis de Boussinesq, expresado como (25):

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad [22]$$

La Figura 15 muestra el concepto de ecuaciones de Navier-Stokes promedio de Reynolds (RANS por sus siglas en inglés).

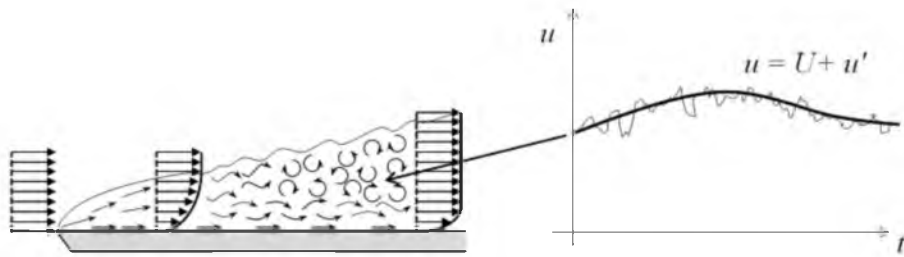


Figura 15. Principio del modelo RANS (26).

Esta hipótesis es utilizada en los modelos *Spalart-Allmaras*, $k - \varepsilon$ y $k - \omega$. La ventaja de esta aproximación es el bajo costo computacional asociado con la viscosidad turbulenta μ_t . En el caso de los modelos $k - \varepsilon$ y $k - \omega$ dos ecuaciones de transporte adicionales son resueltas:

- a) Ecuación para la energía cinética de turbulencia, k

b) Ecuación de tasa de disipación de turbulencia, ε o la ecuación de tasa de disipación específica, ω .

La viscosidad turbulenta μ_t es calculada como función de k y ε o como función de k y ω (25).

Específicamente para el caso del modelo $k - \varepsilon$ estándar, se tiene la resolución de dos ecuaciones de transporte separadas, las que permiten la determinación del largo de turbulencia y escala de tiempo. Este modelo fue propuesto por Launder y Spalding (1972), el cual ha sido caracterizado como un modelo robusto, económico y de precisión razonable para una gran cantidad de rangos de flujo, es por esta razón su gran popularidad en la modelación industrial y transferencia de calor. Este modelo está basado en ecuaciones de transporte para la energía cinética de turbulencia (k), derivada de la ecuación exacta, y su tasa de disipación (ε), la cual es obtenida utilizando razonamiento físico y tiene poca semejanza con su contraparte matemáticamente exacta (25). Para el caso específico del modelo $k - \varepsilon$ Realizable, propuesto por Shih et al. (1995), existen dos diferencias significativas respecto al modelo $k - \varepsilon$ estándar, la primera es respecto a la formulación de la viscosidad turbulenta, y la segunda es que la tasa de disipación, ε , ha sido derivada de una ecuación exacta para el transporte de la fluctuación cuadrática media de la vorticidad. Según estudios iniciales, este modelo muestra mejores rendimientos que los demás modelos $k - \varepsilon$ y sus validaciones para flujos separados y flujos con complejos flujos secundarios (25).

La energía cinética de turbulencia, k es obtenida de la siguiente ecuación de transporte (25):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad [23]$$

Donde:

G_k representa la generación de la energía cinética de turbulencia debido a los gradientes promedio de velocidad.

G_b es la generación de la energía cinética de turbulencia debido a la flotabilidad.

Y_M representa la contribución de la dilatación fluctuante en turbulencia compresible sobre la tasa de disipación.

σ_k es el número de turbulencia Prandtl para k .

S_k es el término fuente definidos por el usuario.

Mientras que la tasa de disipación, ε , es obtenida de (25):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad [24]$$

Donde:

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad [25]$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad [26]$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad [27]$$

Donde:

G_b es la generación de la energía cinética de turbulencia debido a la flotabilidad.

C_2 y $C_{1\varepsilon}$ son constantes del modelo.

σ_ε es el número de turbulencia Prandtl para ε .

S_ε es el término fuente definidos por el usuario.

Este modelo ha sido extensamente validado para una gran variedad de flujos, incluyendo flujos homogéneos rotativos, flujos libres, en canal y flujos separados (25).

La modelación de la viscosidad turbulenta es calculada por medio de (25):

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad [28]$$

Donde:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad [29]$$

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad [30]$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \quad [31]$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\tilde{\Omega}_{ij}} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \quad [32]$$

Donde:

$\overline{\Omega_{ij}}$ es el tensor de tasa de rotación promedio visto desde un marco de referencia móvil con una velocidad angular ω_k .

Las constantes del modelo están dadas por (25):

$$A_0 = 4.04, A_s = \sqrt{6} \cos \phi \quad [33]$$

Donde:

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6} W) \quad [34]$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3} \quad [35]$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad [36]$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad [37]$$

Las otras constantes del modelo han sido establecidas para asegurar que el modelo funciona adecuadamente para ciertos flujos canónicos (los cuales son los tres flujos turbulentos de pared limitada: flujo turbulento de gradiente de presión cero de capa límite (ZPG TBL por sus siglas en inglés), flujo turbulento de tubería (TP por sus siglas en inglés) y flujo de canal/ducto (TCh por sus siglas en inglés) (27)), las cuales están definidas como (25):

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_2 = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.2 \quad [38]$$

La generación de la energía cinética de turbulencia debido a los gradientes promedio de velocidad está dada por (25):

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad [39]$$

La generación de la energía cinética de turbulencia debido a la flotabilidad, está definida como (25):

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad [40]$$

Donde:

Pr_t es el número de turbulencia de Prandtl para la energía. Para este caso: $Pr_t = 0.85$.

g_i es la componente vectorial gravitacional en la dirección i th.

β es el coeficiente de expansión térmica, definido como (25):

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad [41]$$

En *ANSYS Fluent*, $C_{3\varepsilon}$ es determinado con la siguiente expresión (25):

$$C_{3\varepsilon} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right| \quad [42]$$

Donde:

v es la componente de la velocidad del flujo paralela al vector gravitacional.

u es la componente de la velocidad del flujo perpendicular al vector gravitacional.

Para el caso de la contribución de la dilatación fluctuante en turbulencia compresible sobre la tasa de disipación, está definida como (25):

$$Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2 \quad [43]$$

Donde:

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad [44]$$

Donde:

a es la velocidad del sonido, $a \equiv \sqrt{\gamma RT}$.

Para el caso de la modelación de la ecuación de energía, la ecuación de transporte de calor turbulento es dado por (25):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i(\tau_{ij})_{eff}\right) + S_h \quad [45]$$

Donde:

E es la energía total.

k_{eff} es la conductividad térmica efectiva.

$(\tau_{ij})_{eff}$ es el tensor de esfuerzo desviatorio, definido como (25):

$$(\tau_{ij})_{eff} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad [46]$$

La conductividad térmica efectiva es dada por (25):

$$k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad [47]$$

Donde:

k es la conductividad térmica.

2.2. Aplicación de la dinámica de fluidos computacional en sistemas térmicos solares

Actualmente existe una necesidad de acelerar el desarrollo de tecnologías energéticas avanzadas, con el fin de promover el llamado “diseño verde”, que son tecnologías que promueven las energías limpias, renovables y de desarrollo sostenible. A nivel de desarrollo de software uno de estos avances tecnológicos es la creación de códigos comerciales de dinámica de fluidos computacional, que permite predecir el comportamiento del flujo de fluidos, la transferencia de calor, cambios de fase, reacciones químicas, movimientos mecánicos, esfuerzos y deformaciones de estructuras sólidas. En el ámbito de las energías renovables, el uso de la radiación solar representa una alternativa viable y que debe ser analizada para su implementación. Un caso específico de este vínculo es el uso de CFD y

tecnologías de radiación solar concentrada, permitiendo analizar y predecir el comportamiento térmico y fluido-dinámico de distintos componentes de estos sistemas. Es así como el análisis por medio de CFD representa un complemento *ex ante* para pruebas experimentales, reduciendo el esfuerzo de diseño, construcción y adquisición de datos (28).

El uso de CFD refuerza la modelación física y técnicas experimentales, permitiendo una mirada detallada al comportamiento de los patrones de flujo, incluyendo procesos físicos complejos como la turbulencia, transferencia de masa y calor y flujos multifase, además de permitir el análisis de casos extremos del modelo bajo estudio (28).

Dentro de las aplicaciones que pueden brindar los códigos de CFD está la optimización de componentes dentro de los sistemas de aprovechamiento de energía solar, como por ejemplo los receptos solares, en los cuales su eficiencia de absorción energética tiene una gran influencia en la eficiencia global. Esta optimización abarca desde modificaciones en partes del receptor, materiales de construcción, fluidos de trabajo a utilizar, condiciones de frontera iniciales, costo e impacto ambiental. Además es posible evaluar distribución de temperatura, velocidad y presión en el dominio seleccionado (28).

2.3. Principios de transferencia de calor

El calor está definido como la forma de energía que puede ser transferida de un sistema a otro producto de una diferencia de temperatura. Esta transferencia puede realizarse por medio de tres métodos bien definidos:

- a) Conducción: transferencia de energía producto de la energía contenida en las partículas de sustancias adyacentes, siempre que exista un diferencial de temperatura. Este método está en función del diferencial de temperatura, área de transferencia de calor y espesor de la capa, expresado de forma diferencial como (29):

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad [48]$$

Donde:

k es la conductividad térmica del material (W/m K).

A es el área de transferencia de calor (m²).

La ecuación [48] es también conocida como la Ley de Fourier de la conducción de calor.

- b) Convección: este método de transferencia de calor se presenta entre una superficie sólida y un fluido, ya sea líquida o gaseosa, la cual está en movimiento. Este método considera los efectos de la conducción y movimiento de fluidos, dando como resultado una relación directamente proporcional entre la razón de transferencia y la rapidez del movimiento del fluido. Una forma de expresar la transferencia por convección es por medio de la Ley de Newton del enfriamiento, dada por (29):

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad [49]$$

Donde:

h es el coeficiente de transferencia de calor por convección ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$).

A_s es el área superficial a través de la cual se da la transferencia de calor por convección (m^2).

T_s es la temperatura de la superficie ($^{\circ}\text{C}$).

T_{∞} es la temperatura del fluido suficientemente alejado de la superficie ($^{\circ}\text{C}$).

Para el caso del coeficiente de transferencia de calor, se modela el receptor solar como un cilindro vertical, el cual puede tratarse como una placa vertical si cumple la siguiente condición (29):

$$D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}} \quad [50]$$

Donde:

D es el diámetro del cilindro (m).

L es la longitud del cilindro (m).

Gr_L es el número de Grashof, el cual se define como (29):

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})L_c^3}{\nu^2} \quad [51]$$

Donde:

g es la aceleración de gravedad: $g = 9,81 \text{ m}/\text{s}^2$

β es el coeficiente de expansión volumétrica, definido como: $\beta = \frac{1}{T_f}$; donde, T_f es la

temperatura de película, defina como: $T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$

T_s es la temperatura de superficie del cilindro ($^{\circ}\text{C}$).

T_∞ es la temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$).

L_c es la longitud característica (m), que en este caso: $L_c = L$

ν es la viscosidad cinemática del aire a la temperatura promedio (m^2/s).

Con el número de Grashof es posible determinar el número de Rayleigh con la siguiente expresión:

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr \quad [52]$$

Donde:

Pr es el número de Prandtl.

Con el número de Rayleigh es posible determinar el número de Nusselt para una placa vertical, definido como:

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad [53]$$

Y por último, el coeficiente de transferencia de calor por convección es posible determinarlo con el uso de la siguiente expresión:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad [54]$$

Donde:

h es el coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2 K$).

k es la conductividad térmica del aire a la temperatura promedio ($W/m K$).

- c) Radiación: este método de transferencia de energía se da por medio de las ondas electromagnéticas emitidas por la materia, producto de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. Este método no requiere la presencia de un medio para llevar a cabo la transferencia de energía, es decir puede darse en el espacio vacío. La tasa de calor por radiación dada entre dos superficies a distinta temperatura, se expresa como (29):

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon\sigma A_s(T_s^4 - T_{alred}^4) \quad [55]$$

Donde:

ε es la emisividad de la superficie.

σ es la constante de *Stefan-Boltzmann*, cuyo valor es: $\sigma = 5.76 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$

A_s es el área superficial a través de la cual se da la transferencia de calor por radiación (m^2).

T_s es la temperatura de la superficie (K).

T_{alred} es la temperatura de la superficie circundante (K).

Estos tres mecanismos de transferencia de calor no pueden existir simultáneamente en un solo medio, pueden presentarse casos en los cuales dos mecanismos actúan sobre un medio como máximo, como se ejemplifica en la Figura 16.

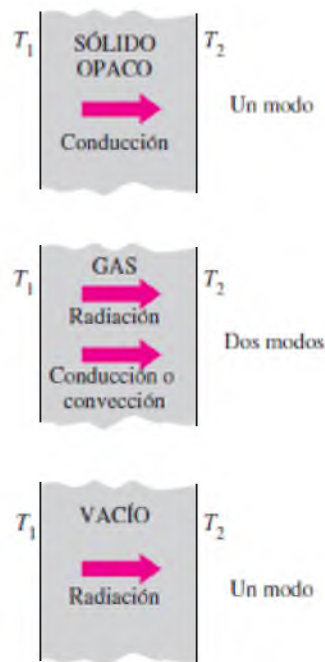


Figura 16. Mecanismos de transferencia de calor en un medio de forma simultánea (29).

2.4. Sistemas de energía solar concentrada

La radiación solar es la fuente energética más grande disponible, sin embargo la producción de electricidad de esta fuente representa una pequeña fracción del porcentaje total de

consumo energético mundial. Existen dos categorías principales de tecnologías para este propósito: sistemas fotovoltaicos y sistemas de energía solar concentrada (30). Esta última tecnología concentra la luz solar usando componentes refractores (comúnmente espejos o lentes) hacia un receptor, el cual transfiere dicha energía a un fluido de trabajo, provocando un aumento en la entalpía del fluido. Luego este fluido es utilizado en componentes generadores de electricidad (turbinas y generadores) por medio de ciclos convencionales de potencia termodinámica (ciclo de Rankine o Brayton), o también para el uso en reacciones termoquímicas (4). Este método se ilustra de forma general en la Figura 17.

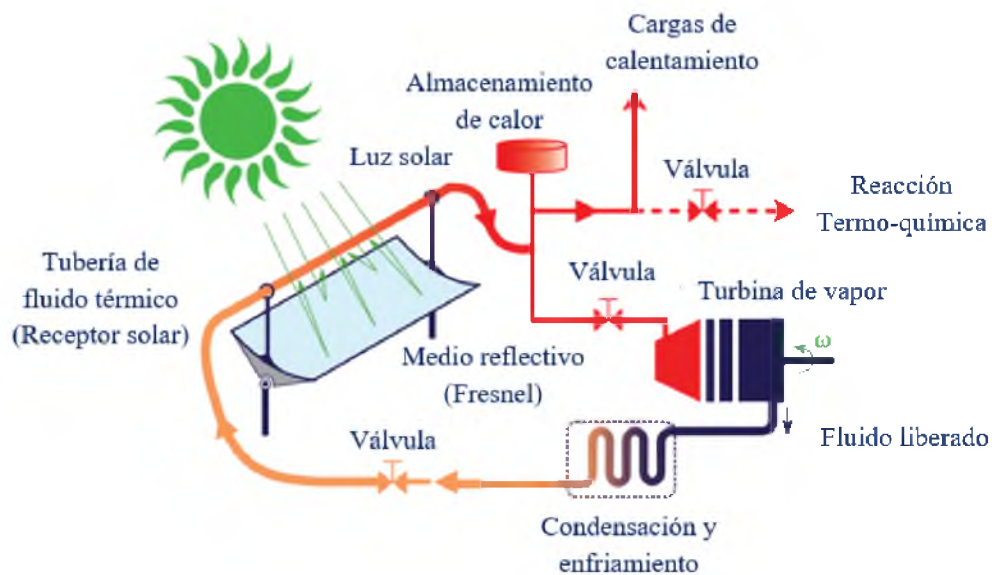


Figura 17. Diagrama de flujo típico para un sistema CSP (4).

Dentro de los sistemas CSP existe una categoría llamada sistema concentrado de punto focal, el cual utiliza un lente refractor tipo Fresnel cuyas características ópticas (superficie

constituida de pequeños surcos) permiten concentrar la luz solar en un punto focal (Figura 18), el cual es direccionado hacia un receptor que absorbe la energía radiante concentrada (Figura 19), para luego introducir el proceso de generación de electricidad mencionado anteriormente. De forma general, la concentración de radiación solar entrante es el principio fundamental para obtener altas temperaturas, lo que a su vez proporciona energía térmica de alta calidad para la operación de los ciclos termodinámicos convencionales (4).

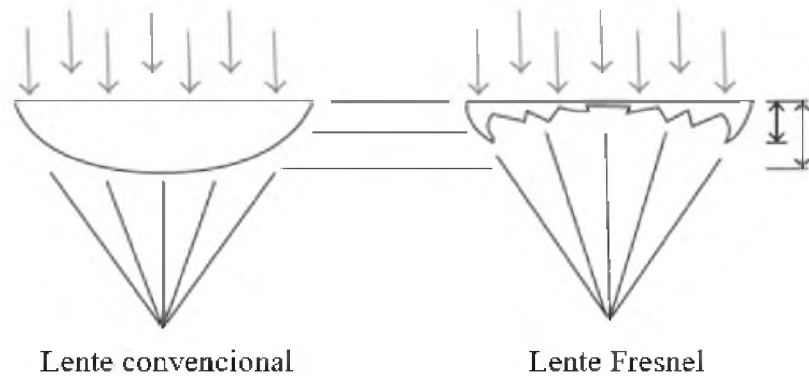


Figura 18. Lente convencional y tipo Fresnel (9).

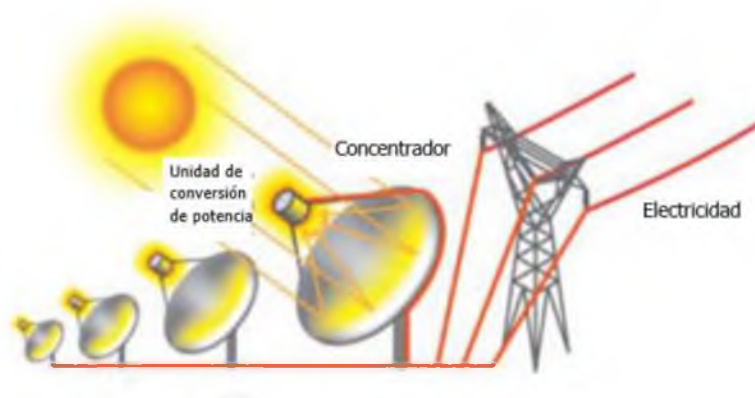


Figura 19. Diagrama del sistema CSP de punto focal (31).

Respecto a los componentes dentro de los sistemas de energía solar concentrada, el receptor es un elemento central y crucial dentro de la cadena de conversión energética, el cual decreta la eficiencia de la conversión de radiación solar a calor. El diseño del receptor está en función del tipo de colector solar, además el fluido de trabajo es forzado a circular dentro de la estructura para transportar el calor transferido, que en ciertos diseños la temperatura puede exceder los 1000 °C (4), y llevar dicha carga térmica a un sistema de generación de energía eléctrica. Para elevar la eficiencia de conversión de radiación solar a calor sensible, la superficie absorbente se debe caracterizar por bajos niveles de reflectividad y alta absorción (15). Para iniciar el diseño del receptor se deben establecer ciertos parámetros preliminares, como la aplicación del sistema CSP, la temperatura de operación, el fluido de trabajo a través del receptor (intercambiador de calor), la densidad de flujo solar máxima permitida, y el requerimiento solar para satisfacer la demanda eléctrica establecida, por medio de los ciclos de potencia termodinámicos.

2.4.1. Componentes del sistema de energía solar concentrada

- A. Colector solar: Existen dos categorías en general, la primera incluye colectores estacionales – no concentradores en los cuales una misma área es usada para la intercepción y absorción de la radiación. La segunda categoría son aquellos que poseen un sistema de seguimiento solar, los cuales utilizan elementos ópticos para enfocar la radiación solar en un área pequeña del receptor. Esta segunda categoría de colectores están asociados con altas temperaturas de operación y eficiencias, además

de ser necesario el uso de receptores con pequeñas áreas de superficie para evitar la pérdida de calor por convección. En general existen 4 tipos de colectores solares: (1) colector cilindro parabólico, (2) colector heliostato, (3) colector lineal Fresnel y (4) colector de disco parabólico (30). La Figura 20 muestra estos 4 tipos de colectores.

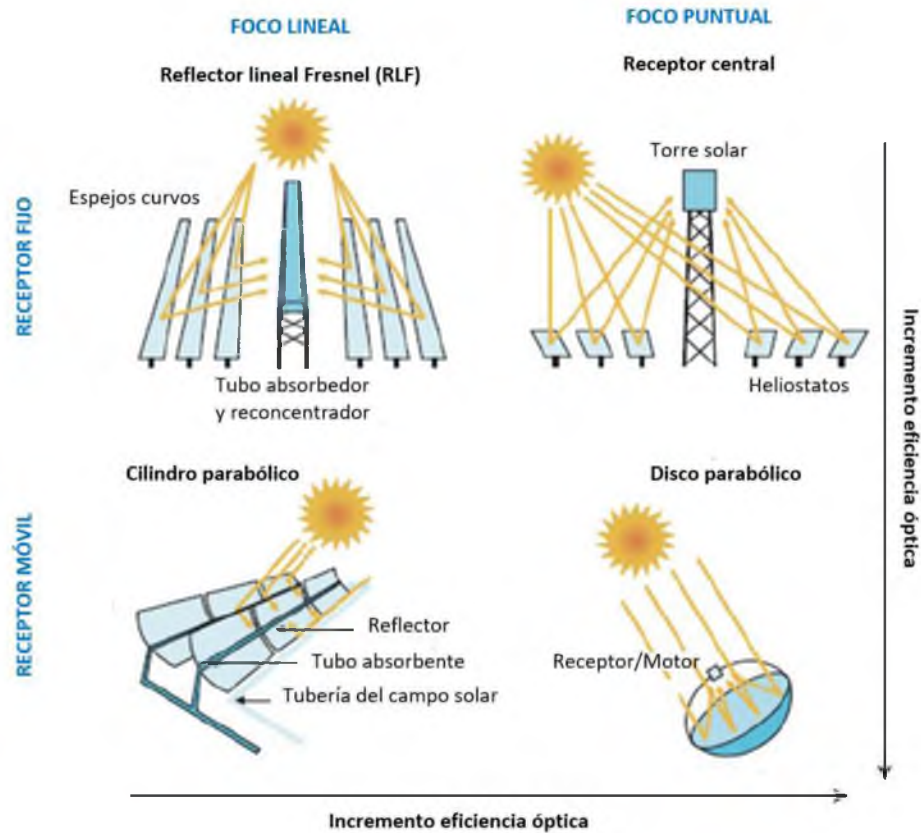


Figura 20. Tipos de colectores solares para sistemas CSP (28).

B. Receptor de radiación solar concentrada: En grandes rasgos, el receptor es un componente esencial en el cual la energía solar concentrada es absorbida y luego transferida a un fluido de trabajo. Este componente es responsable de gran parte de la

eficiencia global de un sistema CSP. Existen receptores solares de concentración media (temperatura cercana a los 400 °C) y concentración alta (temperatura alrededor de 650 - 700 °C) (28).

C. Fluido de transferencia de calor (HTF por sus siglas en inglés): Este es uno de los componentes que dictan el rendimiento general y eficiencia de los sistemas CSP. Además de transferir calor desde el receptor al bloque de generación eléctrica, el fluido de transferencia de calor puede ser almacenado en tanques aislados cuando la luz solar no está disponible. Dentro de las características deseadas de los HTF están: bajo punto de fusión, alto punto de ebullición y estabilidad térmica, baja presión de vapor (< 1 atm) a altas temperaturas, baja corrosión, baja viscosidad, alta conductividad térmica, alta capacidad calorífica para almacenamiento de energía y bajo costo. Estos materiales son clasificados en función de su naturaleza: (1) aire y otros gases, (2) agua/vapor de agua, (3) aceites térmicos, (4) orgánicos, (5) sales fundidas y (6) metales líquidos (32).

D. Sistema de conversión energética: Los sistemas de conversión energética son aquellos que utilizan el calor transportado por el fluido de trabajo hacia un intercambiador de calor, el cual genera que otro fluido de trabajo, generalmente agua, se evapore y sea utilizado en turbomáquinas generadoras de energía eléctrica como turbinas. Lo anterior se lleva a cabo por medio de un ciclo termodinámico, en el cual el agua/vapor de agua es evaporada y condensada repetidamente, como por ejemplo el ciclo de

Rankine en el cual se utiliza una caldera, turbina, condensador y bomba, considerando las pérdidas y eficiencias de los equipos.

2.5. Fundamentos de termodinámica y ciclos de potencia de vapor

Las plantas de potencia con vapor de agua que utilizan como fuente de energía la radiación solar utilizan receptores y concentradores solares, como se muestra en la Figura 21, donde distintas sustancias como sales fundidas, aire o aceite fluyen por el receptor donde es calentada y enviada a un intercambiador de calor para la transferencia de calor a la sustancia utilizada en el ciclo de potencia, generalmente agua (33).

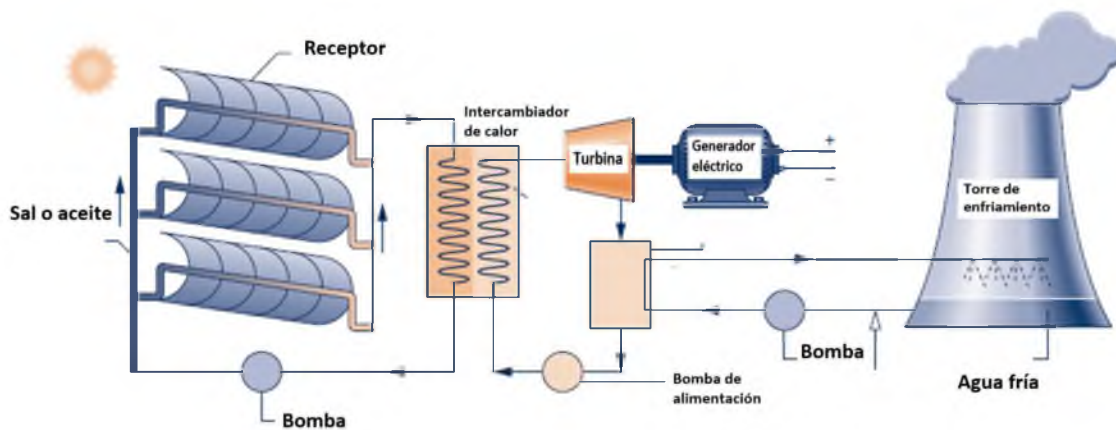


Figura 21. Diagrama general de una planta solar de potencia con vapor (33).

A pesar de que el ciclo de Carnot (Figura 22) es el ciclo más eficiente, no es un modelo apropiado para su implementación en centrales eléctricas que producen energía por medio de

ciclos de potencia. Esto debido que al darse una transferencia de calor isotérmica hacia o desde un sistema de dos fases, la temperatura máxima que puede utilizarse en el ciclo se ve limitada, afectando la eficiencia térmica. De igual forma, al trabajar con un proceso de expansión isentrópica, la calidad del vapor a la entrada de la turbina debe ser baja, es decir, un vapor con alto contenido de humedad, provoca desgaste en los álabes de la turbina por las gotas líquidas. Y por último al presentarse un proceso de compresión isentrópica, la mezcla de líquido y vapor no es práctico manejar en un compresor, ya que es necesario comprimir ambas fases hasta un líquido saturado. En general es por estas razones que no es recomendable utilizar este ciclo ideal en la generación de energía, en cambio ciclos como el ciclo de Rankine o Brayton permiten eliminar muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo de Carnot (34).

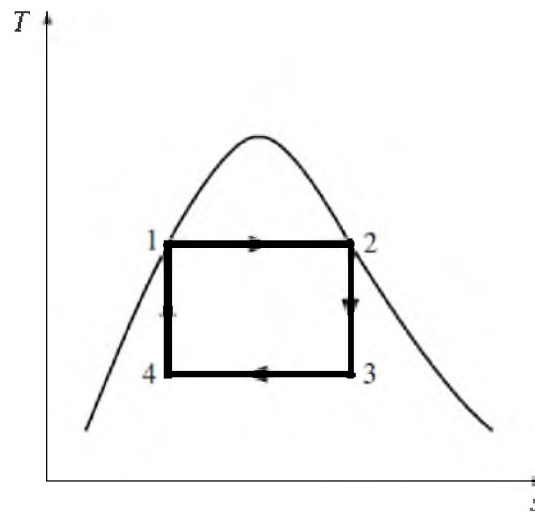


Figura 22. Ciclo de Carnot (34).

El ciclo Rankine es considerado como el ideal para centrales eléctricas de vapor, cuyo diagrama se muestra en la Figura 23. En este caso, todos aquellos aspectos que convierten el ciclo de Carnot impráctico para la generación de energía eléctrica se contrarrestan al utilizar el vapor de agua sobrecalentado en el intercambiador de calor y condensar por completo dicho vapor en el condensador. Tanto la primera como segunda ley de la termodinámica se aplican para el ciclo Rankine (2), además este ciclo está compuesto de cuatro procesos: [1] Compresión isentrópica (entropía constante) en la bomba, [2] Ganancia de calor isobáricamente (presión constante) en la caldera o intercambiador de calor, [3] Expansión isentrópica en la turbina y [4] Rechazo de calor a presión constante en el condensador (34).

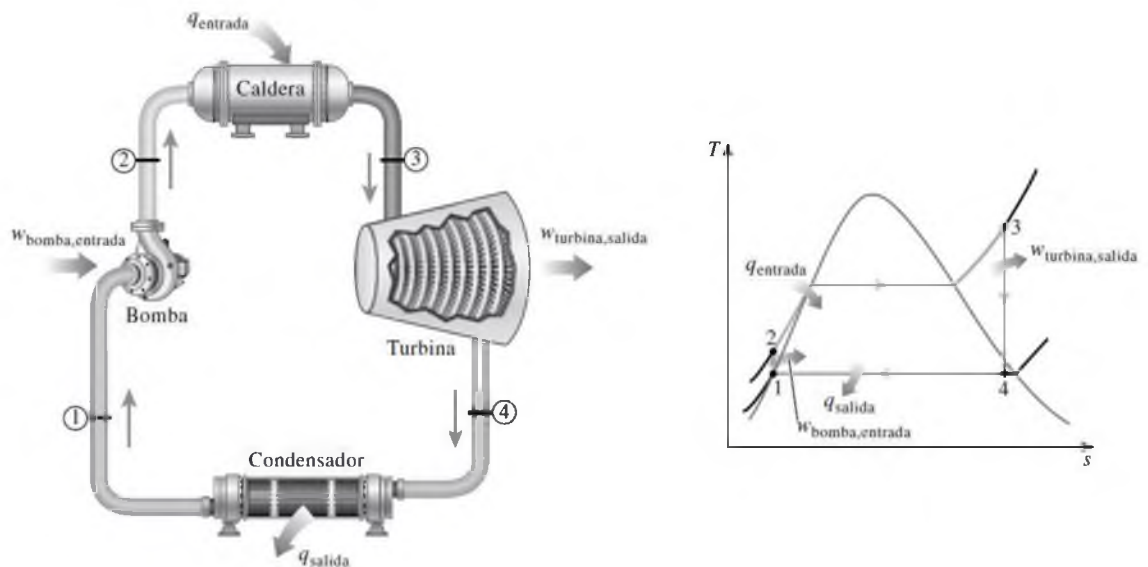


Figura 23. Ciclo de Rankine ideal (34).

Para este caso la energía que provoca el aumento de temperatura en el fluido de trabajo de forma isobáricamente en el intercambiador de calor es la radiación solar concentrada, proveniente de los colectores solares Fresnel.

Es importante señalar que los cuatro componentes involucrados en el ciclo Rankine son dispositivos de flujo estacionario, lo que permite el análisis de los procesos como procesos de flujo estacionario. Además una de las suposiciones usualmente realizadas en los análisis termodinámicos es desprestigiar cambios en la energía cinética y potencial del vapor, debido a su pequeño valor e insignificancia en comparación con el trabajo y transferencia de calor dentro del ciclo. Es así como se puede realizar un balance de energía de flujo estacionario por unidad de masa de vapor, el cual se expresa como (34):

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_{out} - h_{in} \quad [56]$$

Donde:

q es el calor de entrada/salida de calor por unidad de masa de vapor (kJ/kg).

w es el trabajo de entrada/salida por unidad de masa de vapor (kJ/kg).

h es la entalpía de entrada/salida (kJ/kg).

Para el caso específico del intercambiador de calor y el condensador no se tiene trabajo involucrado, por lo que para ambos componentes la conservación de energía se expresa como:

Bomba: ($q = 0$)

$$w_{bomba,in} = h_2 - h_1 = v(P_2 - P_1) \quad [57]$$

Donde:

P_1 es la presión a la entrada de la bomba (kPa).

P_2 es la presión a la salida de la bomba (kPa).

v es el volumen específico del agua (m^3/kg).

Además se tiene que:

$$h_1 = h_{f@P_1} \quad y \quad v \cong v_1 = v_{f@P_1} \quad [58]$$

Caldera: ($w = 0$)

$$q_{caldera,in} = h_3 - h_2 \quad [59]$$

Turbina: ($q = 0$)

$$w_{turb,out} = h_3 - h_4 \quad [60]$$

Condensador: ($w = 0$)

$$q_{cond,out} = h_4 - h_1 \quad [61]$$

Con estas expresiones se puede determinar la eficiencia del ciclo Rankine, la cual se expresa como (34):

$$\eta_{t\acute{e}rmica} = \frac{W_{neto}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \quad [62]$$

Donde:

$$W_{neto} = q_{in} - q_{out} = W_{turb,out} - W_{bomba,in}$$

Esta eficiencia se puede interpretar por medio del diagrama T - s mostrado en la Figura 23, en donde la eficiencia es la relación entre el área bajo la curva del proceso 2-3, la cual representa el calor transferido hacia el agua en el intercambiador de calor, y el área bajo la curva del proceso 4-1, que representa el calor rechazado en el condensador, es decir el área encerrada por el ciclo y el área bajo el proceso de adición de calor.

Para la determinación de las propiedades a la salida de la turbina en el estado 3 (Figura 23), específicamente la entalpía real, se utiliza la relación entre entalpías de entrada y salida y la eficiencia de la turbina, descrita por:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_t/\dot{m}}{(\dot{W}_t/\dot{m})_t} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad [63]$$

Donde:

η_t es la eficiencia de turbina.

\dot{W}_t es el trabajo ofrecido por la turbina (kW).

\dot{m} es el flujo másico de agua (kg/s).

h_3 la entalpía a la entrada de la turbina (kJ/kg).

h_{4s} la entalpía ideal a la salida de la turbina (kJ/kg).

Para el caso de la temperatura, entropía y volumen específico se determinan a partir de interpolación lineal, utilizando tablas termodinámicas.

La entalpía a la entrada de la caldera está definida como:

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = \frac{v_1(P_{2a} - P_1)}{\eta_p} = h_{2a} - h_1 \quad [64]$$

Donde:

\dot{W}_p es el trabajo requerido por la bomba (kW).

\dot{m} es el flujo másico de agua (kg/s).

v_1 el volumen específico del agua saturada a la entrada de la bomba (m³/kg).

P_{2a} y P_1 la presión de salida y entrada de la bomba, respectivamente (kPa).

η_p la eficiencia de la bomba.

h_{2a} la entalpía real a la entrada de la caldera (kJ/kg).

h_1 la entalpía a la entrada de la bomba (kJ/kg).

De igual forma, las demás propiedades para el estado 2 como la temperatura, entropía y volumen específico se determinan a partir de interpolación lineal y tablas termodinámicas.

Con el uso de las entalpías reales de los estados 1, 2, 3 y 4 (Figura 23), el flujo másico de agua (líquido/vapor) necesario para llevar a cabo el ciclo de vapor de Rankine, para la producción constante de trabajo, es definido como la diferencia entre el trabajo ofrecido por la turbina menos el trabajo requerido por la bomba, así se tiene:

$$\dot{W}_{ciclo} = \dot{W}_t - \dot{W}_p = \dot{m}[(h_3 - h_{4a}) - (h_{2a} - h_1)] \quad [65]$$

Con los valores de entalpía a la entrada y salida del condensador (estado 4a y 1, respectivamente) se determina el calor extraído al vapor de agua para su condensación, por medio de la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{sal,condens} = \dot{m}(h_{4a} - h_1)\eta_{condens} \quad [66]$$

Donde:

$\dot{Q}_{out,condens}$ es el calor de rechazo producto del proceso de condensación del vapor de agua (kW).

\dot{m} es el flujo másico de agua (kg/s).

h_{4a} la entalpía real del vapor de agua a la entrada del condensador (kJ/kg).

h_1 la entalpía del agua condensada a la salida del condensador (kJ/kg).

$\eta_{condens}$ la eficiencia del condensador.

La Figura 24 muestra un diagrama simplificado o volumen de control utilizado para el condensador.

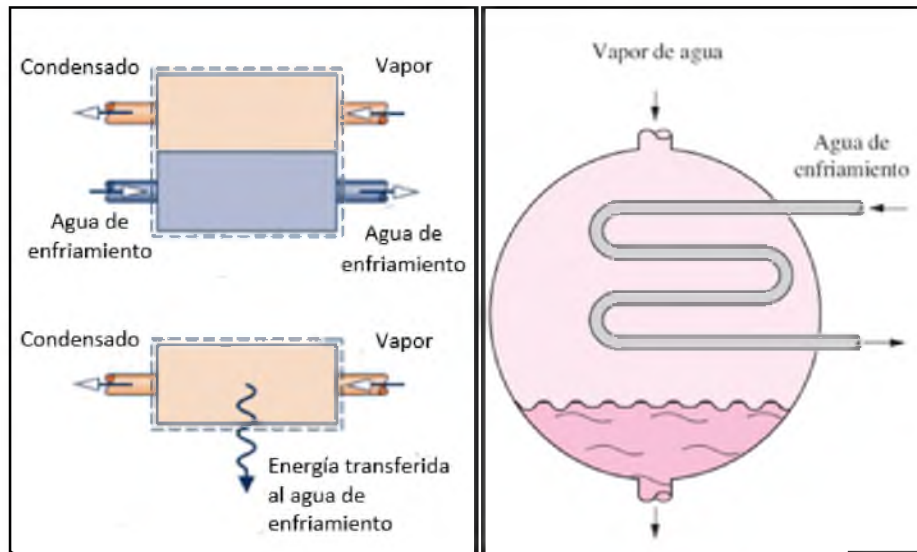


Figura 24. Esquema simplificado del condensador como volumen de control (34).

La determinación del flujo másico de agua necesario para provocar la condensación del vapor de agua se supone una temperatura de entrada y salida del agua de enfriamiento, y a partir de estos valores se determina el calor específico a la temperatura promedio.

$$\dot{m}_{H_2O \text{ enfriamiento}} = \frac{\dot{Q}_{sal,condens}}{C_{p@T_{prom,condens}}(T_{sal,condens} - T_{ent,condens})} \quad [67]$$

Donde:

$\dot{m}_{H_2O \text{ enfriamiento}}$ es el flujo másico de agua de enfriamiento del condensador (kg/s).

$\dot{Q}_{out,condens}$ es el calor de rechazo producto del proceso de condensación del vapor de agua (kW).

$C_{p@T_{prom}}$ es el calor específico del agua a la temperatura promedio entre la temperatura de salida y entrada (kJ/kg K).

T_{sal} es la temperatura de salida del agua de enfriamiento del condensador (°C).

T_{ent} es la temperatura de entrada del agua de enfriamiento al condensador (°C).

El flujo energético de entrada en la caldera necesario para incrementar la temperatura del agua condensada a la salida de la bomba, evaporar hasta el punto de vapor saturado y por último incrementar la temperatura de ese vapor hasta la calidad energética requerida por la turbina, se determina con la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{ent} = \frac{\dot{m}(h_3 - h_{2a})}{\eta_{cald}} \quad [68]$$

Donde:

\dot{Q}_{ent} es el calor necesario de entrada en la caldera (kW).

\dot{m} es el flujo másico de agua (kg/s).

h_3 es la entalpía de salida de la caldera (kJ/kg).

h_{2a} la entalpía de entrada en la caldera (kJ/kg).

η_{cald} es la eficiencia de la caldera.

Existen irreversibilidades asociadas a los componentes del ciclo, como por ejemplo la fricción del fluido que provoca caídas de presión en la caldera, condensador y tuberías, además de pérdidas de calor hacia los alrededores, provocando la necesidad de transferir más calor al vapor en la caldera para compensar estas pérdidas. Todas estas irreversibilidades provoca la disminución de la eficiencia del ciclo. De este modo es necesario analizar el ciclo real de potencia para determinar las exigencias de energía reales del ciclo en la producción de energía eléctrica (34), el cual es mostrado en la Figura 25.

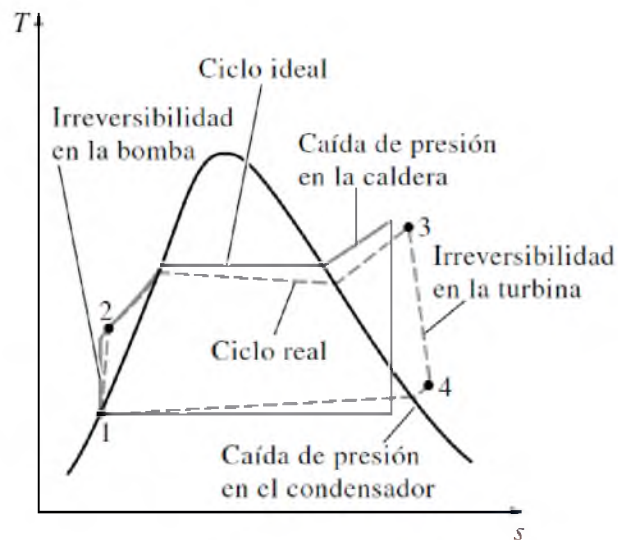


Figura 25. Ciclo ideal y real de Rankine debido a las irreversibilidades (34).

Dentro de las irreversibilidades más importantes están las que se presentan en bombas y turbinas. Para el caso de las bombas, es necesario una entrada de trabajo mayor y para la turbina la cantidad de trabajo producida es menor debido a estas irreversibilidades. Un

método utilizado para el análisis de estas desviaciones es el uso de eficiencias isentrópicas, ya que en condiciones ideales el flujo tiene un comportamiento isentrópico, entonces las desviaciones reales pueden ser comparadas. Estas eficiencias isentrópicas para bombas y turbinas están definidas como (34):

$$\eta_{isentróp,bomba} = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad [69]$$

$$\eta_{isentróp,turb} = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad [70]$$

Donde el subíndice a es para el estado real y s para el caso isentrópico.

Para mejorar el rendimiento de los ciclos en las plantas de vapor para generación eléctrica, se realizan modificaciones en los ciclos como el uso de vapor sobrecalentado. Esta modificación permite mantener la calidad del vapor a un mínimo de 90% a la salida de la turbina, evitando que gotas de líquido en la mezcla líquido-vapor causen daño de erosión a los alabes de turbinas (33).

2.5.1. Análisis de masa y energía de volúmenes de control

Uno de los principios fundamentales de la naturaleza es la conservación de masa, para el cual se considera el principio de conservación de masa para un volumen de control, el cual es la transferencia neta de masa hacia o desde un volumen de control durante un intervalo de tiempo, el cual es igual al cambio neto en la masa total dentro de dicho volumen de control, durante el mismo intervalo de tiempo, el cual es expresado como (34):

$$m_{entrada} - m_{salida} = \Delta m_{VC} \quad [71]$$

Donde:

Δm_{VC} es el cambio en la masa del volumen de control durante el proceso.

La ecuación [71] también es posible expresarla en términos de flujo másico.

Para los casos de flujo estacionario (Figura 26) el principio de conservación de masa es expresado como (34):

$$\sum_{entrada} \dot{m} = \sum_{salida} \dot{m} \quad [72]$$

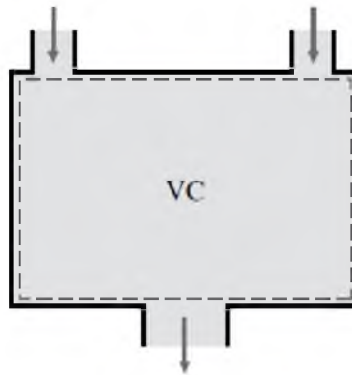


Figura 26. Principio de conservación de masa para un sistema de flujo estacionario (34).

Para el caso con flujos incompresibles, el principio de conservación de masa se puede simplificar a la forma de (34):

$$\sum_{entrada} \dot{v} = \sum_{salida} \dot{v} \quad [73]$$

Para el caso del análisis a nivel energético, durante un proceso de flujo estacionario, el contenido de energía total de un volumen de control permanece constante, provocando que el cambio en la energía total del sistema es cero. Así, la cantidad de energía entrante en todas las formas (calor, trabajo y masa) debe ser igual a la cantidad de energía saliente del volumen de control, lo que se expresa como (34):

$$\dot{Q}_{entrada} + \dot{W}_{entrada} + \sum_{entrada} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_{salida} + \dot{W}_{salida} + \sum_{salida} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad [74]$$

Lo que de forma simplificada se expresa como (34):

$$\dot{E}_{entrada} = \dot{E}_{salida} \quad [75]$$

CAPÍTULO 3. MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. Diseño del receptor de radiación solar concentrada

El receptor dentro de los sistemas de radiación solar concentrada es uno de los componentes más importantes y que va a dictaminar la eficiencia global del sistema. Este componente es el encargado de la conversión foto-termal, en el cual se busca a nivel de diseño que sea absorbida la mayor cantidad posible de radiación solar y transferir dicha energía a un fluido de trabajo como energía termal utilizable (calor sensible). Para este caso, el diseño propuesto consiste en un receptor de tipo cavidad, en el cual se busca reducir pérdidas de transferencia de calor, donde el componente de transferencia de calor espiral es colocado dentro de una cavidad con un sistema aislante. La función de esta cavidad al vacío es disminuir al mínimo las pérdidas por convección y radiación sin bloquear la radiación entrante. Los criterios utilizados para el diseño del receptor solar se muestran en el Cuadro 1. En el diseño de este receptor es importante mencionar que se trata de un modelo para la generación energética a pequeña escala, en magnitud de 1 – 100 kW para su integración como parte de un sistema de energía renovable (segundo nivel de integración), donde sistemas de energía renovable son combinados híbridamente para aumentar la eficiencia global de un sistema/proceso.

Cuadro 1. Criterios de diseño utilizados para el receptor solar

Número	Criterio de diseño	Descripción
1	Aplicación del sistema CSP	Tipo de receptor solar adecuado para su integración en un sistema híbrido de energía renovable y cumplir con la demanda energética de 2kW.
2	Temperatura máxima posible	Alcanzar la temperatura máxima posible en el fluido de trabajo, por debajo de la temperatura máxima de operación, evitando la degradación del fluido.
3	Fluido de trabajo	Fluido de trabajo adecuado con las propiedades dinámicas y térmicas adecuadas para su uso en el sistema de colección solar.
4	Densidad del flujo de radiación solar	Concentración de radiación solar adecuado para incrementar la entalpía del fluido de trabajo.
5	Presión dentro del sistema	Presión permitida por el sistema en función de los materiales utilizados.
6	Eficiencia de transferencia de calor	Balance energético entre la radiación solar concentrada entrante, pérdidas de calor y entalpía de salida del fluido de trabajo.
7	Propiedades térmicas de materiales	Temperatura por debajo del punto de operación recomendada por el fabricante de cada uno de los materiales utilizados.
8	Propiedades ópticas del concentrador secundario	Ángulo de aceptación, altura del concentrador y perfil de parábola.
9	Uso de materiales estandarizados y de fácil acceso	Facilidad de acceso de los materiales a nivel nacional y bajo un estándar internacional.
10	Facilidad de ensamblaje y construcción	Diseño simple que cumpla con los requerimientos de operación.

Para este caso específico, en donde se trabaja con un componente de pequeña área de transferencia de calor, sumado a las pérdidas energéticas asociadas al medio ambiente y variabilidad de la radiación solar, se promueve que el fluido de trabajo permanezca la mayor cantidad de tiempo posible dentro de la estructura absorbente, incrementando de esta forma la entalpía del fluido de trabajo para su posterior uso en un sistema de generación eléctrica.

El diseño del receptor y sus componentes fueron realizados con el uso del software *Autodesk Inventor Professional 2017*.

3.1.1. Componentes del receptor de radiación solar concentrada

El receptor diseñado es del tipo cavidad, el cual consiste en seis componentes principales: [1] un vidrio que permite la transmisión de la radiación solar y mantiene un cierre hermético, [2] una sección volumétrica cercana al vacío, la cual va a permitir a la energía solar calentar la estructura intercambiadora de calor, [3] el intercambiador de calor o absorbente donde el fluido de trabajo circula y es calentado por convección forzada, [4] aislantes alrededor de la estructura, para evitar la pérdida de calor hacia el exterior, [5] un concentrador parabólico secundario, el cual es el sistema óptico encargado de redirigir la radiación hacia la apertura del receptor solar y reducir pérdidas de calor por convección natural y [6] una cámara o estructura protectora de los componentes integrados. El diseño de la geometría del receptor está basado en el intercambiador de calor en forma de espiral, en el cual se fluido de trabajo ingresa y es calentado por la radiación solar concentrada conforme se desplaza desde la parte inferior hasta la tubería de salida lateral. A partir de este componente se realizó el diseño de las demás estructuras.

Para el sistema aislante se modeló la unión entre el absorbente, la sección volumétrica y tubería de entrada y salida como tuberías de diámetro constante, para un total de 5 elementos

aislantes, y a partir del tamaño nominal de tubería y temperatura esperada de trabajo, se selecciona el espesor adecuado de aislante para cubrir dicha tubería.

Para el concentrador parabólico compuesto (CPC por sus siglas en inglés), se realizó la revisión de la teoría óptica de estos concentradores, en la cual se obtuvo tanto desde el punto de vista geométrico como termodinámico, los principales parámetros para el diseño de estos sistemas ópticos, mostrado en el Anexo A. Propiamente para el diseño bidimensional del concentrador parabólico se establecieron dos condiciones iniciales: [1] se utilizó el diámetro del vidrio receptor como dimensión base para el área de absorción del concentrador y [2] se estableció que, por motivos geométricos del receptor solar, el área de entrada de la radiación es el doble del área de absorción.

El diámetro de salida del CPC (ϕ_r) es igual a 100 mm (equivalente al diámetro del vidrio térmico), el cual es la dimensión base para el diseño de este componente. A partir de este valor se determinaron distintos diámetros de entrada del CPC (ϕ_{ent}) (Figura 27) con el uso de un factor de aumento (k), utilizando el intervalo desde $k = 2$ a $k = 30$.

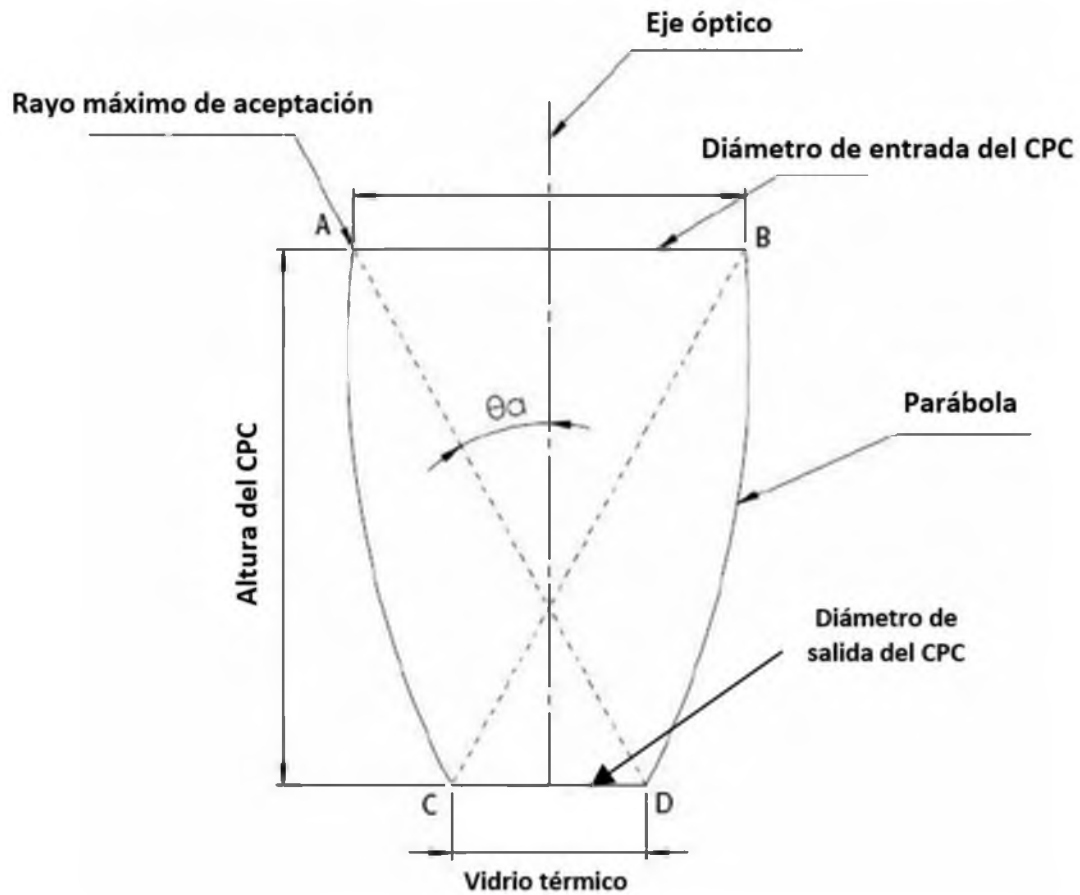


Figura 27. Diagrama base para el diseño de un CPC total.

Determinado el diámetro de entrada y salida ideal, se establece la razón entre la salida y la entrada del concentrador (ϕ_r/ϕ_{ent}). Con esta razón se determinó el ángulo de aceptación (θ_c) con la siguiente relación:

$$\theta_c = \sin^{-1} \left(\frac{A_{entrada}}{A_{receptor}} \right) \quad [76]$$

Donde:

$A_{entrada}$ es el área de entrada de la radiación solar al concentrador (m^2), definida como:

$$A_{entrada} = 0,25\pi\phi_{ent}^2 \quad [77]$$

$A_{receptor}$ es el área de salida de la radiación solar del concentrador (m^2), la cual es equivalente al área del vidrio térmico del receptor solar, definida como:

$$A_{receptor} = 0,25\pi\phi_r^2 \quad [78]$$

Con este ángulo de aceptación se determinó la razón de concentración para el caso de concentradores tridimensionales parabólicos, con el uso de la siguiente relación:

$$C_{3D} = \frac{1}{\sin^2 \theta_c} \quad [79]$$

La distancia focal de la parábola (m) se define como:

$$f = \frac{A_{receptor}}{2} (1 + \sin \theta_c) \quad [80]$$

Por último se determinó la altura total del CPC (m) con el uso de la siguiente relación:

$$h = f \frac{\cos \theta_c}{\sin^2 \theta_c} \quad [81]$$

Es así como se evaluaron reducciones de la altura del CPC desde un 10% hasta un 90% en intervalos de 10%, permitiendo determinar la apertura del concentrador, ángulo de aceptación, razón de concentración y su porcentaje de disminución respecto al CPC total.

El perfil del concentrador parabólico se realiza con el uso de la ecuación general de la parábola, con los resultados obtenidos de la distancia focal y una inclinación igual al ángulo de aceptación. Así el conjunto de ecuaciones paramétricas en coordenadas rectangulares del perfil del concentrador son:

$$x(t) = \sqrt{4ft} + V_x \quad [82]$$

$$y(t) = t + V_y \quad [83]$$

Donde:

V_x y V_y son las coordenadas rectangulares del vértice de la parábola para los ejes x y y , respectivamente.

3.2. Simulación de dinámica de fluidos computacional

Como metodología para la simulación se realizaron pruebas en estado estable en el cual se evaluaron dos flujos máxicos para el aire y aceite sintético, con dos flujos de calor constante sobre la superficie del absorbedor. Estas pruebas tienen como objetivo evaluar la calidad energética del fluido de trabajo a la salida del sistema para su uso en el ciclo termodinámico de Rankine, además de la verificación del estado de cada componente desde el punto de vista térmico. También se analizaron los perfiles de velocidad del fluido dentro del receptor. La Figura 28 esquematiza la línea de acción de las simulaciones a realizar.

La generación de los mallados y simulación fluido-dinámica del receptor solar se realizó con el uso del software de CFD *Fluent* de *ANSYS Workbench*[®] 2019 R2. Las simulaciones se realizaron en un computador HP Inc. de 16 GB de memoria RAM con procesador Intel[®] CORE™ i5. del Instituto de Investigaciones en Ingeniería (INII) y Lenovo[®] de 8 GB de memoria RAM con procesador Intel[®] CORE™ i7.

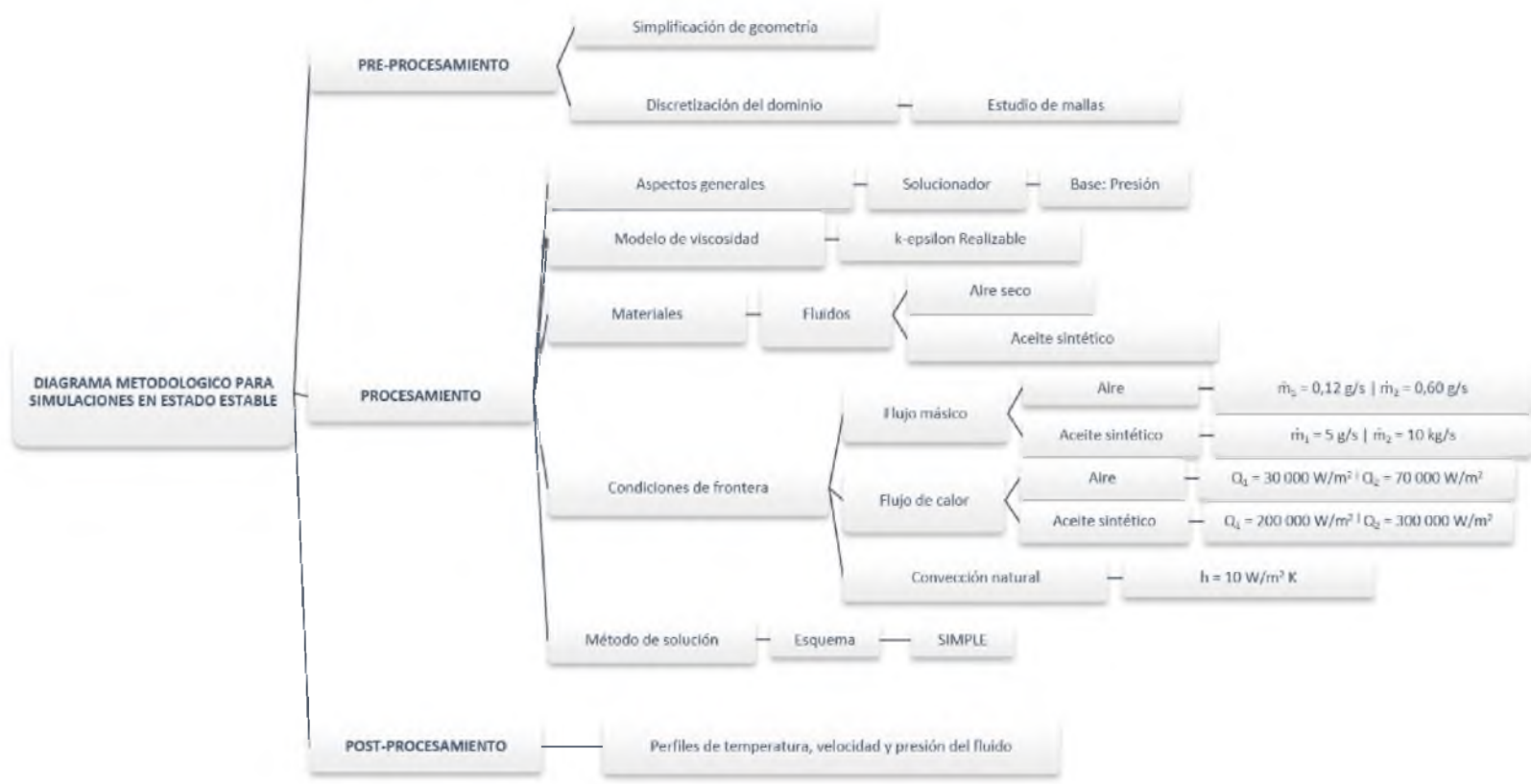


Figura 28. Esquema de la línea de acción de las simulaciones a realizar.

3.2.1. Dominio de trabajo

Como primer paso se realizó la simplificación máxima posible de la geometría del receptor solar respecto de la geometría inicial, esto sin eliminar alguna parte esencial para la simulación. La simplificación se realizó con el software *Autodesk Inventor Professional*[®] 2017, mientras que la revisión de los componentes geométricos y llenado del receptor con el fluido de trabajo se realizó con la herramienta *DesignModeler* de *ANSYS Workbench*[®] 2019 R2. Dentro de los cuerpos eliminados están los pernos y tuercas, agujeros, empaques y ranuras, obteniendo en total 5 cuerpos geométricos generales: [1] exterior, que incluye el CPC y la cámara de protección, [2] el aislante, [3] interior, que considera el intercambiador de calor espiral, la sección volumétrica y los tubos para la conducción del fluido, [4] el vidrio térmico y [5] el fluido de trabajo. La Figura 29 y Figura 30 muestra la geometría simplificada para la simulación y el dimensionamiento del receptor simplificado, respectivamente.

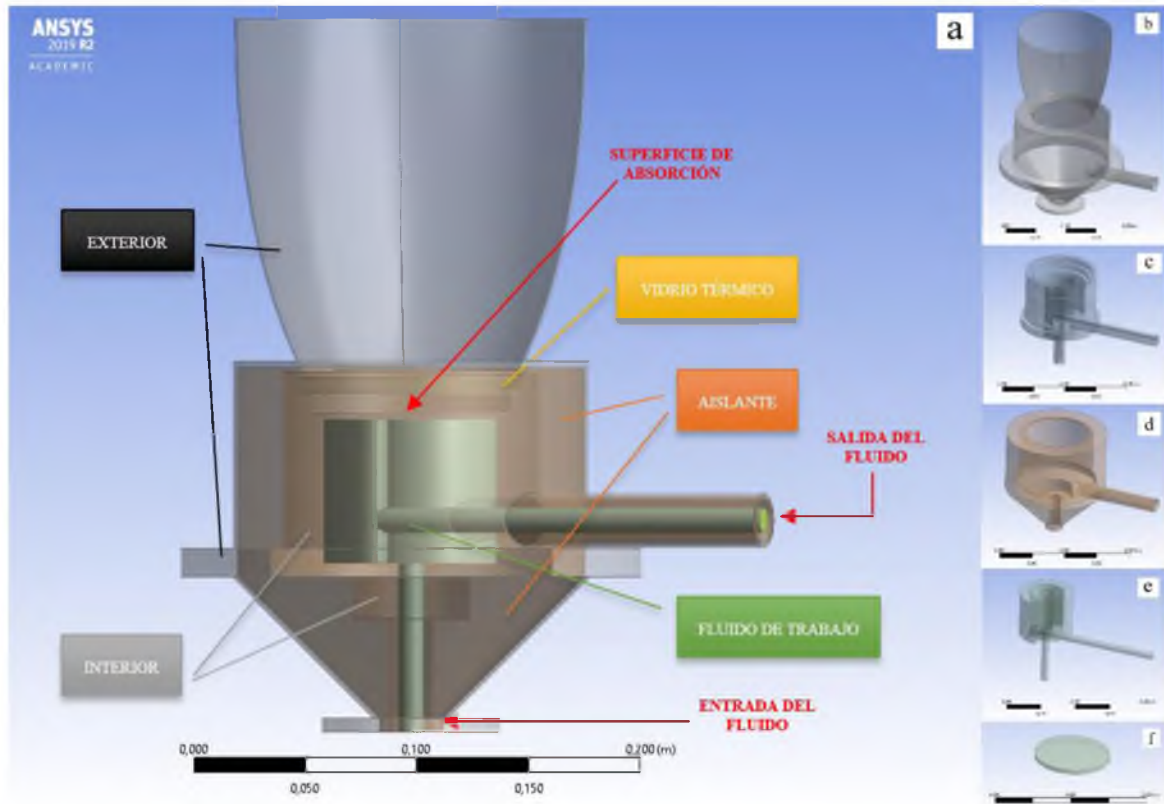


Figura 29. Componentes de la geometría simplificada para simulación CFD. a) Geometría total simplificada; b) Exterior; c) Interior; d) Aislante; e) Fluido; f) Vidrio térmico.

Dimensiones en m.

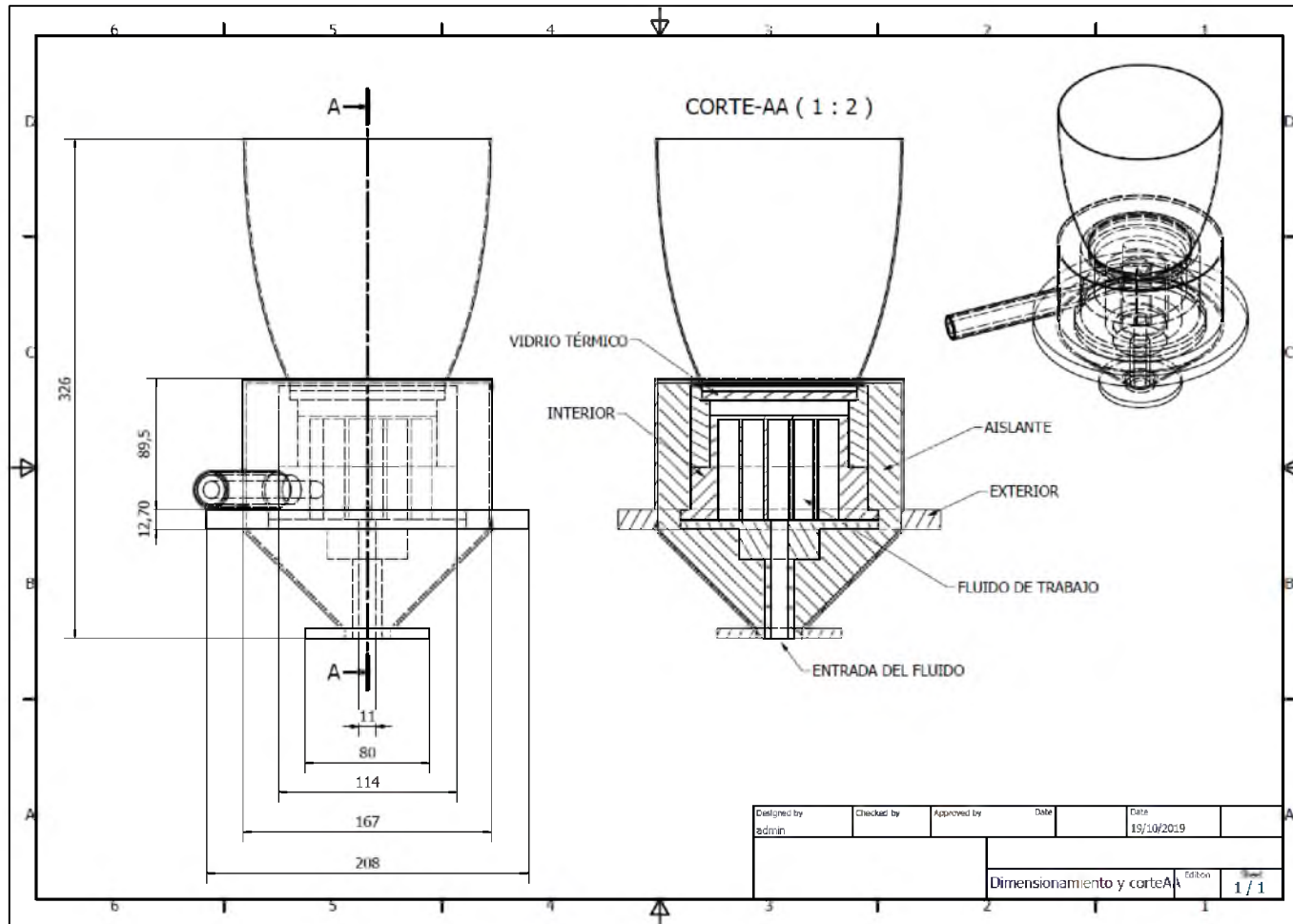


Figura 30. Dimensiones (en mm) y corte transversal del receptor simplificado.

3.2.2. Discretización del dominio

La discretización del dominio está basado en el método de volúmenes finitos, generando mallados tridimensionales de nodos, en los cuales se resuelven los principios de conservación y ecuaciones de transporte para la turbulencia. En los análisis de elementos finitos, los resultados respecto a la densidad del mallado representa un aspecto crítico, por lo que para la determinación de la cantidad de elementos óptimo para la discretización del dominio se realizó un estudio de mallas, el cual consiste en determinar la densidad de elementos finitos para obtener resultados precisos y al mismo tiempo ahorrar tiempo y recurso computacional (proceso de optimización). Sumado a esto, este estudio permite lograr la independencia de la simulación respecto a la discretización, además es un parámetro considerado para la convergencia de los resultados. En este caso se utilizó la herramienta *Meshing* de *ANSYS Workbench*[®] 2019 R2 y se consideró como parámetro de análisis la temperatura de salida del fluido de trabajo, la cual representa la variable de mayor importancia en este estudio.

Se analizaron 12 configuraciones de malla para cada caso planteado, realizando disminuciones del 20% en el tamaño de elemento en una malla respecto a la anterior, iniciando el estudio con el mallado por defecto de la herramienta *Meshing* para las primeras 7 mallas, y para las 4 configuraciones restantes se realizaron disminuciones del 4,6% en el tamaño de elemento. La razón por la cual se llevó a cabo el estudio de malla de esta forma se debe a la restricción en el número de celdas que pueden ser utilizadas en la versión estudiantil de *ANSYS Workbench*[®] 2019 R2 (512 000 celdas), por lo que se ajustó los porcentajes de disminución en el tamaño de elemento para lograr un total de 12

configuraciones de malla. El Cuadro 2 presenta los tamaños y números de elementos para las 12 mallas estudiadas.

Los criterios de calidad del mallado se basó en 3 parámetros: (1) calidad de elemento, (2) oblicuidad y (3) ortogonalidad. Para el caso de la calidad de elemento este criterio es basado en la razón del volumen y longitud de borde de cada elemento, en donde un valor de 1 indica un cubo perfecto, mientras un valor de 0 indica que el elemento tiene un volumen de cero o negativo. La oblicuidad es uno de los criterios más importantes y que determina que tan cerca está una cara o celda de su equivalente ideal (triángulo equilátero o cuadrilátero equiangular), donde el rango de valores va desde 0 (oblicuidad perfecta) hasta 1 (oblicuidad deficiente). El último criterio es la ortogonalidad, el cual indica la calidad de transiciones entre elementos y es calculado por medio de vectores sobre el elemento, y su rango de valores es de 0 a 1, donde 0 indica la peor ortogonalidad, mientras que un valor de 1 la mejor ortogonalidad. Estos tres criterios de calidad se obtienen del software al activar las estadísticas del mallado. La Figura 31 presenta los rangos de calidad para los tres criterios utilizados.

Cuadro 2. Tamaño y número de elementos para el estudio de malla

Número de malla	Porcentaje de disminución (%)	Tamaño de elemento (m)	Número de elementos
1	Malla por defecto	$2,3100 \times 10^{-2}$	252 854
2		$1,8480 \times 10^{-2}$	253 477
3		$1,4784 \times 10^{-2}$	254 627
4		$1,1827 \times 10^{-2}$	258 037
5	20	$9,4618 \times 10^{-3}$	266 177
6		$7,5694 \times 10^{-3}$	284 128
7		$6,0555 \times 10^{-3}$	323 790
8		$4,8444 \times 10^{-3}$	397 479
9		$4,6216 \times 10^{-3}$	421 903
10	4,6	$4,4090 \times 10^{-3}$	448 375
11		$4,2062 \times 10^{-3}$	477 320
12		$4,0127 \times 10^{-3}$	511 406

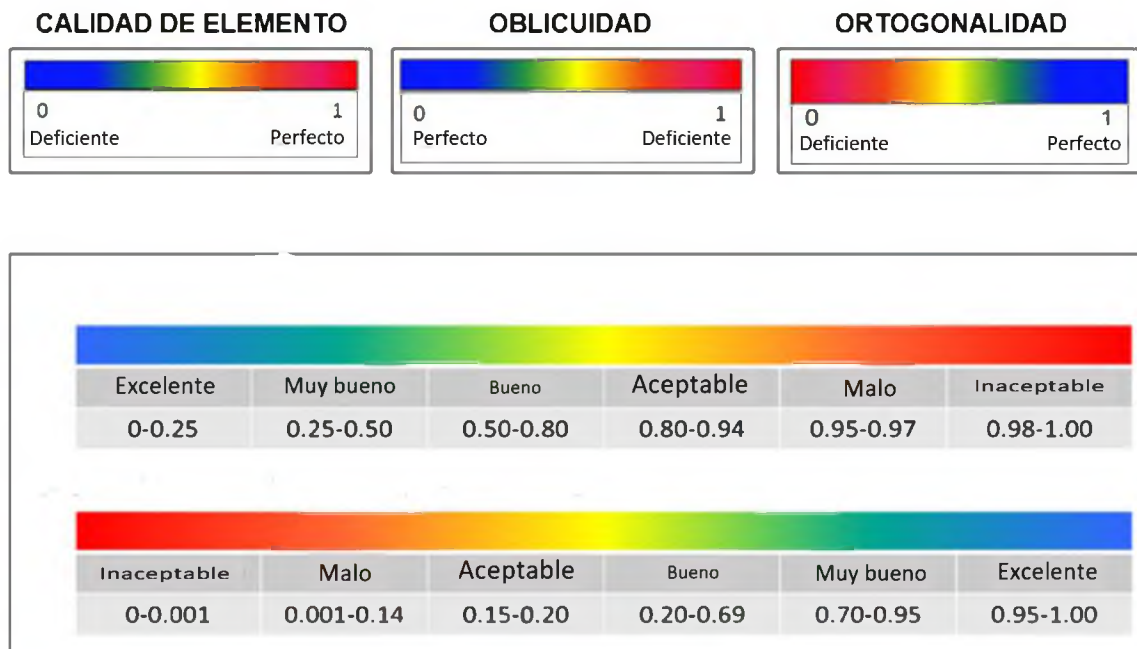


Figura 31. Espectros de calidad de malla para los criterios utilizados (35).

3.2.3. Modelos físicos

Los modelos físicos activados para esta simulación son el modelo de energía y el modelo de turbulencia, donde se implementó el modelo de turbulencia $k - \varepsilon$ *Realizable*, con un tratamiento de pared *Standard Wall Functions* en todos los escenarios propuestos. Este modelo utiliza el concepto *RANS* ofreciendo un balance adecuado entre los recursos computacionales disponibles y la exactitud necesaria a nivel de ingeniería.

3.2.4. Caracterización de materiales

Tanto el aire seco como el aceite sintético fueron caracterizados a partir de las referencias dadas por Çengel y Ghajar (29) y *The Dow Chemical Company* (36), respectivamente. El aceite sintético *Dowtherm A* es un fluido de transferencia de calor que es producto de una mezcla eutéctica (mezcla de dos o más componentes que usualmente no interactúan para formar un nuevo compuesto químico (37)) de dos compuestos orgánicos estables: bifenilo ($C_{12}H_{10}$) y óxido de difenilo ($C_{12}H_{10}O$). Ambos componentes poseen prácticamente la misma presión de vapor, con un rango normal de temperatura de trabajo de 15 °C a 400 °C y un rango de presión desde presión atmosférica hasta 10,6 bar (36). Para el caso del aire seco, su escogencia radica en su facilidad de obtención y bajo costo.

Los valores obtenidos de las referencias fueron graficados y se obtuvieron las ecuaciones polinomiales de mejor ajuste, cuyos coeficientes son ingresados como un polinomio por partes en la edición de materiales de la herramienta *Fluent* de *ANSYS Workbench® 2019 R2*. La Figura 32, 33, 34 y 35 muestra el comportamiento de la densidad, calor específico,

conductividad térmica y viscosidad dinámica en función de la temperatura para el aire seco y aceite sintético, respectivamente.

– Densidad

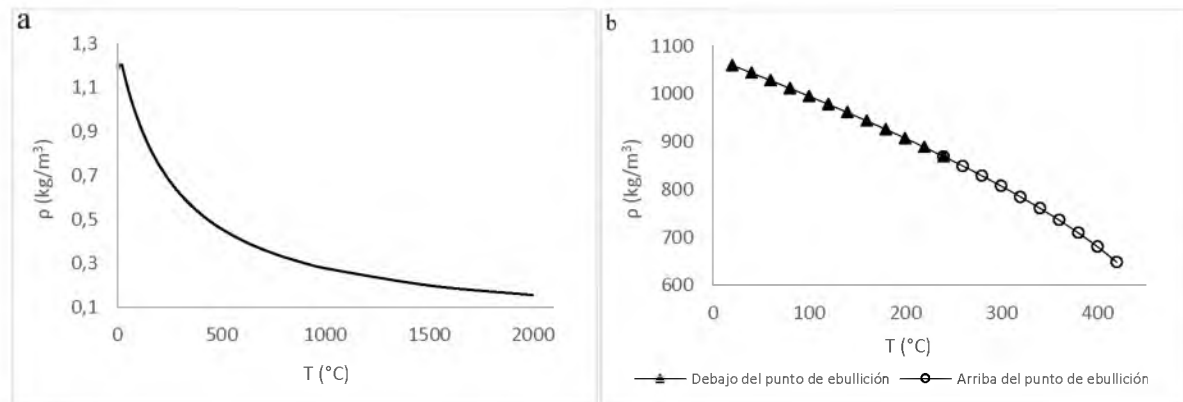


Figura 32. Comportamiento de la densidad en función de la temperatura. a) Aire seco; b) Aceite sintético *Dowtherm A*.

– Calor específico

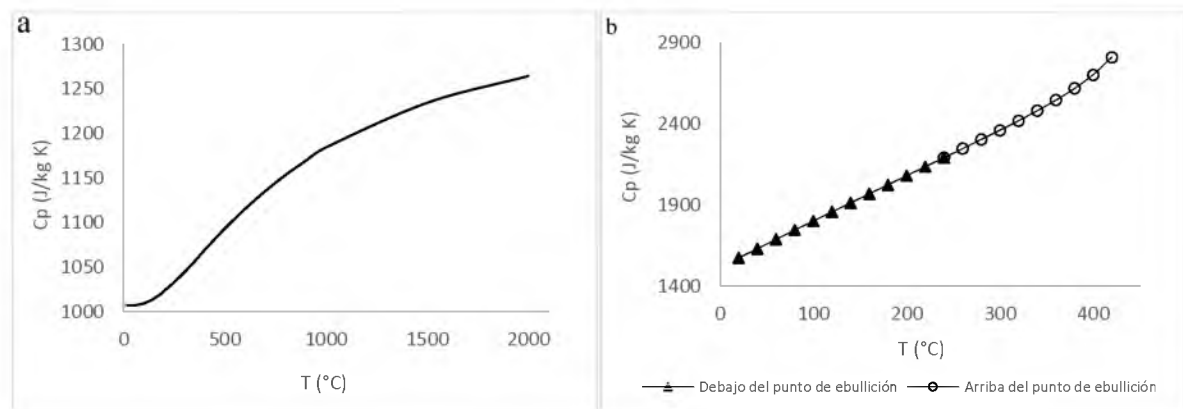


Figura 33. Comportamiento del calor específico en función de la temperatura. a) Aire seco; b) Aceite sintético *Dowtherm A*.

– Conductividad térmica

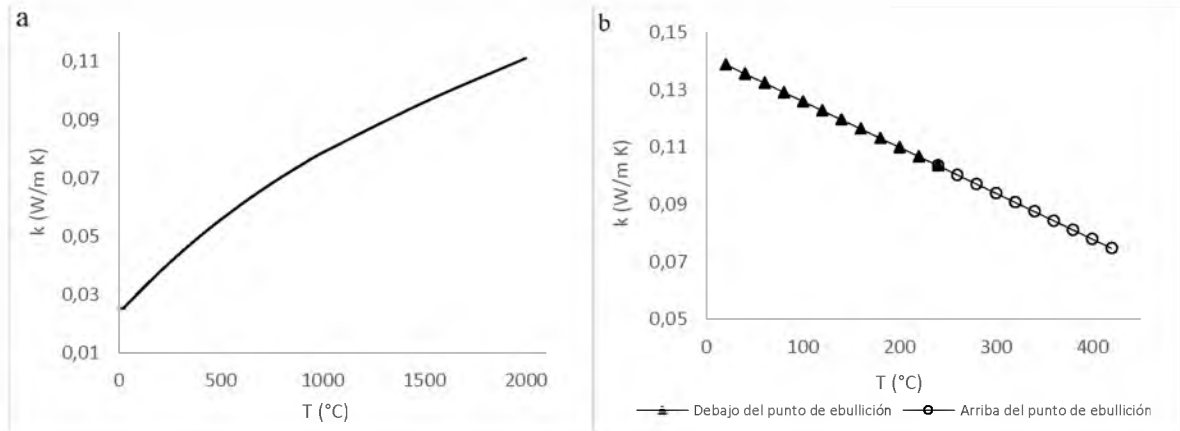


Figura 34. Comportamiento de la conductividad térmica en función de la temperatura. a) Aire seco; b) Aceite sintético *Dowtherm A*.

– Viscosidad dinámica

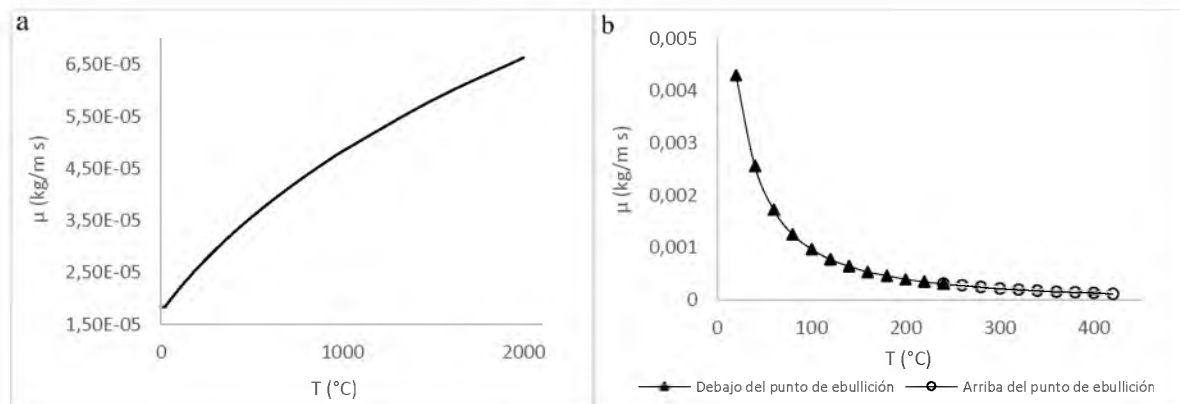


Figura 35. Comportamiento de la viscosidad en función de la temperatura. a) Aire seco; b) Aceite sintético *Dowtherm A*.

Las ecuaciones polinomiales de mejor ajuste para las cuatro propiedades físicas y térmicas de ambos fluidos de trabajo se muestran en el Cuadro 3.

Los coeficientes de las ecuaciones de mejor ajuste deben ser ingresados en el software de la siguiente forma (23):

$$\phi(T) = A_1 + A_2T + A_3T^2 + \dots \quad [84]$$

Donde ϕ es la propiedad.

Bajo este formato es posible definir distintos rangos de temperatura, especificando la temperatura mínima y máxima, y hasta un máximo de 8 coeficientes (23).

Cuadro 3. Ecuaciones de mejor ajuste para las propiedades de los fluidos de trabajo

Propiedad	Fluido de trabajo	Ecuación de mejor ajuste	r ²
Densidad	Aire seco	$\rho = 9x10^{-19}T^6 - 7x10^{-15}T^5 + 2x10^{-11}T^4 - 3x10^{-8}T^3 + 3x10^{-5}T^2 - 0,014T + 3,5211$	0,9
	Aceite	$\rho = -0,0004T^2 - 0,5121T + 1246,9 *$	1,0
	sintético	$\rho = -6x10^{-6}T^3 + 0,0097T^2 - 5,9857T + 2234,5 **$	1,0
Calor específico	Aire seco	$Cp = 1x10^{-16}T^6 - 8x10^{-13}T^5 + 3x10^{-9}T^4 - 4x10^{-6}T^3 + 0,0037T^2 - 1,381T + 1181,9$	1,0
	Aceite	$Cp = -0,0002T^2 + 2,9822T + 718,74 *$	1,0
	sintético	$Cp = 4x10^{-7}T^4 - 0,0008T^3 + 0,7058T^2 - 264,5T + 38721 **$	1,0
Conductividad térmica	Aire seco	$k = 5x10^{-12}T^3 - 3x10^{-8}T^2 + 9x10^{-5}T + 0,001$	1,0
	Aceite	$k = 3x10^{-20}T^2 - 0,0002T + 0,1856 *$	1,0
	sintético	$k = 1x10^{-20}T^2 - 0,0002T + 0,1856 **$	1,0
Viscosidad dinámica	Aire seco	$\mu = -2x10^{-18}T^4 + 1x10^{-14}T^3 - 3x10^{-11}T^2 + 6x10^{-8}T + 3x10^{-6}$	1,0
	Aceite	$\mu = 5x10^{-16}T^6 - 1x10^{-12}T^5 + 1x10^{-9}T^4 - 7x10^{-7}T^3 + 0,0002T^2 - 0,0383T + 2,7045 *$	1,0
	sintético	$\mu = -1x10^{-16}T^6 + 4x10^{-13}T^5 - 5x10^{-10}T^4 + 4x10^{-7}T^3 - 0,0002T^2 + 0,0443T - 4,3852 **$	0,9

* Propiedad por debajo del punto de ebullición ($T_{\text{ebullición}} = 257 \text{ }^\circ\text{C}$)

** Propiedad por encima del punto de ebullición ($T_{\text{ebullición}} = 257 \text{ }^\circ\text{C}$)

Para el caso de los materiales sólidos utilizados en el sistema, sus propiedades físicas y térmicas se obtuvieron de la biblioteca del software *Fluent* de *ANSYS Workbench*® 2019 R2 y de los catálogos de fabricantes, cuyas propiedades se muestra en el Cuadro 4.

Cuadro 4. Propiedades físicas y térmicas de los materiales sólidos utilizados

Material	Propiedad	Referencia
Acero	Densidad (kg/m ³)	8030,0
	Calor específico (J/kg K)	502,48
	Conductividad térmica (W/m K)	16,270
Aislante	Densidad (kg/m ³)	200,00
	Calor específico (J/kg K)	1900,0
	Conductividad térmica (W/m K)	0,0230
Vidrio térmico	Densidad (kg/m ³)	2200,0
	Calor específico (J/kg K)	1047,0
	Conductividad térmica (W/m K)	1,7100

3.2.5. Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera permiten especificar las variables de flujo másico y de calor, temperatura inicial y coeficiente de convección natural en los límites del modelo físico. La entrada del fluido de trabajo se especificó por medio del flujo másico (kg/s) y temperatura de ingreso (K), para el caso de la radiación solar concentrada se especifica en términos de flujo de calor (W/m²) y por último la convección natural es determinada por medio del coeficiente de transferencia de calor (W/m² K).

Dado que para este sistema en particular no existen pruebas experimentales ni teóricas con anterioridad, la determinación de los flujos máxicos de entrada y flujos de calor se realizó considerando las dimensiones de la tubería de entrada y simulaciones preliminares, donde se analizó su comportamiento y convergencia por medio de distintos criterios. Para el caso del aire seco se realizaron 105 pruebas preliminares y para el caso del aceite sintético se simularon 180 pruebas preliminares.

El flujo de calor concentrado se obtiene al determinar en primer lugar la razón de concentración (C), definida como:

$$C = \frac{A_C}{A_R} \quad [85]$$

Donde:

A_C es el área del concentrador Fresnel (m²).

A_R es el área de entrada del receptor solar (m²).

Este flujo de calor concentrado debe considerar una serie de pérdidas ópticas y mecánicas, las cuales son utilizadas para obtener la eficiencia óptica total ($\eta_{opt.total}$), definida como (40):

$$\eta_{opt,total} = \eta_{r/a} \cdot \eta_i \cdot \eta_{b/s} \quad [86]$$

Donde:

$\eta_{r/a}$ es el factor por reflexión/absorción.

η_i es el factor de intercepción.

$\eta_{b/s}$ es el factor por bloqueo/sombra.

Así se tiene que la razón de concentración óptica real (C_n) es (40) (41):

$$C_n = C \cdot \eta_{opt,total} \quad [87]$$

Con esta razón de concentración es posible determinar el flujo de calor para incrementar la calidad energética del fluido de trabajo, para el cual se utiliza la variable de irradiancia directa normal, con valores obtenidos de Wright (42) para la zona de Alajuela, Costa Rica (Figura 36).

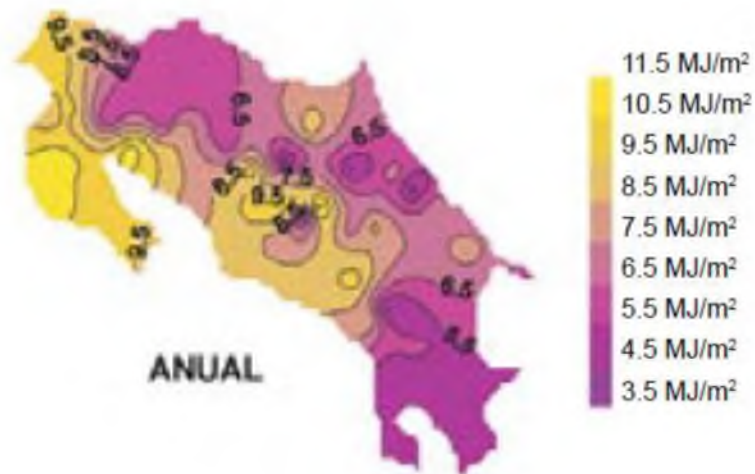


Figura 36. Irradiancia directa normal acumulada y promedio de horas diarias para la zona de Alajuela, Costa Rica (42).

Para el caso del coeficiente de transferencia de calor, se modela el receptor solar como un cilindro vertical, utilizando las ecuaciones [50] – [54].

3.2.6. Parámetros de solución

El método basado en la presión fue utilizado en este estudio, ya que ha sido tradicionalmente utilizado para flujos incompresibles y medianamente compresibles (25). Dentro de este método existen dos algoritmos: 1) el algoritmo segregado, en el cual las ecuaciones gobernantes son resueltas secuencialmente (se resuelve una variable a la vez en todo el dominio), y 2) el algoritmo acoplado en donde todas las variables se resuelven de manera simultánea en una sola celda a la vez. Dentro del algoritmo segregado, existen 4 tipos de algoritmos, los cuales varían en función de la dependencia del flujo respecto al tiempo (estado estable o transitorio), donde para el caso del análisis en estado estable se utiliza generalmente el esquema de solución *SIMPLE*, el cual es el esquema por defecto de *ANSYS Fluent*, y que utiliza una relación entre la velocidad y correcciones de presión para cumplir con la conservación de masa y obtener un campo de presión (23) (25). Para el estudio del colector solar se seleccionó el esquema *SIMPLE*, ya que se trata de un modelo que involucra turbulencia y el análisis de transferencia de calor (activación del modelo de energía).

La discretización espacial se llevó a cabo con una precisión de segundo orden para la presión, momento, energía cinética de turbulencia, razón de disipación de turbulencia y energía. En este esquema la precisión es lograda en la cara de las celdas a través de la expansión de series de Taylor, y se obtienen mejores resultados para mallas del tipo tetraédricas (23) (25).

Respecto al método de inicialización, se utilizó el método híbrido el cual es una colección de métodos de interpolación de frontera, y que resuelve la ecuación de Laplace para determinar los campos de velocidad y presión. Las demás variables como temperatura, turbulencia, entre otras será automáticamente asignado basado en los valores promedio del dominio (23). Los métodos de solución seleccionados para las simulaciones están resumidos en el Cuadro 5.

Cuadro 5. Métodos de solución empleados en las simulaciones

Variable	Método
Gradiente	Celdas basada en mínimos cuadrados
Presión	Segundo orden
Momento	
Energía cinética de turbulencia	Segundo orden Upwind
Tasa de disipación de turbulencia	
Energía	
Inicialización	Híbrida

Para garantizar que los resultados obtenidos sean confiables, precisos y se encuentren dentro de los límites esperados, existen una serie de criterios de convergencia que pueden ser considerados como parámetros de solución. Para este caso, se consideró 4 parámetros de convergencia: 1) valor de los residuales, 2) conservación de variables, 3) independencia del dominio discretizado y 4) estabilidad de los residuales. El Cuadro 6 muestra los valores límite los cuales fueron considerados para la evaluación de la convergencia.

Cuadro 6. Valores límite de los criterios de convergencia considerados

Criterio de convergencia	Valor límite
Residuales	10^{-4}
Conservación de masa (kg/s)	10^{-5}
Conservación de energía	$< 5\%$
Estabilidad de residuales	> 100 iteraciones

La conservación de energía se comparó de forma teórica con el uso de la ecuación de tasa de energía transportada por el flujo a la salida del receptor, descrita por:

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T \quad [88]$$

3.3. Diseño de la configuración de receptores solares y componentes termodinámicos

Con los resultados de la simulación dinámica y térmica del receptor solar, se planteó el uso del sistema de colección solar para satisfacer la demanda energética de un sistema anaeróbico, mostrada en el Cuadro 7. Es importante mencionar que este biodigestor trabaja con una temperatura de operación de 50 °C (termofílico) y la composición del sustrato es una combinación de excretas de gallina y residuos de alimentos.

Cuadro 7. Demanda energética del biodigestor anaeróbico UCR-MSU (17)

Variables de demanda energética	Demanda diaria [MJ/día]	Demanda por unidad de volumen [MJ/día m ³]
1. Energía requerida para mantener la temperatura del reactor CSTR (termofílico) (V _R = 20 m ³)	126,000	6,300
2. Energía requerida para calentar el efluente		
3. Demanda eléctrica de todos los equipos (bombas, separador y molino) para mantener la operación de rutina	43,360	2,168
4. Energía de salida de la combustión de metano	306,000	15,300
	169,360	8,468
Demanda de energía total del biodigestor anaeróbico termofílico UCR-MSU	Equivalencia en kW	
	1,960	0,098

El sistema híbrido se diseñó incorporando un ciclo de potencia de Rankine para la producción eléctrica y además se consideró la instalación de un sistema de almacenamiento térmico, esto para utilizar el calor del fluido almacenado ya sea en la caldera del ciclo de Rankine y/o para suplir la demanda total o parcial de calor del biodigestor.

Los pasos seguidos para establecer una opción de configuración inicial del sistema solar concentrado con un ciclo de potencia de Rankine se muestra en la Figura 37:

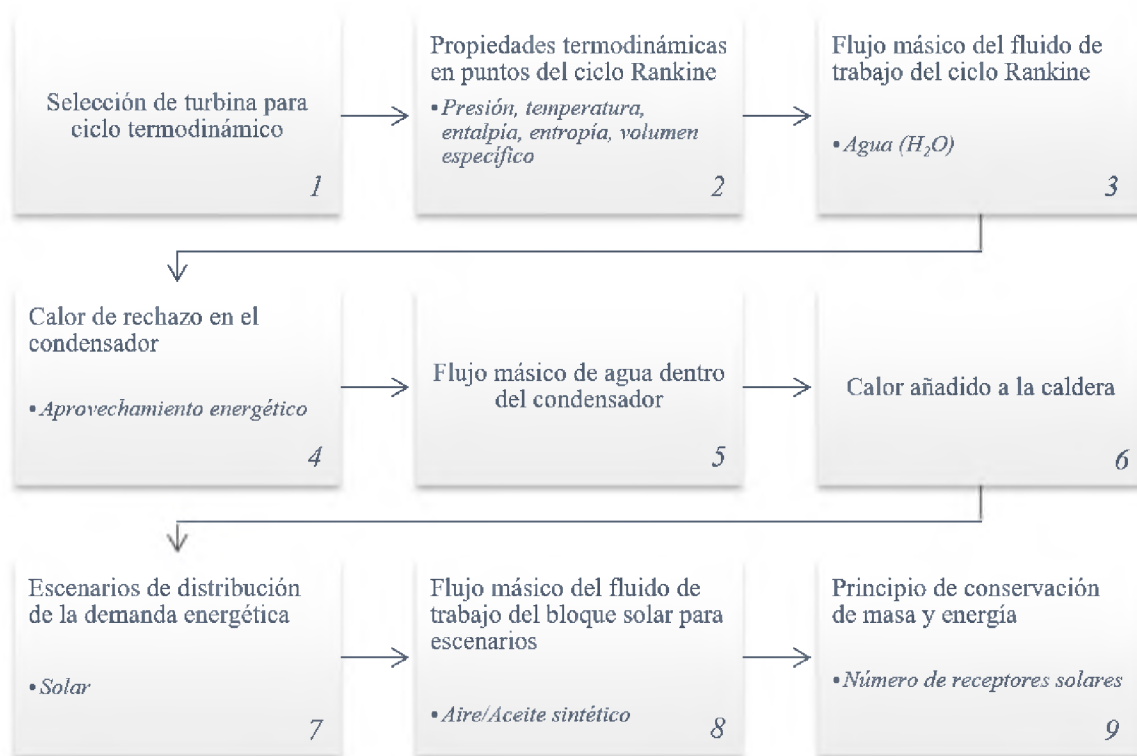


Figura 37. Metodología para dimensionar una opción de configuración del sistema solar concentrado.

La metodología anterior se basó en dos consideraciones preliminares: (1) el uso del ciclo Rankine, como ciclo de potencia de vapor y (2) el establecimiento de una cantidad de trabajo producida constante de 2 kW. A continuación se desglosan las consideraciones y principios utilizados.

3.3.1. Consideraciones del ciclo Rankine

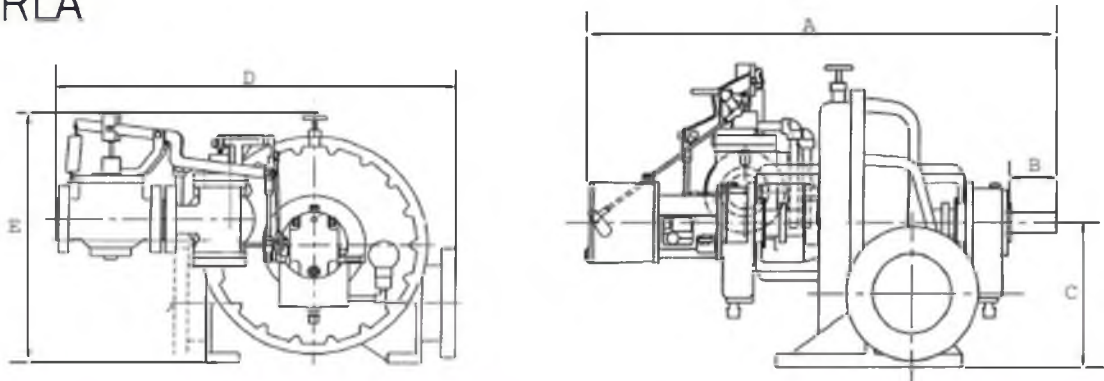
Con la demanda energética por parte del biodigestor (Cuadro 7), se debe seleccionar una turbina de vapor de agua (Paso 1, Figura 37) capaz de cubrir esta demanda y dentro de las magnitudes a pequeña escala (1 - 100 kW) para este sistema. La turbina seleccionada es del fabricante *Dresser-Rand* de *Siemens*, la cual es una turbina de vapor de una etapa, modelo *RLA-12L* (Figura 38), con una potencia máxima de salida de 79 kW (106 Hp) (43). La selección de esta turbina se da por ser una turbina para sistemas a pequeña escala, en magnitudes de kW, la baja temperatura de entrada del vapor de agua (400 °C) y el diferencial de presión entre la entrada y salida ($\Delta P = 3\,900\text{ kPa}$). La Figura 39 muestra el dimensionamiento de la turbina.



Modelo	Potencia HP (kW)	Presión de entrada PSIG _g (BARG)	Temperatura de entrada °F (°C)	Presión de salida PSIG _g (BARG)	RPM	Diámetro de entrada pulg (mm)	Diámetro de salida pulg (mm)
RLA-12L	106 (79)	670 (46)	825 (440)	105 (7)	6000	1.5 (40)	3 (75)
RLA-16L	242 (180)	670 (46)	825 (440)	165 (11)	5000	1.5 (40)	4 (100)
RLA-16E	320 (239)	670 (46)	825 (440)	165 (11)	5000	2 (50)	4 (100)
RLA-20L	260 (194)	670 (46)	825 (440)	165 (11)	4300	2 (50)	6 (150)
RLA-23L	1000 (746)	670 (46)	825 (440)	165 (11)	4300	3 (75)	8 (200)
RLA-23E	1000 (746)	700 (46)	825 (440)	165 (11)	4300	4 (100)	8 (200)
RLVA	Mismos tamaños y capacidades que los modelos RLA pero en orientación vertical						

Figura 38. Especificaciones técnicas de la turbina seleccionada (43).

RLA



RLA	RL12L	RL16L	RL16E	RL20L	RL23L	RL23E
A	39 (997)	44 (1075)	44 (1075)	44 (1075)	48 (1216)	48 (1216)
B	3 (75)	3.5 (89)	3.5 (89)	3.5 (89)	4.5 (114)	4.5 (114)
C	10 (254)	12 (295)	12 (295)	13 (333)	14.5 (368)	14.5 (368)
D	34 (853)	37 (948)	40 (1000)	42 (1070)	47 (1192)	38 (968)
E	24 (603)	26 (667)	26 (667)	28 (711)	30.5 (775)	30.5 (775)

Figura 39. Dimensionamiento – pulg (mm) de la turbina RLA-12L seleccionada (43).

Se realizó una función con el uso del software *MATLAB R2017b*, cuyo código permite la determinación de las propiedades de presión, temperatura, entalpía, entropía y volumen específico del ciclo de Rankine ideal, utilizando la función *XSteam, Thermodynamic properties of water and steam*, versión 1.0.0.0 de *Magnus Holmgren*, basada en la *International for Properties of Water and Steam Industrial Formulation 1997 (IAPWS IF-97)*. Estas propiedades se verificaron con el uso de tablas termodinámicas tanto para el agua comprimida, mezcla vapor-agua y vapor sobrecalentado, a las presiones y temperaturas de trabajo. Con los datos ideales se obtuvo el ciclo real considerando eficiencias de los

componentes. Se asume una eficiencia de 70% y 80% para la turbina y bomba, respectivamente (44), además de una producción de trabajo del ciclo constante de 2 kW. La Figura 40 muestra el diagrama general del ciclo Rankine.

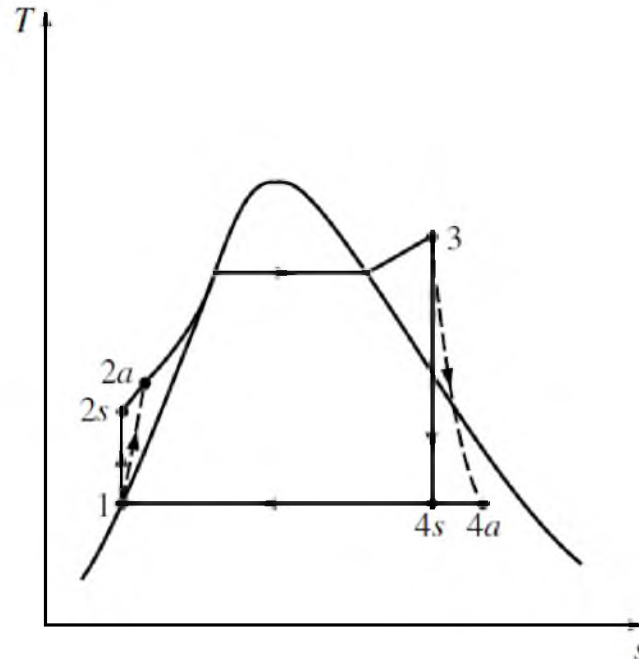


Figura 40. Diagrama general del Ciclo Rankine.

Para la determinación de las propiedades en el estado 2 y 3 (Figura 40) se utilizaron las ecuaciones [63] y [64], y tablas termodinámicas. El flujo másico de agua dentro del ciclo de vapor es determinado con [65] con una producción constante de trabajo de 2 kW, mientras que el calor extraído al vapor de agua con el uso de [66]. Por último el flujo de agua de

enfriamiento en el condensador con el uso de la ecuación [67], y la cantidad energética en la caldera para llevar a cabo el ciclo con el uso de [68].

3.3.2. Escenarios de distribución de la demanda energética

Dada la inestabilidad de la radiación solar entrante debido a distintos factores, se consideró que plantear un escenario en el cual el receptor solar sea la única fuente de energía del biodigestor no es lo más adecuado. Por ello se plantearon un total de 5 escenarios de distribución de la demanda energética de la caldera, que por medio del ciclo de Rankine genera energía eléctrica, la cual puede ser utilizada de forma parcial o total para cubrir la demanda del biodigestor. El principio de incorporar un ciclo de Rankine con el uso de un sistema de colección solar es poder abastecer parcial o totalmente la demanda energética del sistema anaeróbico y que a su vez, en caso de no ocuparse la energía para el biodigestor, poder aprovechar la energía eléctrica en tareas dentro de la Estación Experimental. El Cuadro 8 muestra los porcentajes de distribución de los 5 escenarios.

Cuadro 8. Escenarios de distribución de la demanda energética de la caldera

Escenarios	Fuente energética	Porcentaje de uso (%)
I		20
II		40
III	Solar	60
IV		80
V		100

Una vez establecida la demanda energética necesaria de entrada en la caldera, con estos 5 escenarios planteados es posible determinar el flujo másico de aire/aceite sintético que debe fluir a través de la caldera para generar el trabajo de turbina establecido.

El flujo de aire/aceite sintético se determina por medio de:

$$\dot{m}_{aire/aceite} = \frac{\dot{Q}_{ent,cald}}{C_{p@T_{prom,cald}}(T_{sal,cald} - T_{ent,cald})} \quad [89]$$

Donde:

$\dot{m}_{aire/aceite}$ es el flujo másico de aire/aceite sintético del bloque solar (kg/s).

$\dot{Q}_{ent,cald}$ es el calor demandado por la caldera para el ciclo termodinámico (kW).

$C_{p@T_{prom,cald}}$ es el calor específico del aire/aceite a la temperatura promedio entre la temperatura de salida y entrada (kJ/kg K).

$T_{sal,cald}$ es la temperatura de salida del flujo de aire/aceite de la caldera (°C).

$T_{ent,cald}$ es la temperatura de entrada del flujo de aire/aceite hacia la caldera (°C).

Con el principio de conservación de masa y energía se determina la cantidad y configuración de receptores solares necesarios para que el sistema permita la producción de energía eléctrica planteada inicialmente. El principio de conservación de masa se define como:

$$\frac{dm_{sistema}}{dt} = \dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sal} \quad [90]$$

Donde:

$\frac{dm_{sistema}}{dt}$ es la razón de cambio de la masa conforme atraviesa el receptor solar (kg/s).

\dot{m}_{ent} es el flujo másico de entrada al receptor solar (kg/s).

\dot{m}_{sal} es el flujo másico de salida del receptor solar (kg/s).

El principio de conservación de energía está definido como:

$$\frac{dE_{sistema}}{dt} = \dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sal} \quad [91]$$

Donde:

$\frac{dE_{sistema}}{dt}$ es la razón de cambio de la energía conforme atraviesa el receptor solar (kW).

\dot{E}_{ent} es el flujo de energía de entrada al receptor solar (kW).

\dot{E}_{sal} es el flujo energético de salida del receptor solar (kW).

La configuración se diseñó con los receptores solares en paralelo, y así de esta forma es posible determinar la cantidad de receptores solares al dividir el flujo energético total demandado por la caldera entre el flujo energético entregado por cada receptor solar de forma individual. Esta calidad energética de cada receptor es posible obtener con los resultados obtenidos por las simulaciones realizadas en *Fluent* para la temperatura de salida del fluido en el receptor y el calor específico a la temperatura promedio, tanto para el aire como para el aceite sintético.

CAPÍTULO 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Propuesta de diseño del receptor de radiación solar concentrada

La Figura 41 muestra el ensamble y lista de componentes y la Figura 42 la propuesta final del sistema del receptor solar y su dimensionamiento, respectivamente.

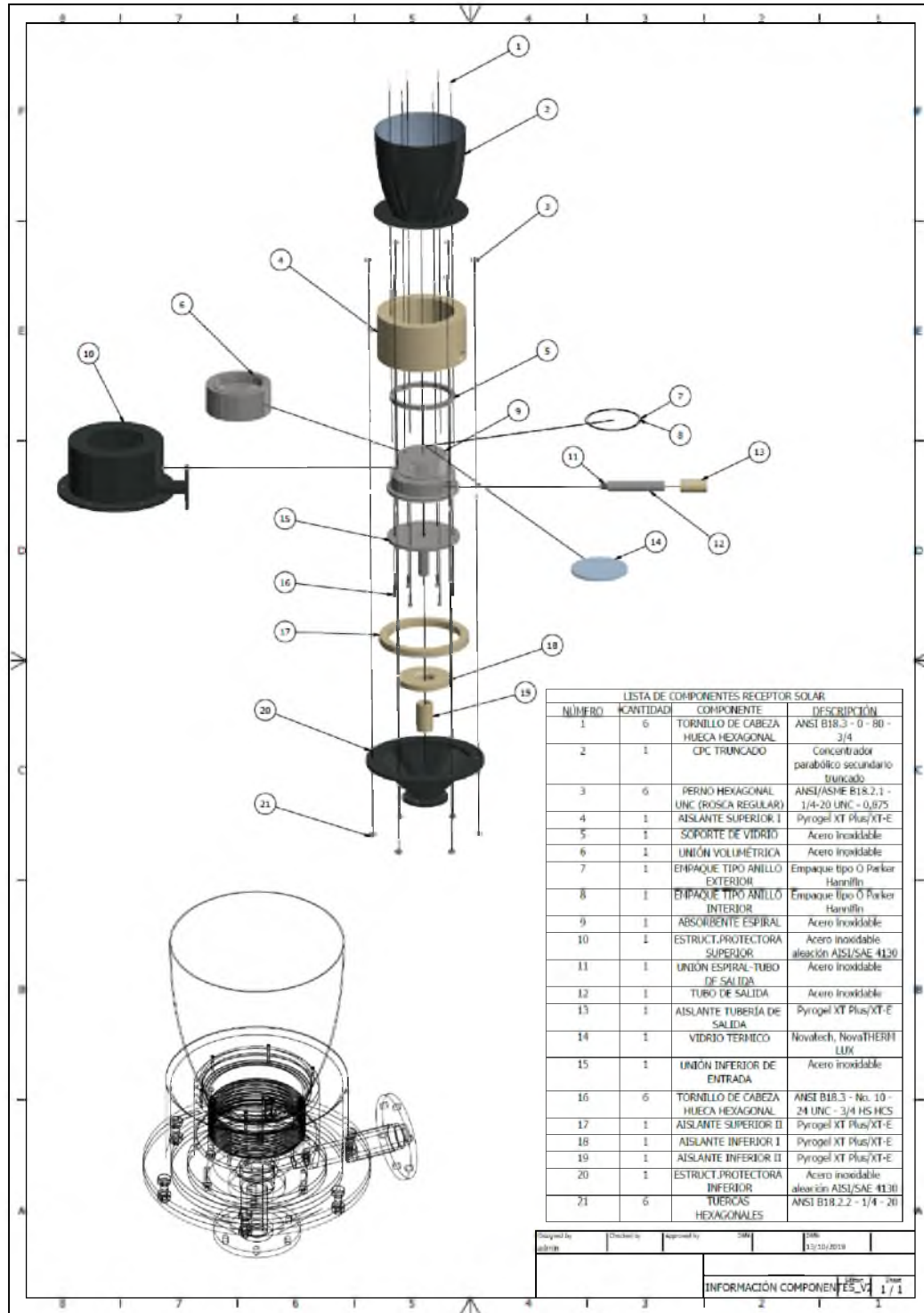


Figura 41. Ensamble y lista de componentes del receptor solar propuesto.

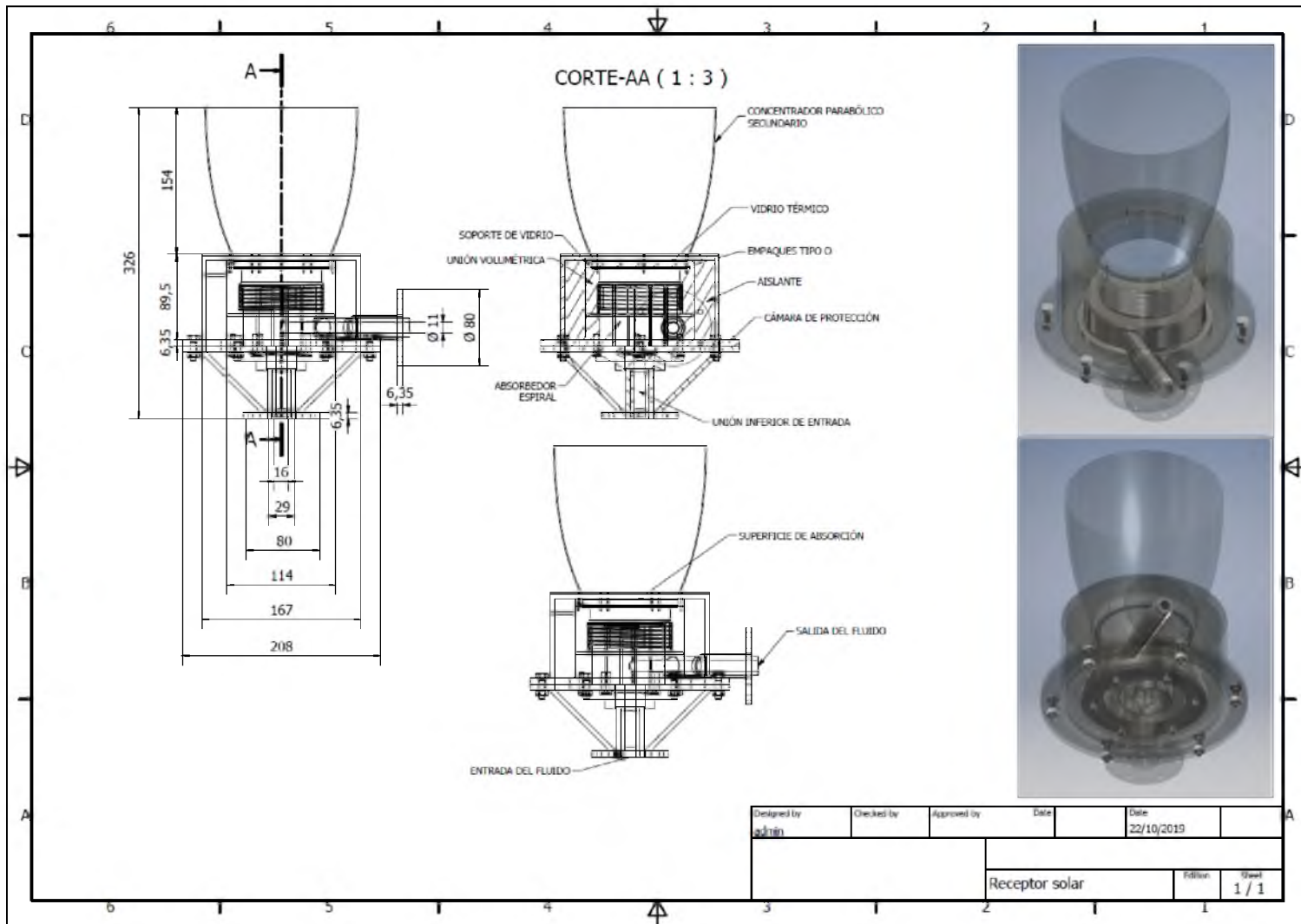


Figura 42. Propuesta final del sistema del receptor solar y su dimensionamiento (en mm).

Además de los parámetros previamente considerados para el diseño de los componentes del receptor y su posterior integración, está la condición de comenzar a diseñar a partir del absorbedor espiral, elemento ya diseñado y construido perteneciente al departamento de Ingeniería de Biosistemas de Michigan State University (Figura 43), con dimensiones ya establecidas. Además se consideró en cada una de las etapas del proceso la búsqueda de la simplicidad de los componentes, específicamente por dos razones: (1) la facilidad para su posterior simulación dinámica y térmica en el software *ANSYS Fluent*, y (2) para lograr facilidad de ensamblaje en caso de construcción para su evaluación experimental.



Figura 43. Absorbedor espiral, elemento construido.

4.1.1. Intercambiador de calor o absorbente espiral

El intercambiador de calor para este receptor solar consiste en una cámara con trayectoria espiral de acero inoxidable, cuyo propósito es aumentar el tiempo de permanencia del fluido de trabajo dentro del intercambiador, provocando un mayor tiempo de exposición del fluido a la radiación solar concentrada, incrementando su temperatura, y así contrarrestar la pequeña área de transferencia o absorción. La Figura 44 muestra en mayor detalle la geometría del intercambiador y sus principales dimensiones.

Para lograr la unión del absorbedor con la unión volumétrica, se consideró implementar en la parte superior del absorbedor una rosca aguda en V de giro derecho con paso de 4,24 mm (0,167 pulg) y altura de 35,4 mm (1,393 pulg). Este tipo de unión dentada permitiría un fácil ensamblaje absorbedor – unión volumétrica, asegurando el vacío necesario dentro de la unión. Además se utilizaron 6 pernos de cabeza hueca hexagonal ANSI B18.3 No.10-24 UNC $\frac{3}{4}$ (Figura 44), los cuales van a permitir la unión entre el absorbedor espiral y la unión inferior de entrada, y que fueron implementados con la herramienta *Design Accelerator* de *Autodesk Inventor Professional 2017*. La unión inferior de entrada se muestra en la Figura 45.

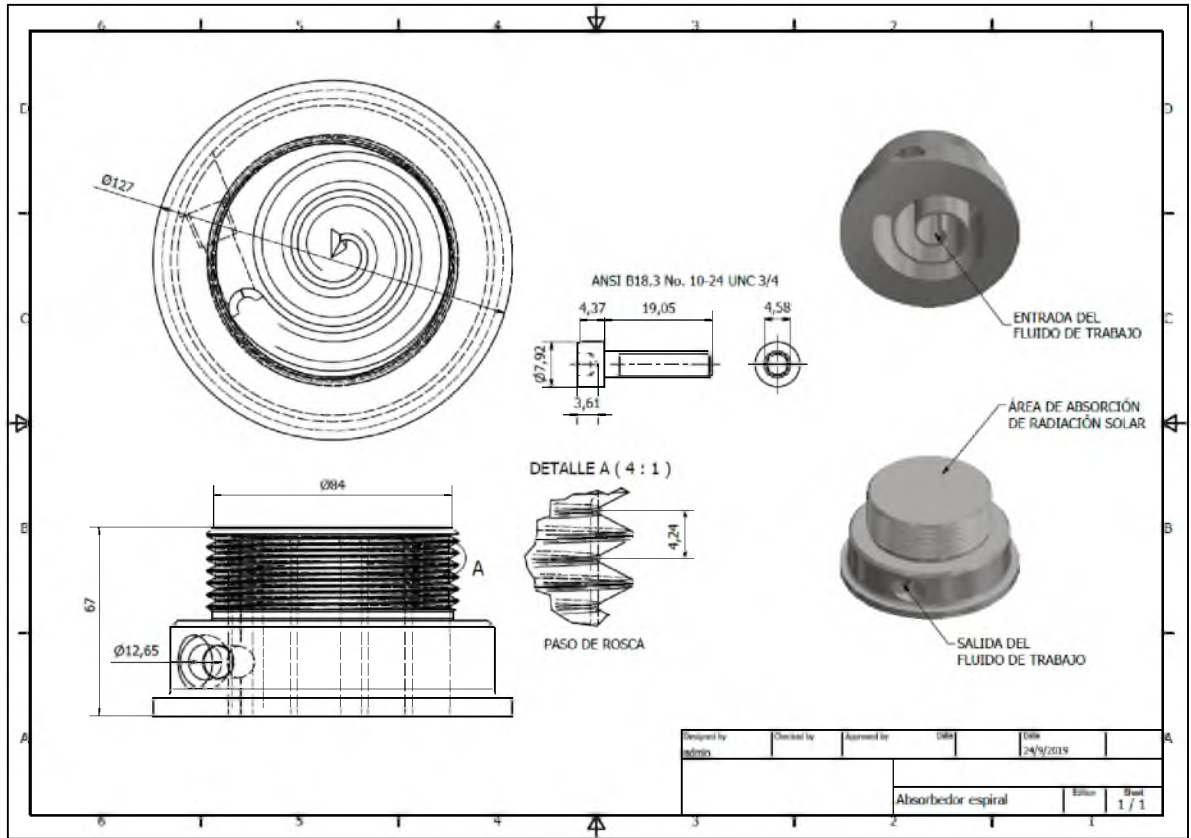


Figura 44. Dimensiones (en mm) del intercambiador de calor con trayectoria espiral y perno de unión absorbedor – unión inferior de entrada.

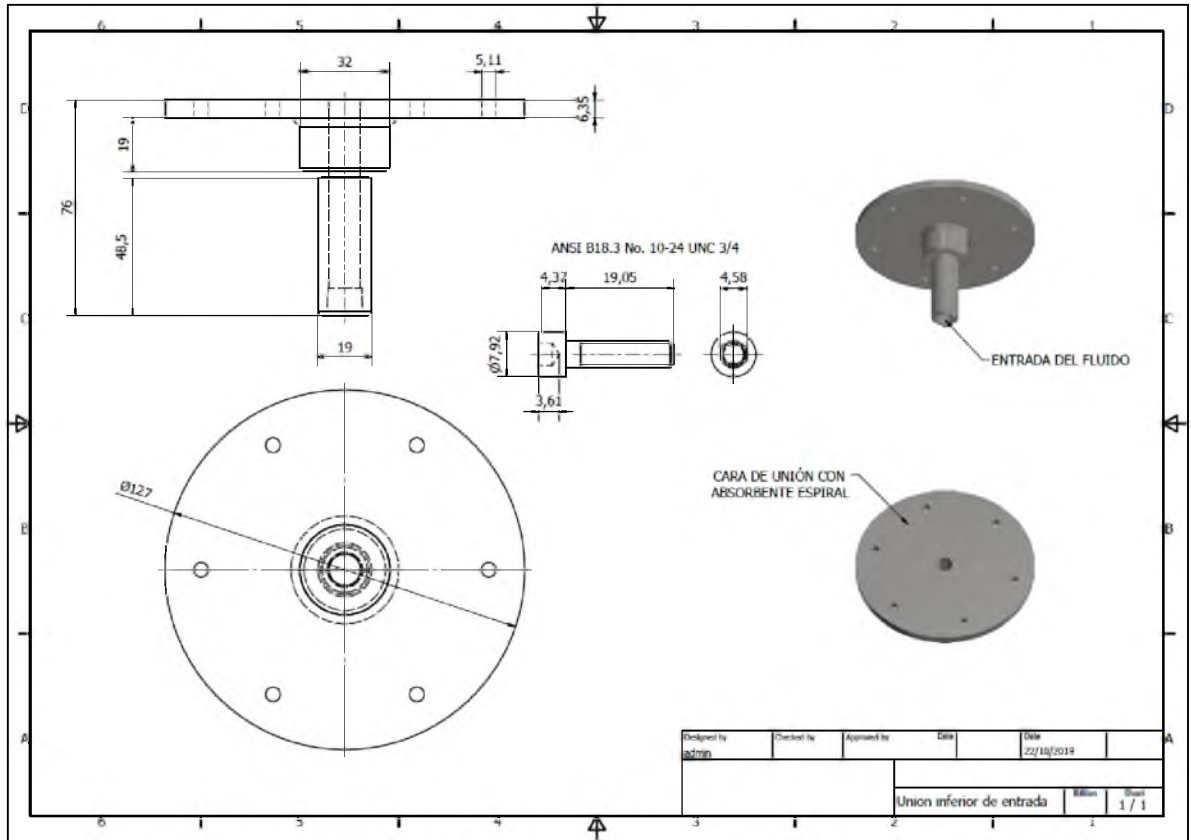






Figura 45. Dimensiones (en mm) de la unión inferior de entrada y perno de unión absorbedor – unión inferior de entrada.

4.1.2. Vidrio térmico de radiación solar

El vidrio utilizado es de la marca comerciante *Novatech*® de la serie *NovaTHERM*, modelo *NovaTHERM LUX*, cuyas especificaciones se muestran en la Figura 46. Esta es una línea de productos diseñados para limitar la pérdida de calor con una alta eficiencia, además se tiene un vidrio de 6,00 mm (0,24 pulg) de espesor y un diámetro de 99,42 mm (3,91 pulg) (Figura 47).

NovaTHERM

Productos NovaTHERM ofrece una experiencia única dependiendo de la selección de vidrio y espaciador	ESPESOR DE VIDRIO	TRANSMITANCIA DE LUZ VISIBLE (%)	COEFICIENTE DE GANANCIA DE CALOR SOLAR	COEFICIENTE DE SOMBRA	REFLECCIÓN DE LUZ		VALOR DE R (H.FT2.F)/BTU INVIERNO	VALOR DE R BTU/(H.FT2.F) INVIERNO
					EXTERIOR (%)	INTERIOR (%)		
 NovaTHERM Clear	3mm	82	0.79	0.91	15	15	2.18	0.46
 NovaTHERM 80/70	3mm	81	0.70	0.81	13	13	3.59	0.28
 NovaTHERM LUX	3mm	82	0.74	0.85	13	13	3.65	0.27
 NovaTHERM 70/36	3mm	70	0.38	0.44	11	13	3.99	0.25

Unidad vidrio aislando finalizado 7/8": 90% argón. Estándar de referencia: NFRC 2010. Espesor de 3 a 6 mm disponible.

U-value es el factor de transmisión térmica general, el cual es una medida de las características de transferencia de calor del material bajo condiciones específicas.

Figura 46. Especificaciones técnicas del vidrio térmico para el receptor solar (45).

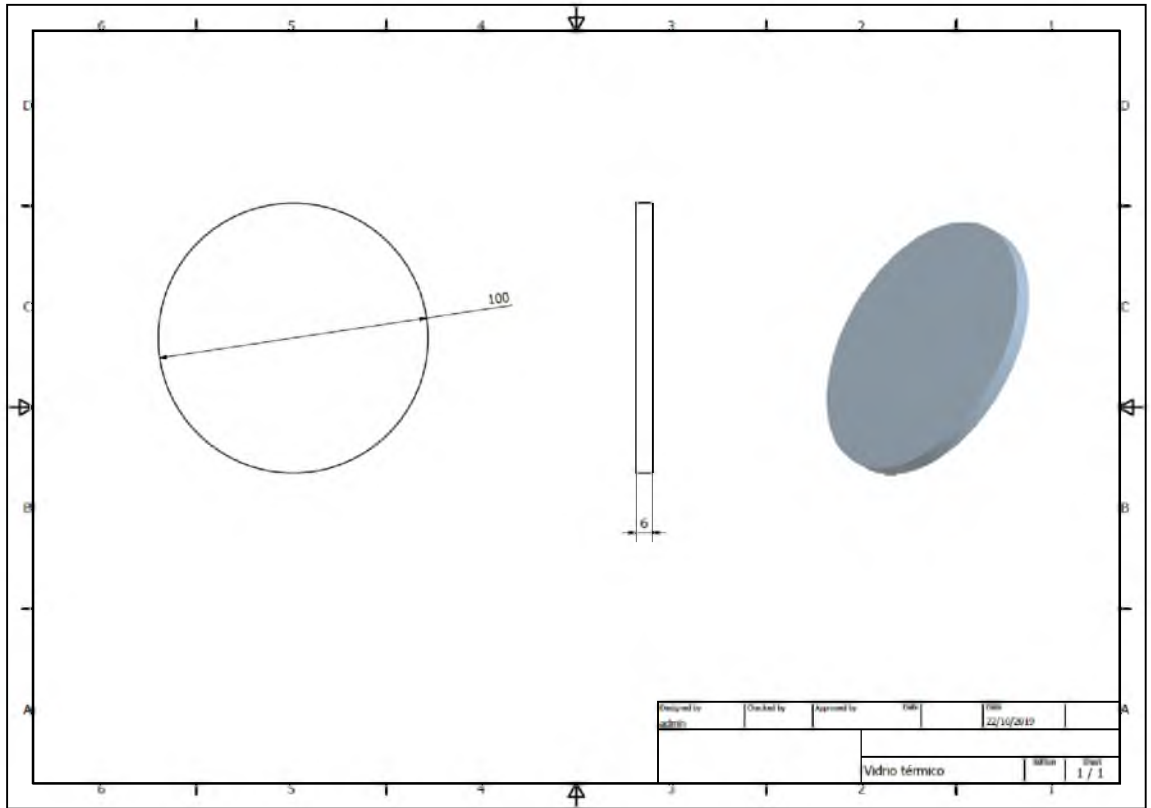
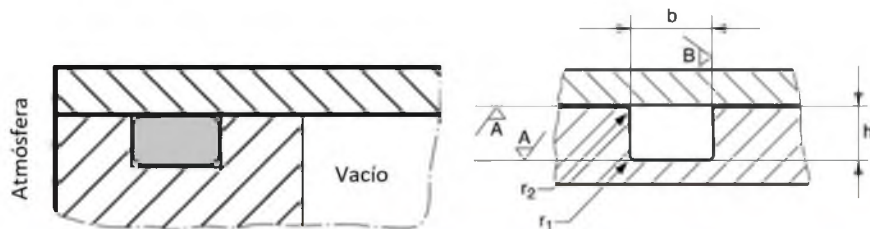


Figura 47. Dimensiones (mm) del vidrio térmico.

4.1.3. Sección o unión volumétrica

Para el caso de la estructura de unión entre el intercambiador de calor y el vidrio se diseñaron orificios para el uso de empaques o anillos tipo *O* del comerciante *Parker Hannifin*, para aplicaciones de sellos al vacío, donde el fabricante recomienda el uso de dos sellos concéntricos en orificios separados para aumentar la eficiencia. La Figura 48 muestra la configuración adecuada del fabricante y las dimensiones del orificio. Se utilizó el empaque

de 1,78 cm (0,700 pulg) de diámetro, el cual posee una deformación del 30% de su sección transversal (d_2), indicado por el fabricante.



d_2	$h^{-0.05}$	$b^{\pm 0.05}$	r_1 / r_2
1.78	1.25	2.10	0.20 - 0.40
2.62	1.85	3.10	0.20 - 0.40
3.53	2.50	4.15	0.20 - 0.40
5.33	3.70	6.30	0.20 - 0.40
6.99	4.90	8.20	0.20 - 0.40

Figura 48. Especificaciones técnicas y dimensiones (en mm) del empaque tipo O utilizado para la unión del receptor (46).

La unión entre el intercambiador de calor y la sección volumétrica para crear el vacío se da por medio de una sección roscada con rotación derecha, con paso de 4,24 mm (0,167 pulg) y altura de 35,38 mm (1,393 pulg). La unión entre la sección volumétrica, la estructura de soporte para el vidrio, la cámara de protección superior y el concentrador parabólico se da con el uso de pernos de cabeza hueca hexagonal con botón de tapa tipo UNF (Unified National Fine) No. 0-80 $\frac{3}{4}$, que fueron implementados con la herramienta *Design Accelerator*

de Autodesk Inventor Professional 2017. La Figura 49 muestra las dimensiones de la unión volumétrica, soporte del vidrio, los empaques tipo *O* y los pernos utilizados.

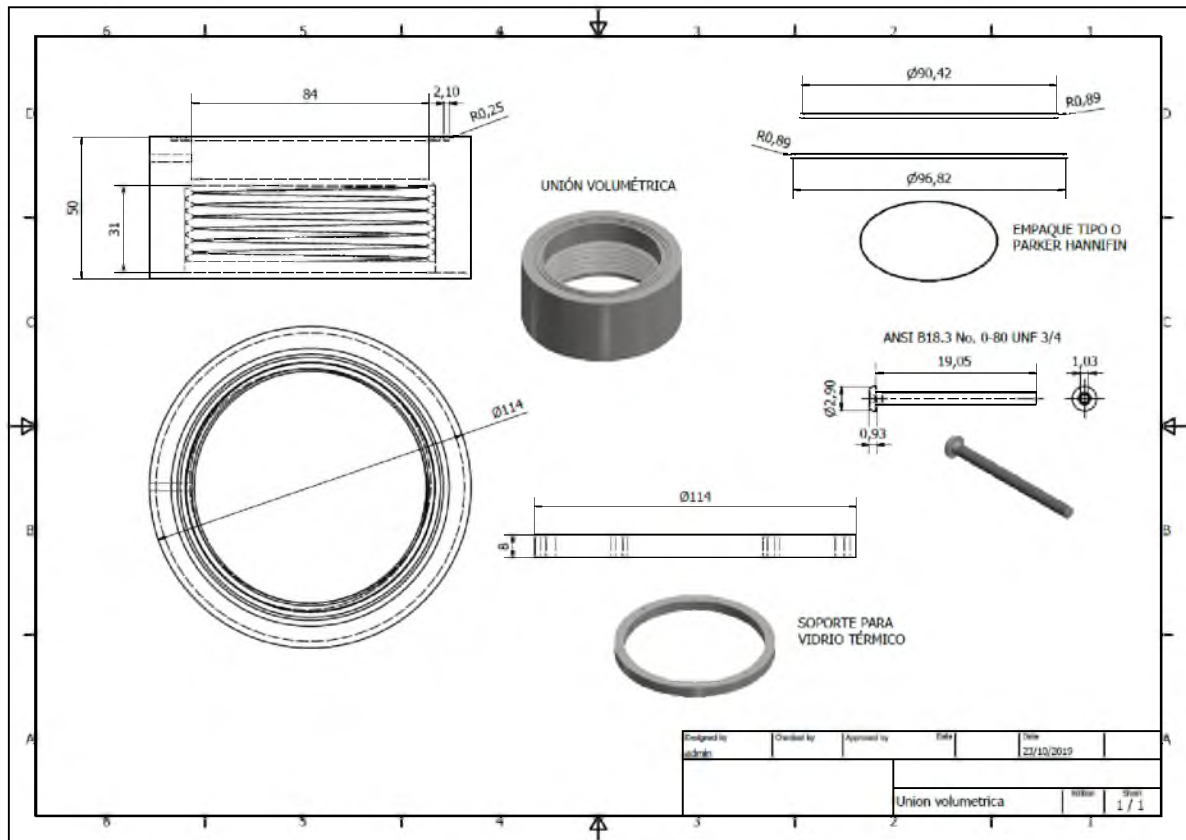


Figura 49. Dimensiones (en mm) de la unión volumétrica, soporte del vidrio, empaques tipo *O* y pernos.

4.1.4. Sistema aislante

Se seleccionó el aislante industrial *Pyrogel® XT Plus/XT-E* el cual está diseñado para altas temperaturas, constituido de aerogel de sílice, el cual es procesado para obtener una baja conductividad térmica. Según información del fabricante, este aislante es ideal para tuberías,

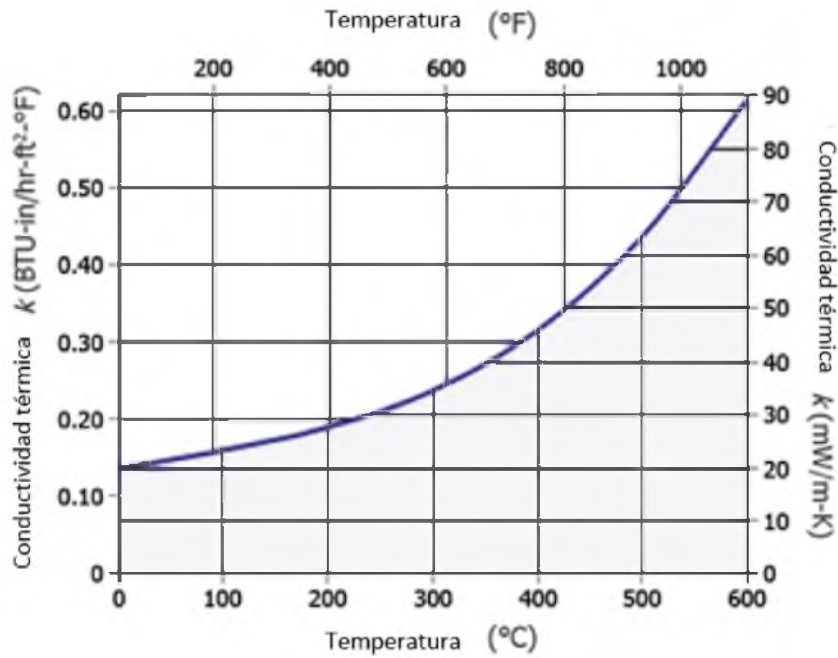
cámaras de protección, tanques y equipos industriales. El Cuadro 9 muestra las propiedades físicas del aislante obtenidas de la ficha técnica del fabricante.

Cuadro 9. Propiedades físicas del aislante *Pyrogel® XT Plus/XT-E*

Propiedad física	Valor	
Espesor*	5 mm	10 mm
Área de cobertura total*	140 m ²	78 m ²
Temperatura máxima de operación	650 °C	
Color	Marrón	
Densidad*	200 kg/m ³	
Presión máxima de compresión de operación	100 psi	

* *Valores nominales*

El comportamiento de conductividad térmica en función de la temperatura para el aislante *Pyrogel® XT Plus/XT-E* se muestra en la Figura 50, según datos del fabricante.



Temp. promedio	°C	0	100	200	300	400	500	600
	°F	32	212	392	572	752	932	1112
k	mW/m-K	20	23	28	35	46	64	89
	BTU-in/hr-ft²-°F	0.14	0.16	0.19	0.24	0.32	0.44	0.62

Figura 50. Comportamiento de la conductividad térmica en función de la temperatura (47).

Para determinar el espesor de aislante alrededor de cada componente del receptor, el cual fue modelado como tuberías de diámetro constante, se utiliza la siguiente gráfica (Figura 51), la cual a partir del tamaño nominal de tubería y temperatura esperada de trabajo, se selecciona el espesor adecuado de aislante para cubrir dicha tubería.

Pyrogel XT Plus/XT-E Espesor (mm) vs Temperatura (°C) y tamaño nominal de tubería

NPS in (mm)	100°C (210°F)	150°C (300°F)	200°C (390°F)	250°C (480°F)	300°C (570°F)	350°C (660°F)	400°C (750°F)	450°C (840°F)	500°C (930°F)	550°C (1020°F)	600°C (1110°F)	650°C (1200°F)
0.5 (15)	5	5	5	10	10	15	15	20	20	25	30	40
0.75 (20)	5	5	5	10	10	15	15	20	25	30	35	45
1 (25)	5	5	10	10	15	15	20	25	30	35	40	50
1.5 (40)	5	5	10	10	15	20	20	25	30	40	45	55
2 (50)	5	5	10	15	15	20	25	30	35	40	50	60
3 (80)	5	10	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70
4 (100)	5	10	10	15	20	25	30	35	45	55	65	75
6 (150)	5	10	15	20	25	30	35	45	50	60	75	85
8 (200)	5	10	15	20	25	30	40	45	55	70	80	95
10 (250)	5	10	15	20	25	35	40	50	60	75	85	105
12 (300)	5	10	15	20	30	35	45	55	65	75	90	110
14 (350)	5	10	15	25	30	35	45	55	65	80	95	110
16 (400)	5	10	15	25	30	40	45	55	70	80	100	115
18 (450)	5	10	20	25	30	40	50	60	70	85	100	120
20 (500)	5	10	20	25	30	40	50	60	75	90	105	125
24 (600)	5	15	20	25	35	40	50	65	75	90	110	130
28 (700)	5	15	20	25	35	45	55	65	80	95	115	135
30 (750)	5	15	20	25	35	45	55	65	80	95	115	140
36 (900)	5	15	20	30	35	45	55	70	85	100	120	145
48 (1200)	10	15	20	30	40	50	60	75	90	105	130	150
Plano	10	15	20	35	45	50	65	80	100	125	150	175

Producto 5 mm y/o 10 mm

Figura 51. Espesores recomendados para tubería de diámetro constante y temperatura de operación (47).

Para esta configuración de receptor solar diseñada, se realizó la suposición inicial de establecer la temperatura máxima de trabajo del aislante en 200 °C, es así como se seleccionó el espesor para un total de 5 segmentos del receptor, modelados cada uno como una tubería de diámetro constante. La Figura 52 muestra las secciones de receptor con aislante, dimensionamiento y su respectivo espesor seleccionado.

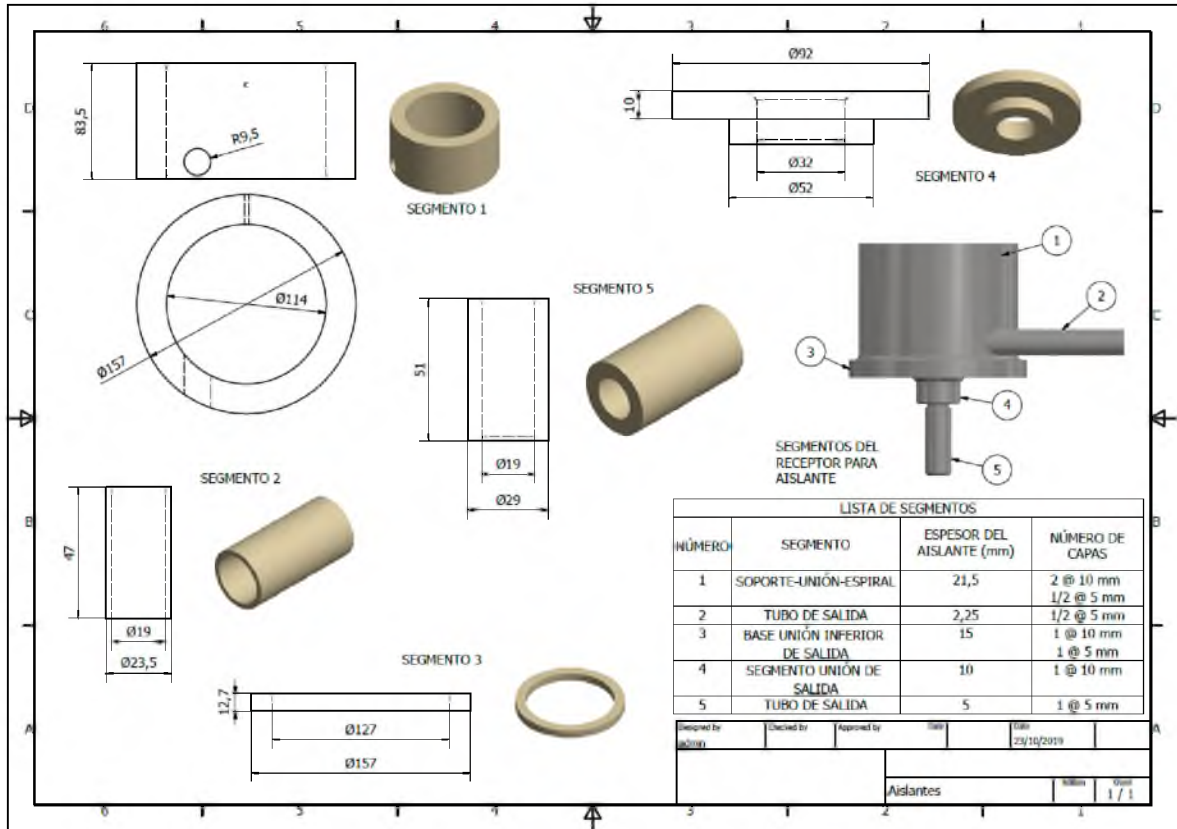


Figura 52. Segmentos y dimensiones (en mm) de aislante seleccionado para la protección del receptor solar.

Para el caso específico del segmento 2 de aislante, el espesor seleccionado no está en función de las recomendaciones del fabricante (Figura 51), esto debido a un tema propio de la geometría del receptor, en la cual el agujero de salida del absorbedor espiral se encuentra muy cerca de la base del mismo, y al acoplar el tubo de salida el espacio entre este tubo y la base del absorbedor es de 3,18 mm, por esta razón se decidió reducir el espesor de aislante en este segmento.

4.1.5. Concentrador parabólico compuesto, CPC

Este componente ha sido considerado efectivo como un concentrador secundario en combinación con el uso de otros sistemas de concentración como concentradores Fresnel o Heliostatos, además de ser útil en aplicaciones de baja concentración. Otra de las ventajas de estos concentradores secundarios es su capacidad de producir temperaturas moderadas al reducir las pérdidas por convección al mínimo en los receptores (48).

Con las condiciones iniciales establecidas en la metodología para el diseño del concentrador parabólico compuesto, y debido a que los puntos extremos superiores del perfil parabólico del CPC son paralelos al plano de simetría central del concentrador, su aporte a la concentración de radiación es muy poca, por lo que una práctica común es reducir la altura del CPC, llamado en la teoría como CPC truncado, lo que permite disminuir costos de fabricación, sacrificando su rendimiento, que sin embargo no es significativo (48) (49). Disminuir la altura del CPC afecta el ángulo de aceptación, la razón altura/apertura, la razón de concentración y el número de reflexiones antes de llegar al receptor.

Por cuestiones de dimensionamiento se consideró diseñar el concentrador parabólico en donde el diámetro de entrada sea 2 veces el diámetro de salida (diámetro del receptor), esto para no aumentar de forma significativa el área superficial del componente y limitar las pérdidas por convección natural, además por un tema de logística en la instalación dentro de un sistema de energía renovable, que involucre cierta cantidad de estos receptores solares. Es así que para un factor de aumento de 2, se obtienen los siguientes resultados mostrados en el Cuadro 10 y la Figura 53.

Cuadro 10. Dimensionamiento y variables de concentración para el CPC total

Diámetro receptor (ϕ_r) [mm]	Factor de aumento (k)	Diámetro de entrada (ϕ_{ent}) [mm]	Razón salida:entrada (ϕ_r/ϕ_{ent})	Ángulo de aceptación (θ_c) [°]	Razón de concentración (C)	Distancia focal (f) [mm]	Altura del CPC total (h) [mm]
99,42	2,00	198,84	0,50	30,00	4,00	74,56	258,30

PERFIL CPC TOTAL

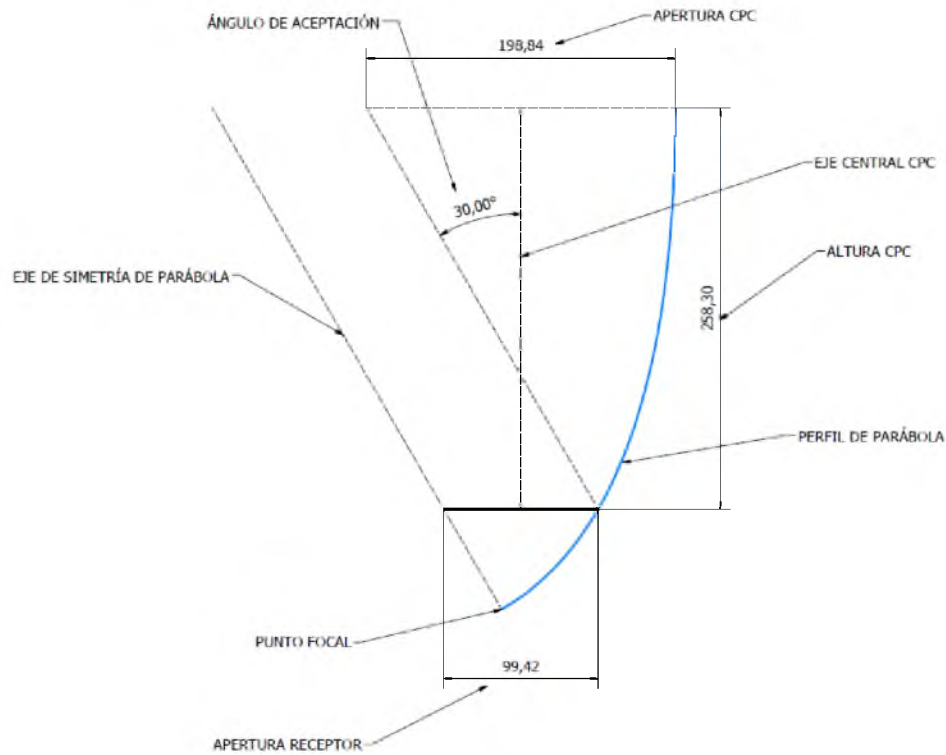


Figura 53. Principales dimensiones para el diseño geométrico del CPC total.

Con el dimensionamiento del CPC total se determinaron las dimensiones del CPC truncado, de forma tal que se evaluaron reducciones de la altura del CPC desde un 10% hasta un 90% en intervalos de 10%, cuyos resultados se muestran en el Cuadro 11.

Con los valores obtenidos en el Cuadro 14 se consideró dos criterios para la escogencia de las dimensiones del CPC truncado: la primera que el porcentaje de disminución de concentración del CPC no exceda el 40%, y segundo determinar el punto de intersección entre la razón de concentración C y la altura truncada, ambas en función del factor de reducción, cuya gráfica se muestra en la Figura 54.

Cuadro 11. Dimensionamiento y variables de concentración del CPC truncado

Diámetro receptor (ϕ_r) [mm]	Factor de reducción de altura ($k_{red,h}$)	Altura del CPC truncado (h_t) [mm]	$2h_t/\phi_r$	Ángulo de aceptación (θ_c) [°]*	Diámetro de entrada (ϕ_{ent}) [mm]	Razón de concentración (C)	Distancia focal truncada (f_t) [mm]	Porcentaje disminución C [%]
99,42	0,90	232,47	4,68	31,79	188,74	3,60	75,89	9,90
	0,80	206,64	4,16	33,90	178,27	3,21	77,43	19,62
	0,70	180,81	3,64	36,42	167,44	2,84	79,23	29,09
	0,60	154,98	3,12	39,52	156,25	2,47	81,34	38,25
	0,50	129,15	2,60	43,38	144,75	2,12	83,85	47,00
	0,40	103,32	2,08	48,36	133,03	1,79	86,86	55,24
	0,30	77,49	1,56	54,94	121,45	1,49	90,40	62,69
	0,20	51,66	1,04	63,82	110,78	1,24	94,32	68,96
	0,10	25,83	0,52	75,65	102,62	1,07	97,87	73,36

* Determinado por métodos iterativos.

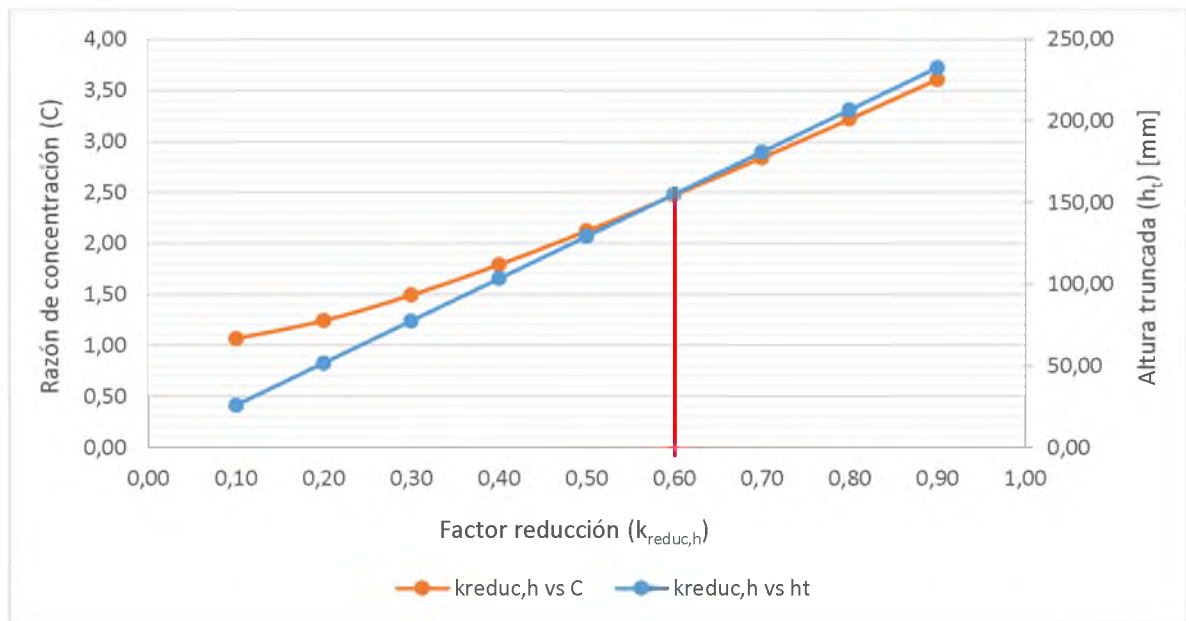


Figura 54. Relación entre razón de concentración, altura truncada y factor de reducción para el CPC truncado.

Así se realiza el boceto bidimensional del CPC truncado (Figura 55), el cual permite el desarrollo del concentrador tridimensional con la revolución del perfil respecto al eje central, que se muestra en la Figura 56. Para la unión del CPC truncado con la cámara de protección superior, el soporte del vidrio térmico y la unión volumétrica se utilizaron pernos de cabeza hueca hexagonal con botón de tapa tipo UNF (Unified National Fine) No. 0-80 $\frac{3}{4}$, que fueron implementados con la herramienta *Design Accelerator* de *Autodesk Inventor Professional 2017*.

PERFIL CPC TRUNCADO

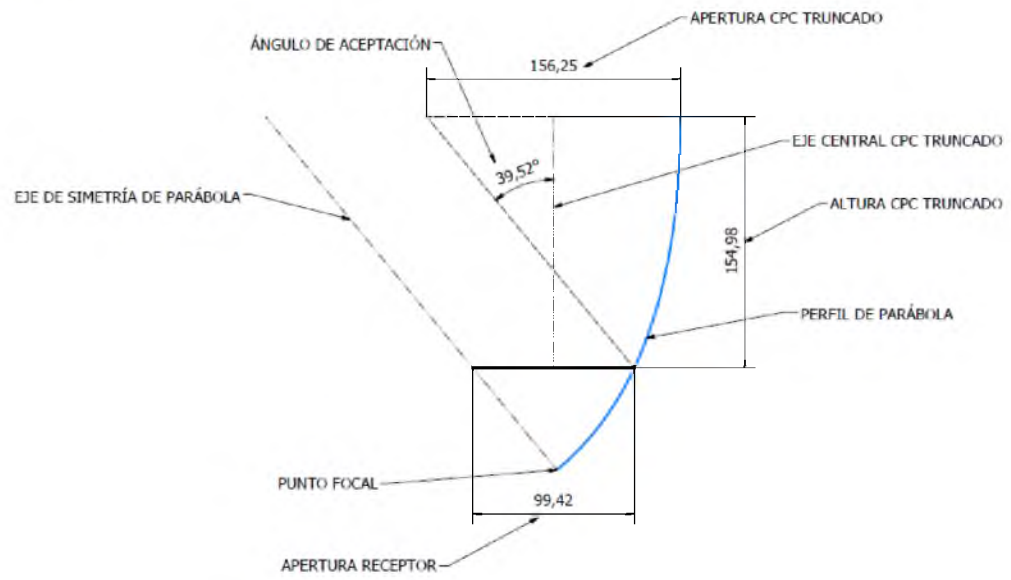


Figura 55. Principales dimensiones para el diseño geométrico del CPC truncado.

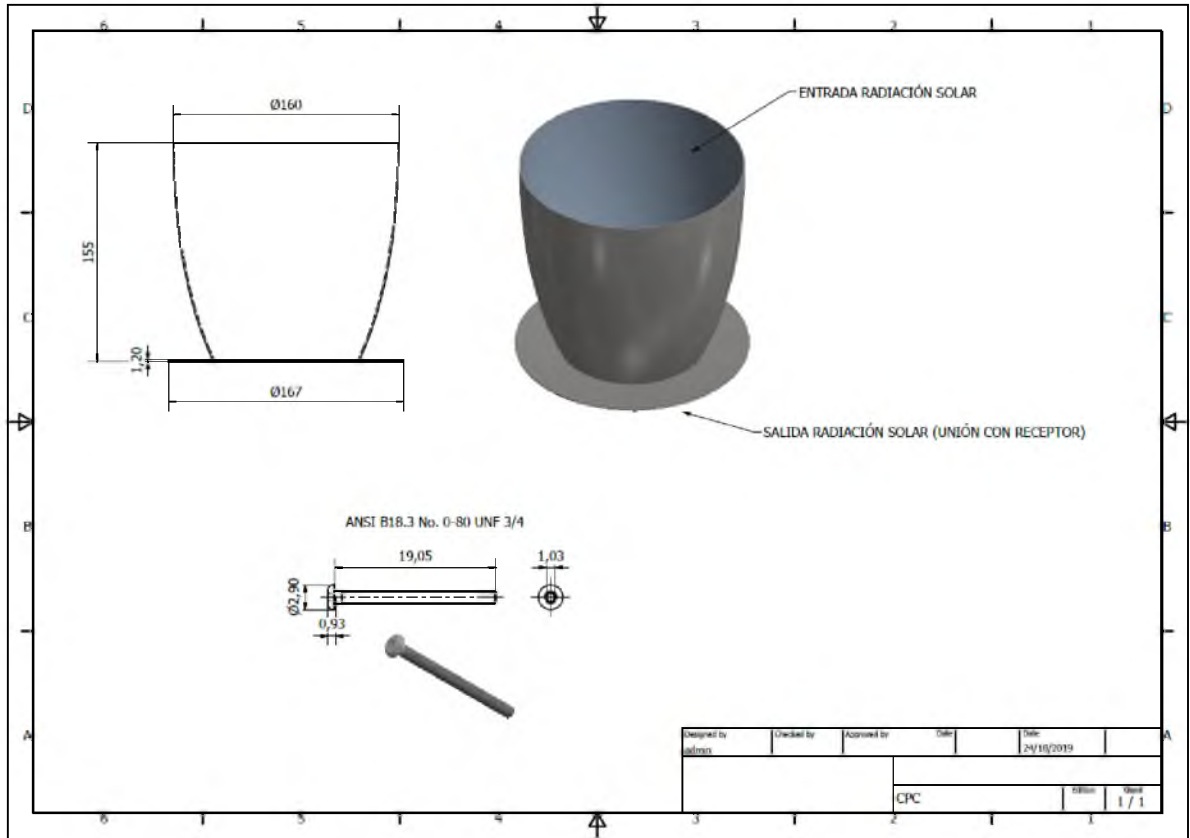


Figura 56. Dimensiones (en mm) del concentrador parabólico secundario truncado propuesto.

Los resultados obtenidos cumplen con los parámetros de diseño de concentradores secundarios planteados en la metodología, específicamente el parámetro #8 el cual busca que las propiedades ópticas del sistema sean las óptimas, reduciendo costos de fabricación, el cual se establece en el parámetro de diseño #10. Se consideró utilizar láminas lisas de acero inoxidable calibre 18 (1,20 mm de espesor) apegado a la norma *ASTM A568-M (JIS G 3141SPCC)*.

Dado que para este estudio se utilizaron lentes tipo Fresnel como sistema de concentración principal, el propósito del diseño del concentrador parabólico secundario es aumentar en una pequeña proporción la razón de concentración del sistema principal, y su efecto en la transferencia de calor por convección natural. Sin embargo, para las pruebas realizadas en este estudio, no se profundiza en el CPC, sino que es evaluado de forma general la totalidad del colector solar. Singh y Eames (50) mencionan la limitante existente en el estudio de la transferencia de calor por convección natural en las cavidades de los CPC, lo que disminuye la eficiencia en estos componentes y el sistema en general.

4.1.6. Cámara de protección

Para el caso de la cámara de protección que cubre el sistema integrado del receptor, se consideró el uso de láminas de acero inoxidable, aleación *304/304L (UNS S30400/S304033)* que se rige con la norma estandarizada *ASTM A-240*, la cual evalúa el comportamiento del acero inoxidable para aplicaciones de cámaras al vacío, de protección y aplicaciones generales. Este tipo de acero posee una temperatura máxima de servicio de 870 °C (51). Se seleccionaron laminas con un espesor de 4,7625 mm (0,1875 pulg), las cuales fueron unidas a bridas de 6,35 mm (¼ pulg) para lograr unir ambas cámaras y de igual forma con los componente de transporte de fluido hacia y desde el receptor solar. Para la unión entre la cámara de protección superior e inferior se utilizaron 6 pernos de cabeza hexagonal *ANSI ASME B18.2.1 – ¼-20 UNC – 0,875* y tuercas hexagonales *ANSI ASME B18.2.2 – ¼-20* [2], mostrados en la Figura 57.

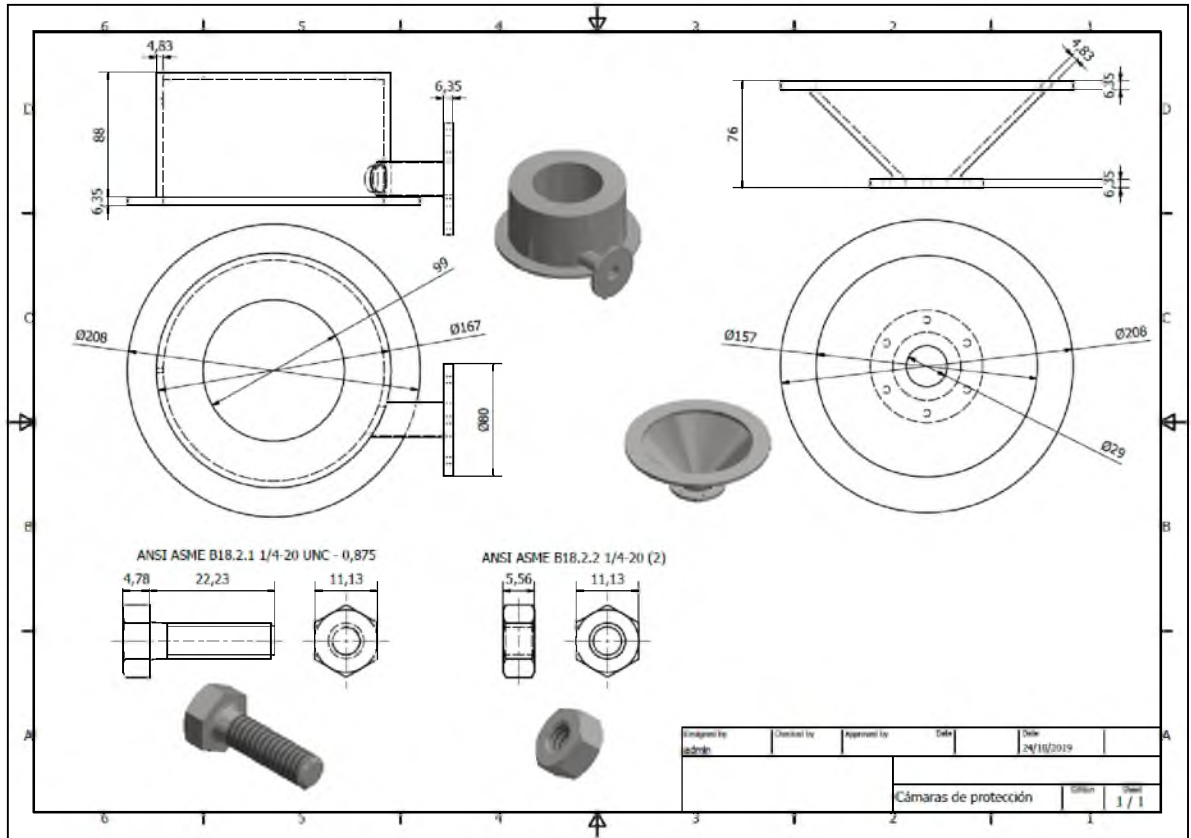


Figura 57. Dimensiones (en mm) de la cámara de protección superior e inferior y las uniones utilizadas.

El diseño de estas cámaras se basó en la simplicidad, fácil construcción y ensamblaje de los componentes, asegurado la cobertura de los componentes internos y limitando la pérdida de calor del fluido de trabajo. Además es posible considerar el uso de algún revestimiento aislante externo, como pinturas aislantes negras, recubrimientos cerámicos de aislamiento, entre otros.

4.2. Simulación del receptor de radiación solar concentrada por medio de dinámica de fluidos computacional

4.2.1. Discretización del dominio

Se realizaron un total de 12 mallados distintos para cada configuración establecida en el estudio realizado, esto con el objetivo de optimizar la cantidad de elementos en las simulaciones, promoviendo un menor requerimiento de recurso computacional, así como tiempo de simulación. Para la optimización de la discretización del dominio se utilizó la temperatura de salida del fluido de trabajo, la cual es la variable de mayor importancia del estudio, y en cada malla se utilizó un suavizado alto (parámetro que considera los cambios de tamaño desde una cara o celda a su cara o celda adyacente (52)). El Cuadro 12 y 13 muestran los resultados de dicho estudio de mallas para el aire seco y aceite sintético.

Cuadro 12. Variación de la temperatura de salida del fluido en función del número de elementos del mallado para el aire seco.

No. Malla	Flujo másico de aire seco (g/s)	No. Elementos	Temperatura de salida (°C)
1	0,12	252 854	-272,150
2		253 477	-272,150
3		254 627	-272,150
4		258 037	-272,150
5		266 177	182,767
6		284 128	410,619
7		323 790	537,208
8		397 479	616,186
9		421 903	595,970
10		448 375	611,063
11		477 320	632,772
12		511 406	627,730
1	0,60	252 854	-272,150
2		253 477	-272,150
3		254 627	-272,150
4		258 037	-272,150
5		266 177	445,309
6		284 128	507,086
7		323 790	573,916
8		397 479	575,415
9		421 903	566,341
10		448 375	573,984
11		477 320	579,649
12		511 406	579,289

Cuadro 13. Variación de la temperatura de salida del fluido en función del número de elementos del mallado para el aceite sintético.

No. Malla	Flujo másico de aceite sintético (g/s)	No. Elementos	Temperatura de salida (°C)
1	5	252 854	4359,970
2		253 477	4726,850
3		254 627	-272,150
4		258 037	-256,192
5		266 177	212,237
6		284 128	215,822
7		323 790	221,646
8		397 479	220,125
9		421 903	221,971
10		448 375	220,266
11		477 320	220,965
12		511 406	221,081
1	10	252 854	-272,150
2		253 477	4726,850
3		254 627	4726,850
4		258 037	-142,984
5		266 177	190,948
6		284 128	191,181
7		323 790	194,979
8		397 479	193,011
9		421 903	194,580
10		448 375	193,277
11		477 320	193,526
12		511 406	194,865

Estos resultados del Cuadro 12 y 13 se visualizan de forma más clara en la Figura 58, Figura 59, Figura 60 y Figura 61.

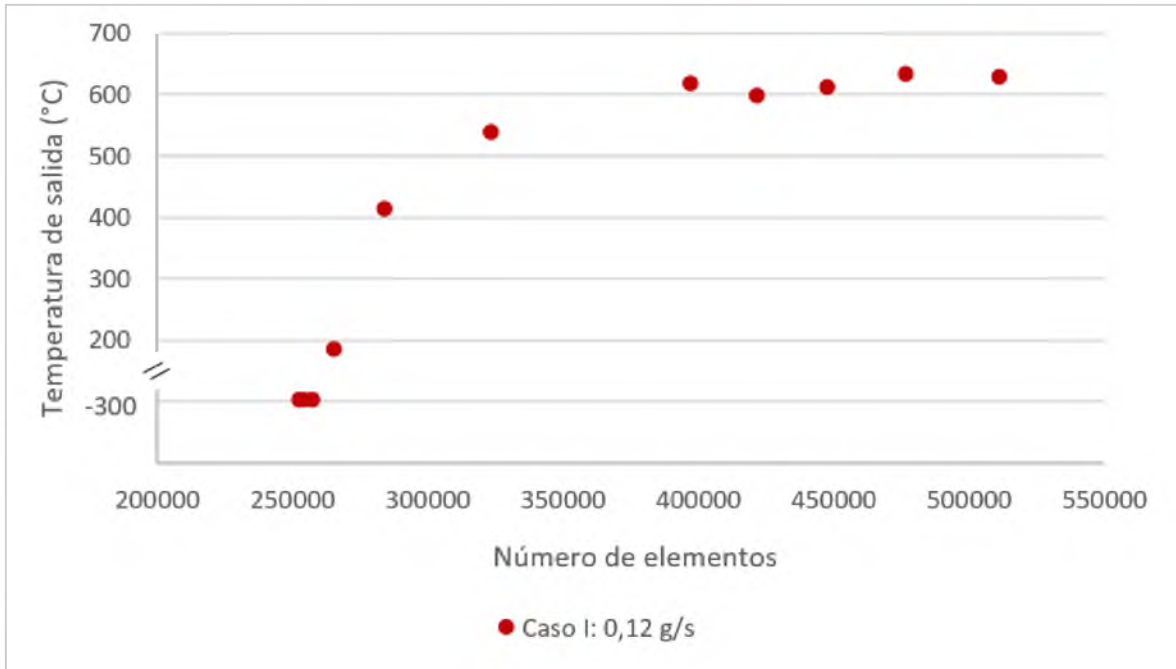


Figura 58. Convergencia de la temperatura de salida del aire seco en función del número de elementos del mallado, para el caso I.

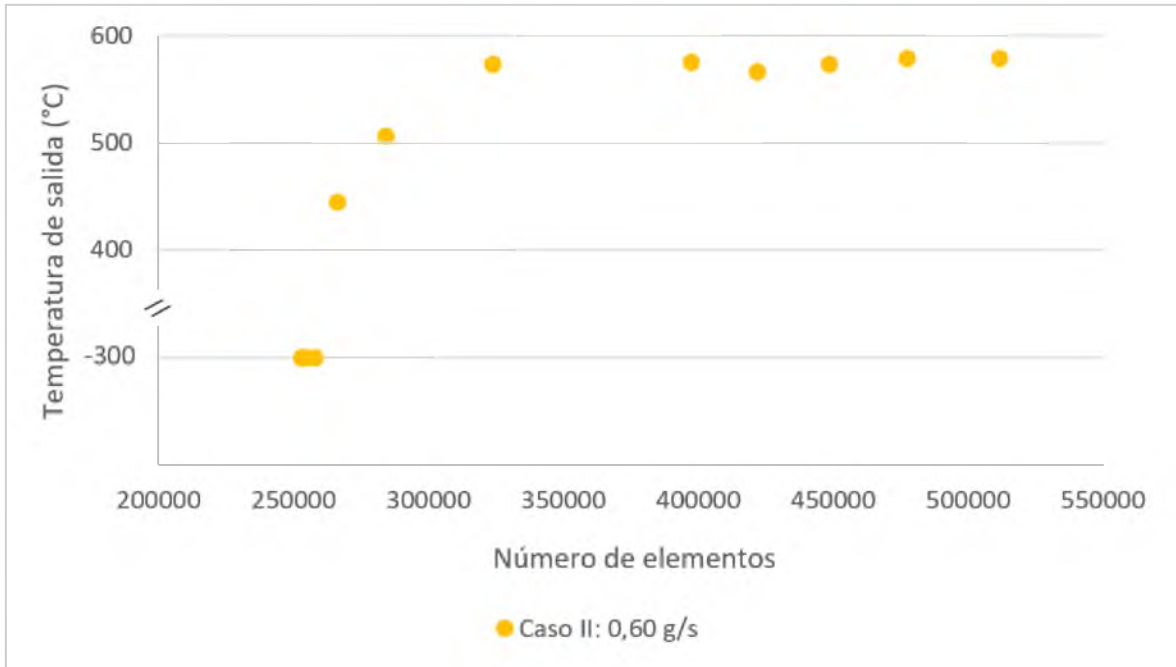


Figura 59. Convergencia de la temperatura de salida del aire seco en función del número de elementos del mallado, para el caso II.

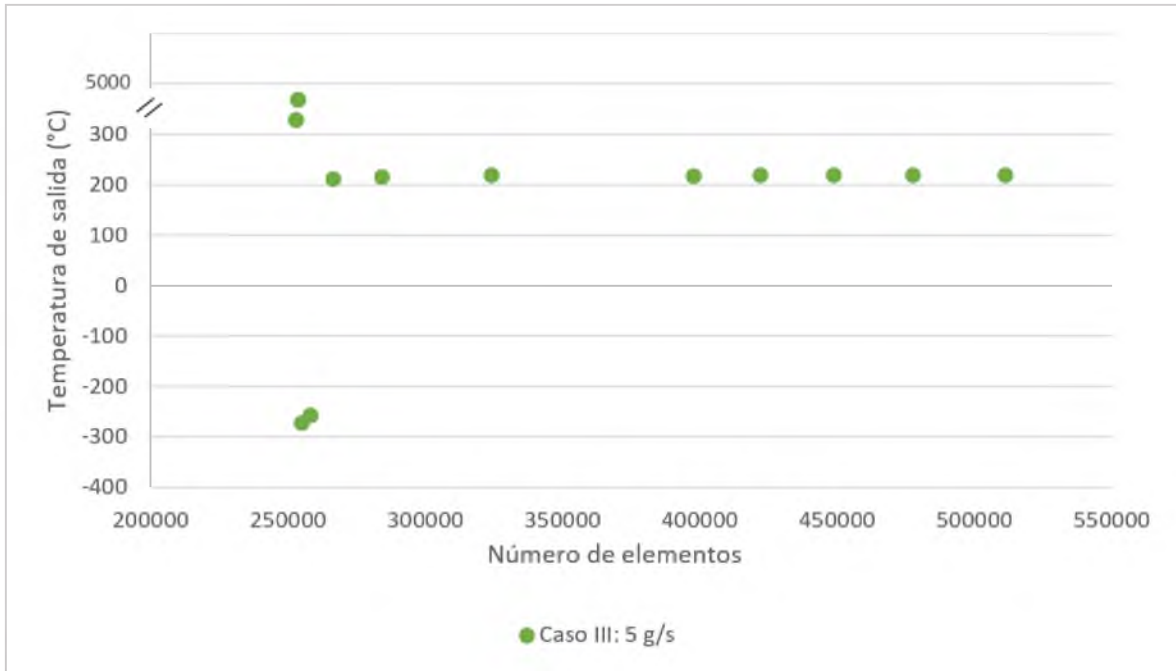


Figura 60. Convergencia de la temperatura de salida del aceite sintético en función del número de elementos del mallado, para el caso III.

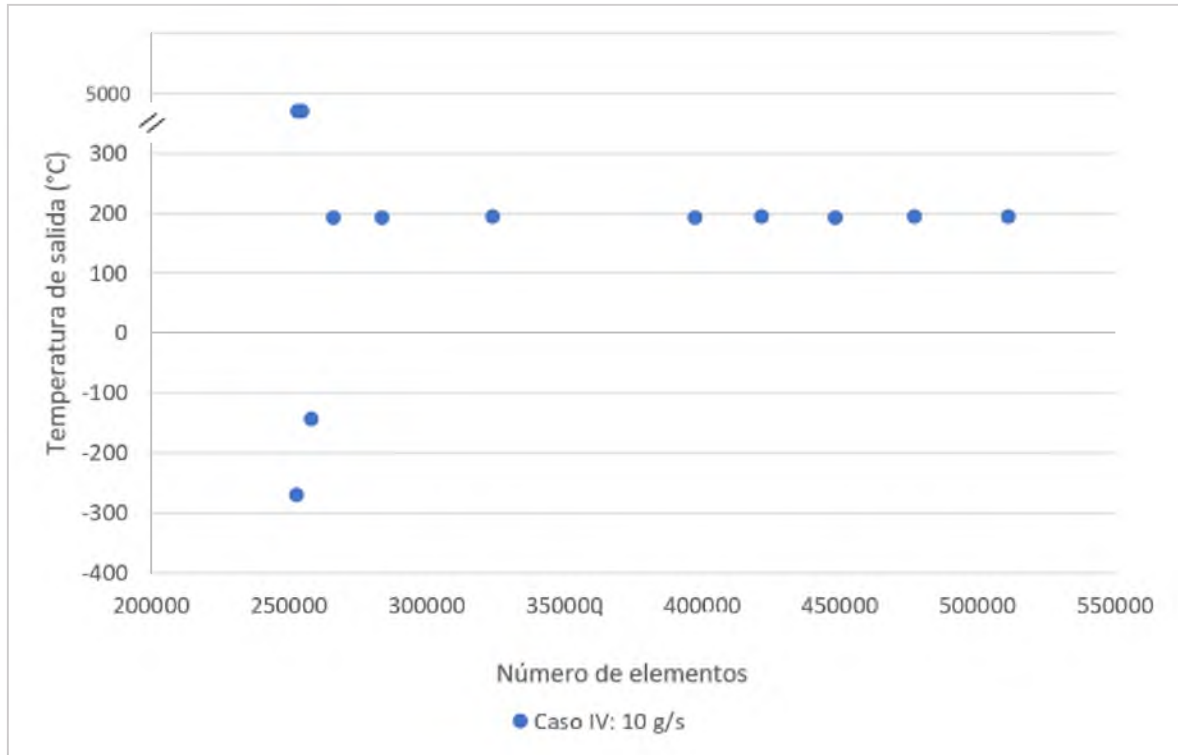


Figura 61. Convergencia de la temperatura de salida del aceite sintético en función del número de elementos del mallado, para el caso IV.

Se observa que para el caso I (0,12 g/s) y II (0,60 g/s) con aire seco, a partir de los 397 479 elementos del discretizado del dominio (malla No. 8), la temperatura de salida del fluido de trabajo no varía de manera significativa, con un cambio porcentual de temperatura menor al 4% y 2,5%, respectivamente. De esta forma es posible determinar la cantidad de elementos óptimos para ambos casos, provocando un ahorro en tiempo y recurso computacional. Se utilizó la malla No. 8 para la simulación fluido-dinámica y térmica de ambos casos.

Para los resultados con el uso de aceite sintético, en ambos casos la convergencia de la discretización del mallado comienza en el mallado No. 5 (266 177 elementos), donde se presenta un cambio de temperatura de salida respecto a la malla anterior de 468 °C y 334 °C para el caso III y IV, respectivamente. A partir de esta malla No. 5, los cambios porcentuales en la temperatura de salida entre una malla y la siguiente se encuentran por debajo del 3% en ambos casos, lo que significa la convergencia del discretizado. Para realizar la simulación fluido dinámica y térmica del receptor solar evaluado el aceite sintético se utilizó la malla No. 7 con un total de 323 790 elementos, ya que presenta variaciones menores o igual al 1% de la temperatura de salida respecto a los mallados siguientes, esto para los casos III y IV.

Este proceso de optimización permite lograr una independencia del mallado, es decir que los resultados producto de las soluciones de las ecuaciones matemáticas no van a depender de la cantidad de elementos, además de que este análisis de sensibilidad representa uno de los criterios de convergencia de las simulaciones.

Los parámetros de calidad de los mallados son mostrados en el Cuadro 14, obtenidos de la herramienta *Meshing* de *ANSYS*.

Cuadro 14. Parámetros de calidad de los mallados en el estudio de sensibilidad

No. Malla	Calidad de elemento	Oblicuidad	Ortogonalidad
1	0,80520 ± 0,13290	0,26881 ± 0,16023	0,72913 ± 0,15778
2	0,80509 ± 0,13477	0,26852 ± 0,16138	0,72946 ± 0,15899
3	0,80257 ± 0,13878	0,27180 ± 0,16631	0,72620 ± 0,16396
4	0,79876 ± 0,14299	0,27616 ± 0,17153	0,72186 ± 0,16921
5	0,79498 ± 0,14764	0,28108 ± 0,17903	0,71694 ± 0,17676
6	0,79081 ± 0,14980	0,28654 ± 0,18313	0,71145 ± 0,18081
7	0,78967 ± 0,14595	0,28848 ± 0,18112	0,70959 ± 0,17882
8	0,79470 ± 0,13581	0,28201 ± 0,16974	0,71606 ± 0,16736
9	0,79591 ± 0,13343	0,28066 ± 0,16724	0,71742 ± 0,16485
10	0,79837 ± 0,13055	0,27702 ± 0,16364	0,72106 ± 0,16119
11	0,80172 ± 0,12730	0,27279 ± 0,15998	0,72531 ± 0,15755
12	0,80359 ± 0,12450	0,27039 ± 0,15671	0,72773 ± 0,15428

De acuerdo con los criterios de *ANSYS*, la oblicuidad y la calidad ortogonal para las 2 mallas seleccionadas son calificadas como muy buenas (Figura 31) (35). Las Figuras 62, 63, 64 y 65 muestran la representación sobre el receptor solar de los 3 parámetros de calidad de mallado, además de su distribución respecto al número de elementos para ambas mallas utilizadas en la simulación.

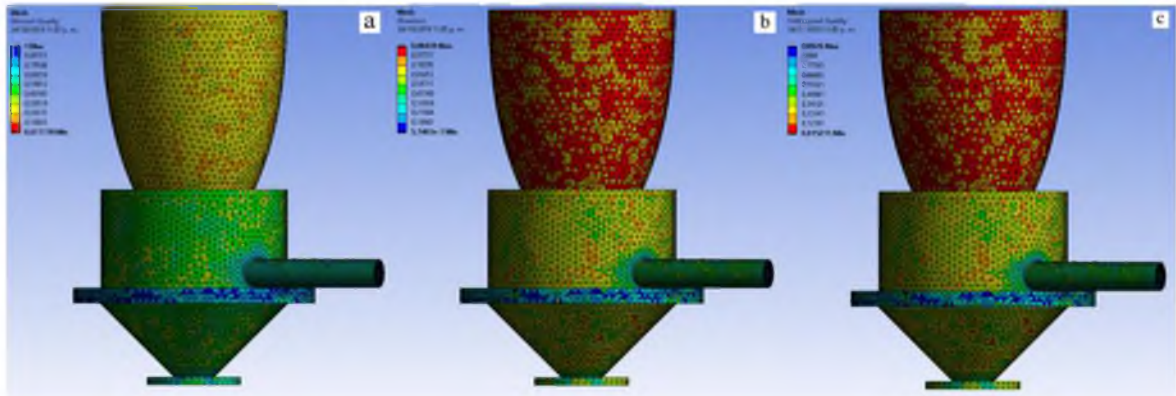


Figura 62. Parámetros de calidad de mallado sobre el receptor solar para la malla No. 7. a) Calidad de elementos; b) Oblicuidad y c) Ortogonalidad.

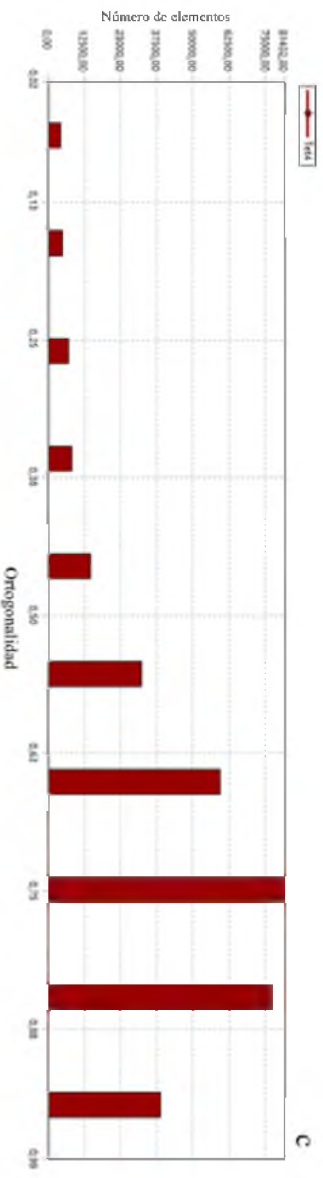
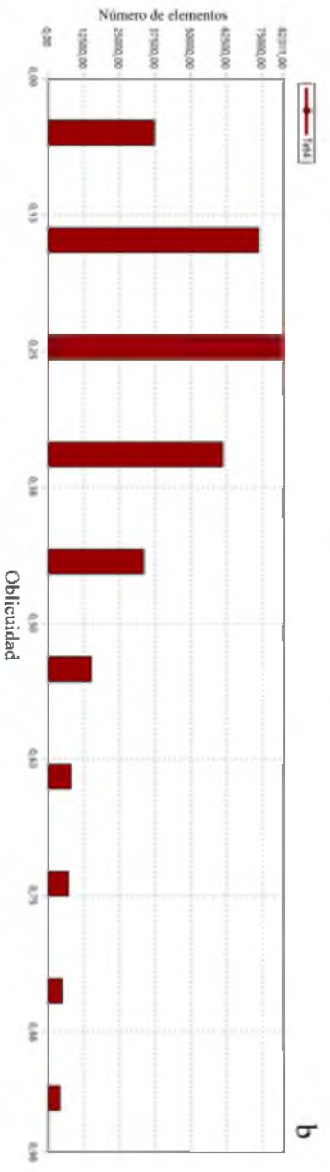
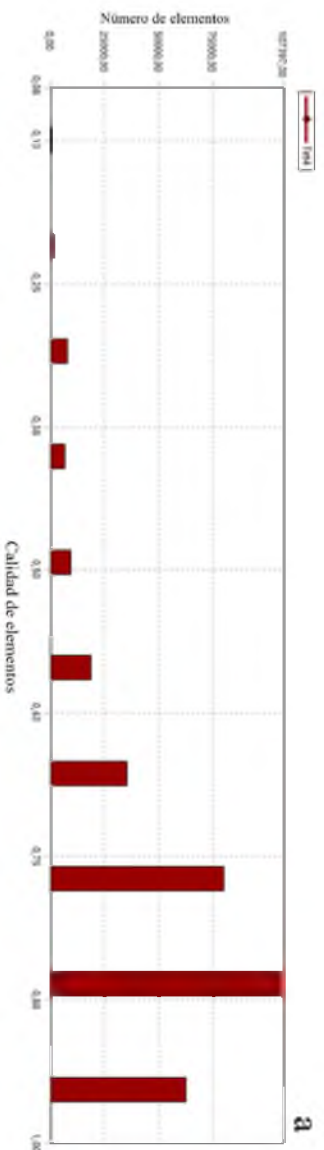


Figura 63. Distribución de los parámetros de calidad de malla respecto al número de elementos para la malla No. 7. a) Calidad de elementos; b) Oblicuidad y c) Ortogonalidad.

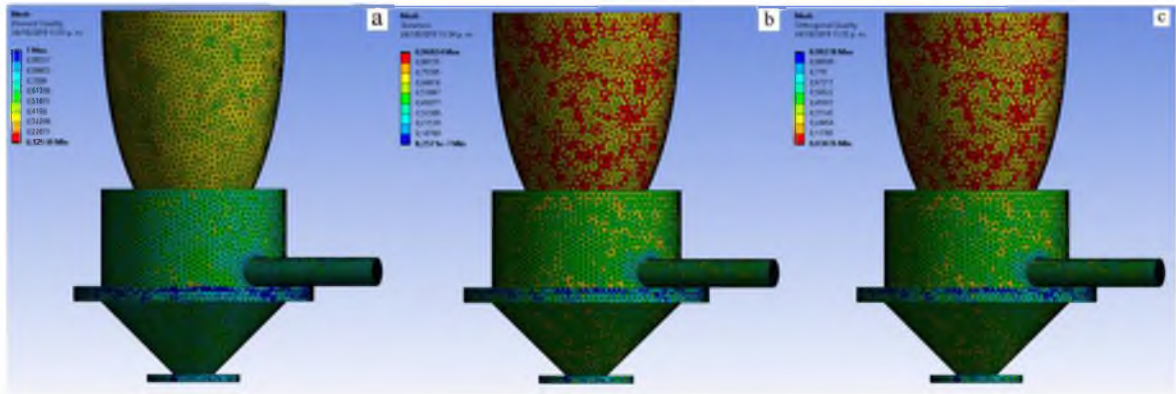


Figura 64. Parámetros de calidad de mallado sobre el receptor solar para la malla No. 8. a) Calidad de elementos; b) Oblicuidad y c) Ortogonalidad.

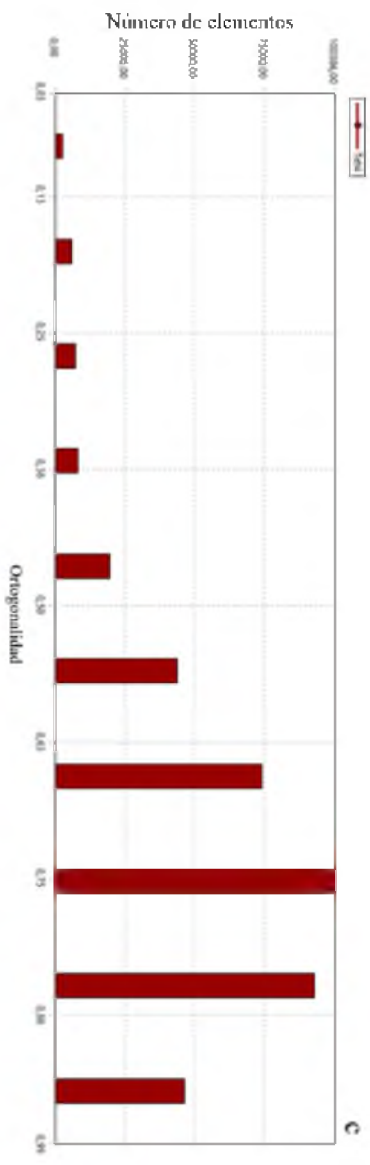
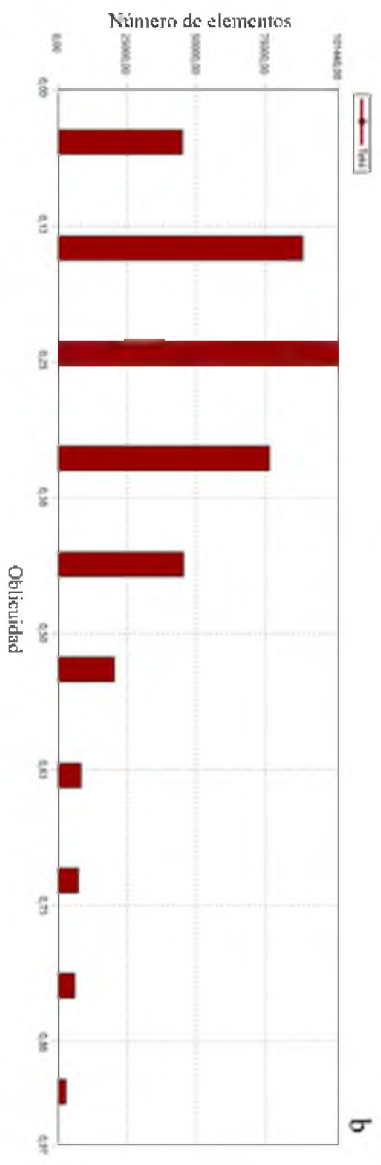
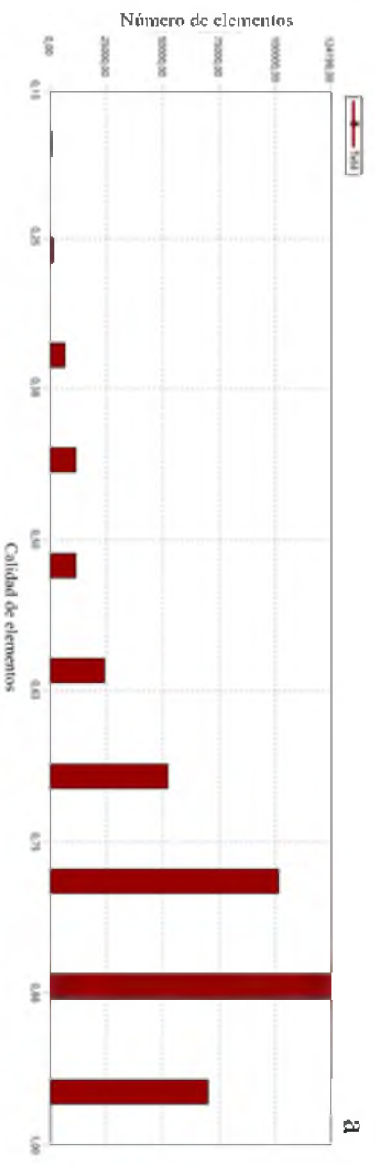


Figura 65. Distribución de los parámetros de calidad de mallado respecto al número de elementos para la malla No. 8. a) Calidad de elementos; b) Oblicuidad y c) Ortogonalidad.

4.2.2. Comportamiento dinámico y térmico del receptor de radiación solar concentrada

El principal objetivo del análisis fluido-dinámico es visualizar por medio de líneas de flujo el comportamiento del fluido dentro del receptor solar, el cual por su patrón en forma espiral promueve la turbulencia para una mejor transferencia de calor por convección hacia el fluido, además se busca que la velocidad de flujo cerca de la zona de absorción de la radiación solar sea muy baja, buscando contrarrestar la pequeña área de absorción del receptor solar.

Por otra parte, el análisis térmico permitió visualizar los perfiles de temperatura de fluido de trabajo, parámetro indispensable para el diseño del posterior sistema de transferencia de calor, conociendo su entalpía de salida. Además se logró verificar que los demás componentes no excedan la temperatura de operación recomendada por su fabricante o naturaleza física.

La Figura 66 muestra las líneas de velocidad del flujo de aire seco y la Figura 67 el perfil de velocidad a la salida del receptor.

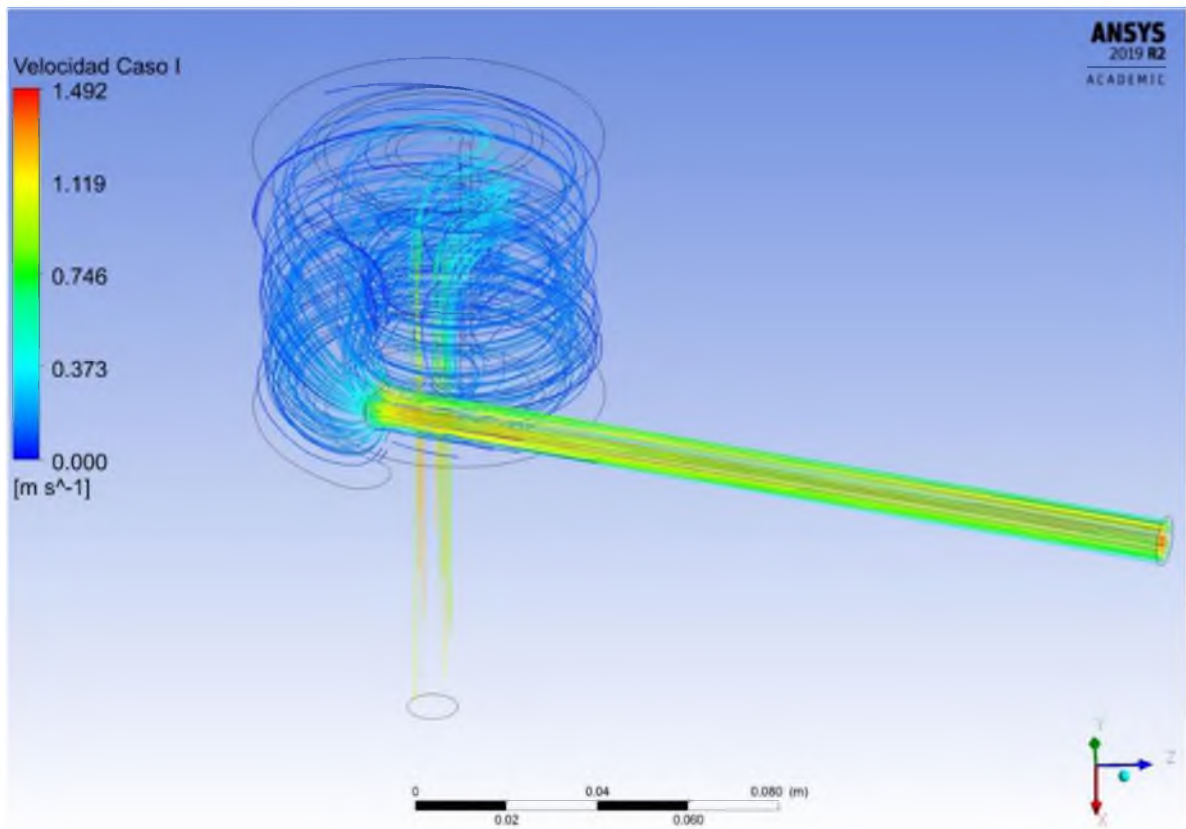


Figura 66. Distribución de velocidad (en m/s) y patrones de líneas de flujo del aire seco, caso I.

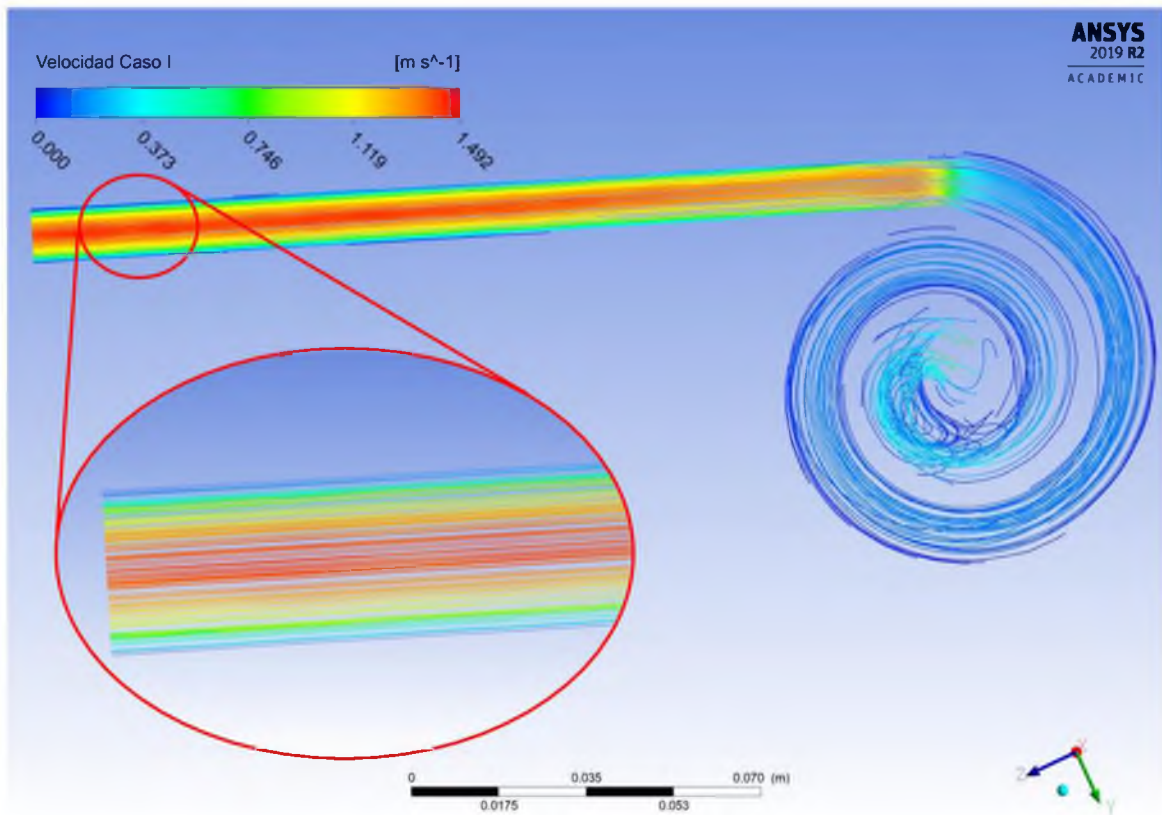


Figura 67. Perfil de velocidades (en m/s) del aire seco a la salida del receptor solar, caso I.

Los patrones de líneas de flujo muestran que conforme el aire seco comienza a entrar en la cámara del absorbedor, su velocidad comienza a disminuir a valores cercanos a los 0,373 m/s cerca del punto central del área de absorción. Conforme el fluido se mueve en la trayectoria espiral, la velocidad disminuye provocando recirculación del flujo, aumentando el tiempo de permanencia del aire en la cámara espiral, promoviendo sin duda la transferencia de calor hacia el fluido. Una vez recorrida la trayectoria espiral, debido a la caída de presión en la condición de salida, el flujo sale a una velocidad promedio de 1,02 m/s. Además es posible

visualizar el desarrollo del perfil de velocidad del fluido a la salida del sistema (Figura 67), en la cual la capa que se pega a la superficie de la tubería de salida tiene velocidades cercanas a 0 m/s, cumpliendo con la condición de no deslizamiento de la mecánica de fluidos. Esta condición de no deslizamiento es responsable del desarrollo del perfil de velocidad y es conocida como capa límite (21).

Los efectos combinados de baja velocidad, tiempo de permanencia, turbulencia y radiación solar concentrada provocan un aumento en la temperatura del fluido, alcanzando una temperatura máxima de 889 °C en la parte superior de la cámara espiral, ilustrado en la Figura 68 y Figura 69. Al alcanzar esta temperatura en este punto, el aire seco comienza a disminuir su temperatura conforme continúa su recorrido, hasta alcanzar cerca de los 616 °C a la salida del receptor, valor que es utilizado como entrada en la caldera del sistema de potencia de vapor.

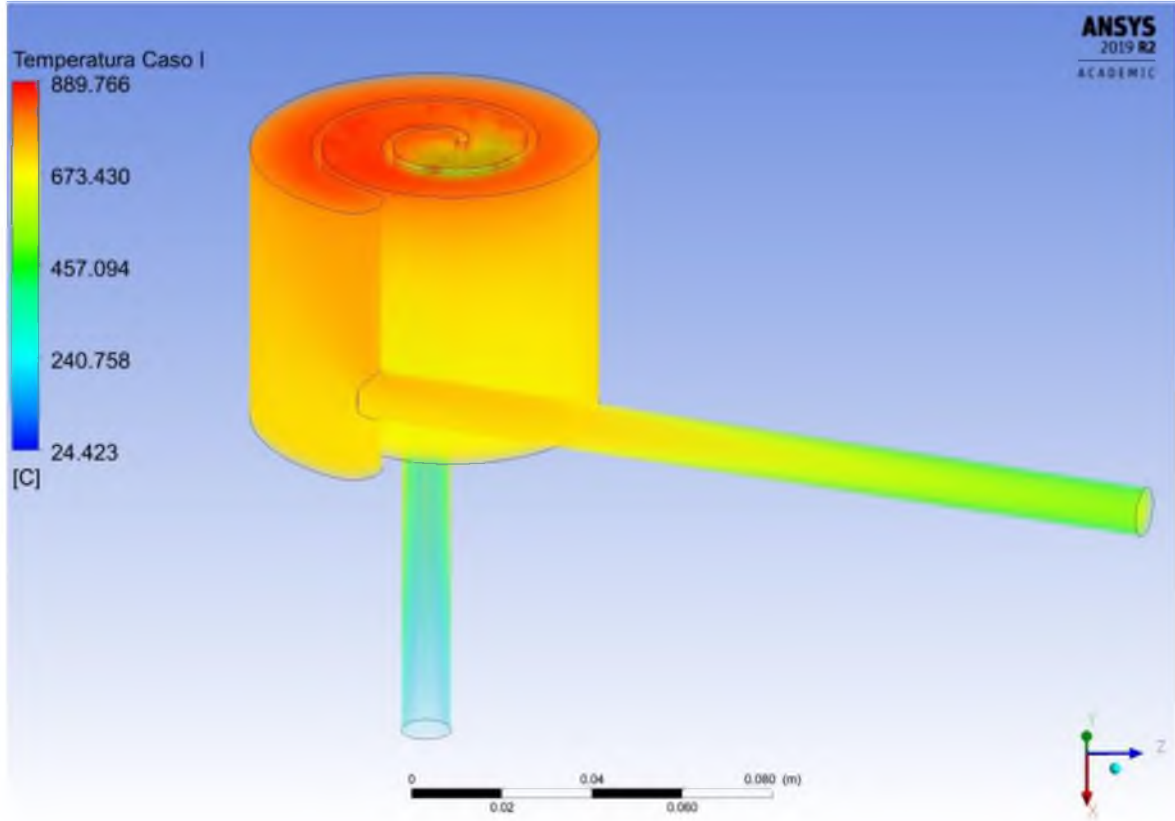


Figura 68. Distribución de temperaturas (en °C) del aire seco, caso I.

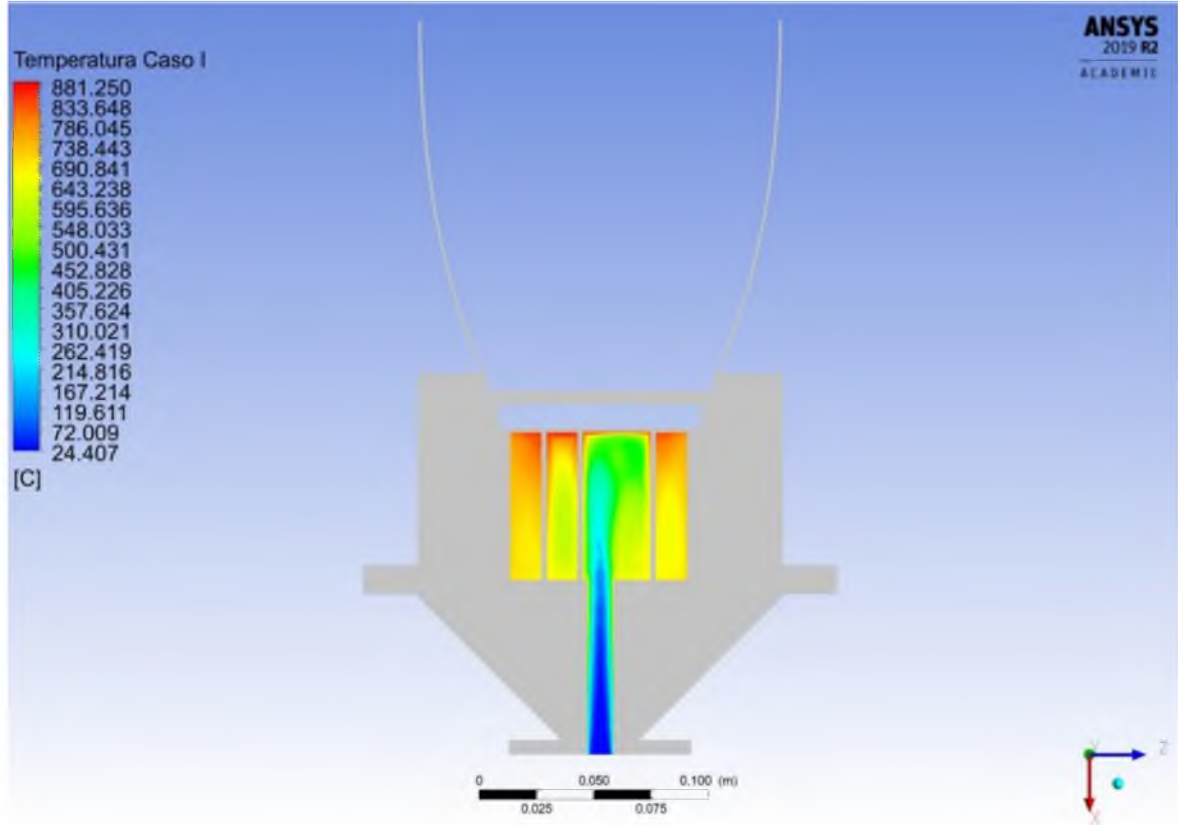


Figura 69. Perfil de temperatura (en °C) del aire seco en su trayectoria espiral, caso I.

El efecto de transferencia de calor por convección desde la estructura interna del receptor solar concentrado hacia el aire seco, en conjunto con el efecto del sistema aislante que cubre dicha estructura se muestra en la Figura 70. El sistema aislante permite mantener una temperatura mínima cercana a los 600 °C en la sección de la cámara espiral, disminuyendo las pérdidas de calor. Una muestra del efecto del sistema aislante se muestra en el detalle 2, en el cual se consideró dos muestras en la pared del absorbedor espiral, cuyo diferencial de temperatura es de 1,16 °C, producto de las pérdidas de calor por conducción.

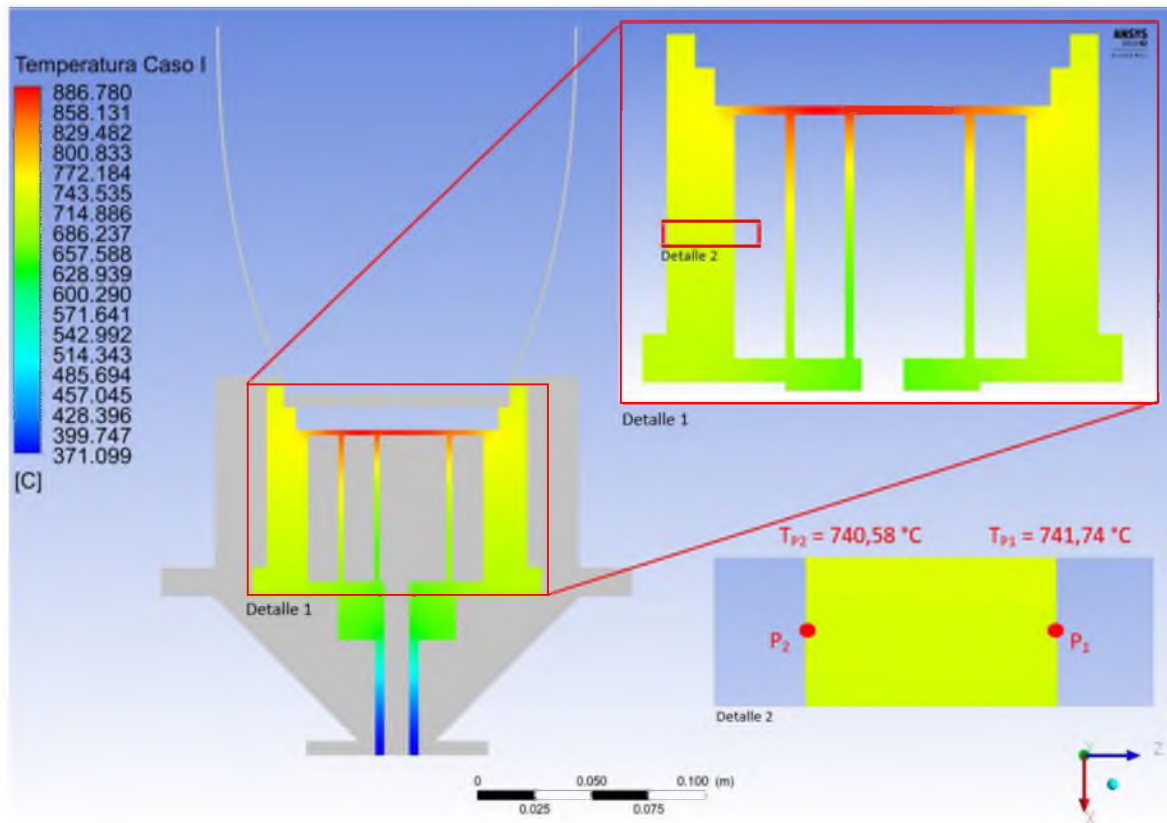


Figura 70. Perfil de temperatura (en °C) del absorbedor interno para el caso I.

Para el caso II, en el cual el flujo másico de aire seco es de 0,60 g/s, las líneas de velocidad de flujo muestran un comportamiento similar al caso anterior, en el cual la velocidad durante el recorrido de patrón espiral es muy cercana a 0 m/s, incrementándose conforme se acerca al tubo de salida, mostrado en la Figura 71. Además la distribución de temperatura del fluido indica que en la parte superior, donde se tiene el punto focal de radiación solar sobre el absorbedor, se alcanzan temperaturas cerca de los 980 °C, la cual disminuye hasta una temperatura promedio de salida de 575 °C (Figura 72).

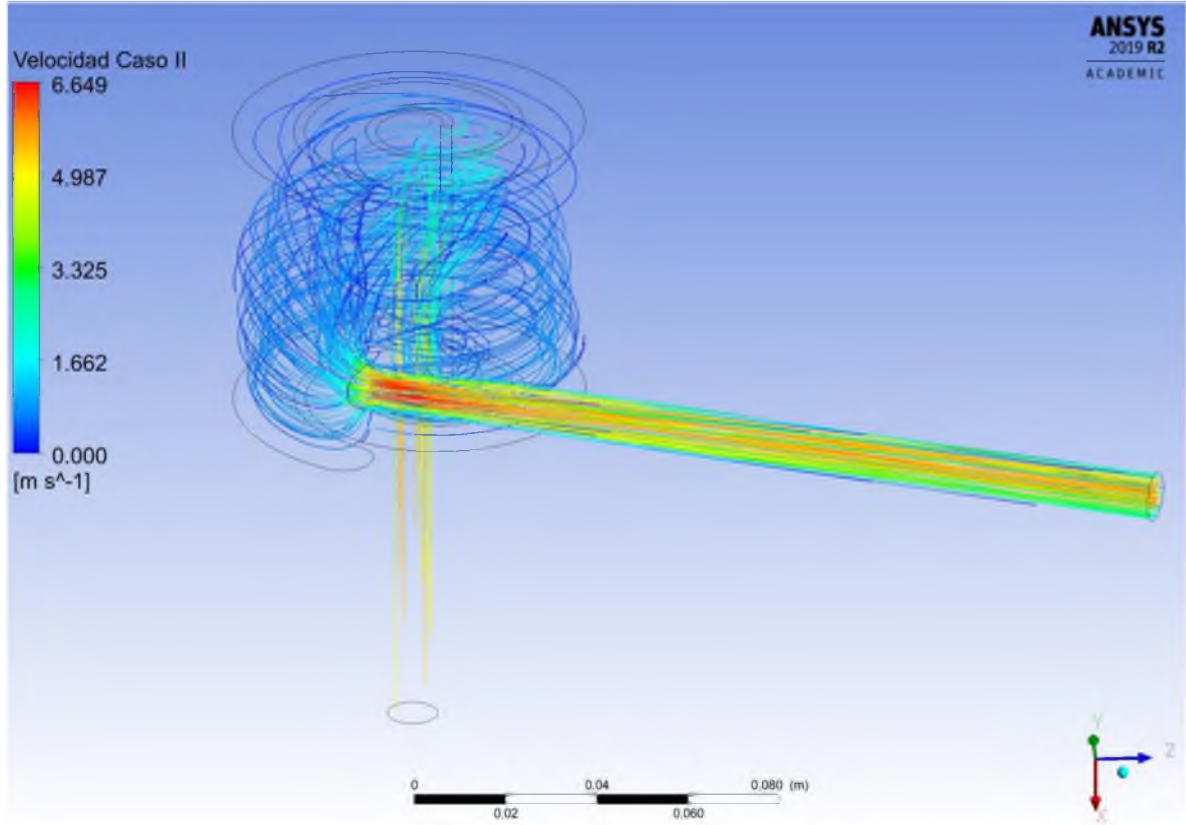


Figura 71. Distribución de velocidad (en m/s) y patrones de líneas de flujo del aire seco para el caso II.

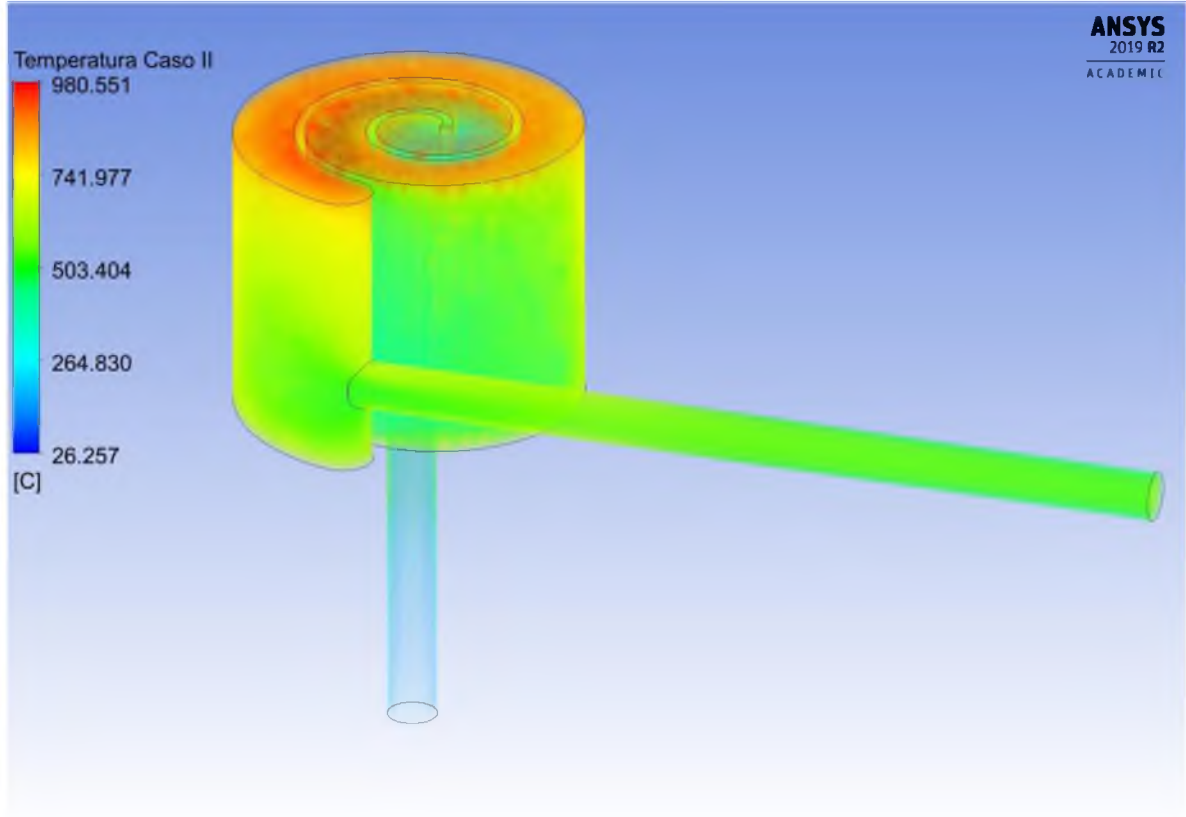


Figura 72. Distribución de temperaturas (en °C) del aire seco para el caso II.

Para lograr verificar que cada uno de los componentes del sistema no exceda la temperatura de operación, en el Cuadro 15 se tiene las temperaturas máximas alcanzadas en las paredes de cada componente, además las temperaturas de operación máxima de cada material de los componentes. Bajo este escenario ninguno de los componentes se encuentra por encima de los valores de temperatura recomendado por el fabricante. Además se observa que tanto el vidrio térmico como el absorbedor reciben la mayor cantidad de radiación solar, por su incremento de temperatura a valores de 700 °C. De igual forma se observa como la

temperatura máxima alcanzada para cada componente es mayor para el caso II en comparación con el caso I, debido al incremento de 310,53 W sobre el receptor solar. Estos valores van a permitir tomar las consideraciones pertinentes para evitar problemas del material, ya sea con la escogencia de otro material o disminuir la entrada de radiación solar concentrada hacia el sistema.

Cuadro 15. Datos de temperatura del volumen promedio de la simulación y temperatura de operación para los componentes del receptor solar para los casos I y II.

Componente	Caso	Material	Temperatura del volumen promedio (°C)	Temperatura máxima alcanzada (°C)	Temperatura máxima de operación (°C)	Referencia
Absorbedor	I	Acero inoxidable	712,985	758,930	870	Biblioteca <i>Fluent</i> (51)
	II		687,816	785,310		
Cámara de protección	I	Pyrogel [®] XT	60,4470	242,240	650	Catálogo <i>Pyrogel[®] XT Plus/XT-E</i>
	II		66,2910	249,506		
Aislante	I	Vitreous Silica	308,004	543,347	870	(38)
	II		298,137	554,696		
Vidrio térmico	I	Silica	745,830	749,620	870	(39)
	II		765,930	772,670		

En la simulación por medio de códigos de CFD, los datos y resultados obtenidos van a depender de la convergencia, la cual puede verse obstaculizada por varios factores, lo que provoca que muchas veces sea difícil conocer si la solución converge. Para juzgar la convergencia de una simulación, no existen parámetros únicos, los residuales es uno de estos parámetros que son útiles para ciertos problemas, pero sin embargo no son muy útiles para otros. Para casos en los cuales se involucra turbulencia y se tiene una mala conjetura inicial

del campo de flujo y condiciones de frontera, una buena práctica para juzgar la convergencia es por medio de los valores de residuales y su comportamiento, en los cuales se aconseja que su comportamiento sea constante por 50 o más iteraciones. Además la verificación de variables de interés, como el flujo másico y energético permite aumentar la confiabilidad en la convergencia de la simulación (23).

Para el escenario con el uso de aire seco, ambos casos cumple con las condiciones de convergencia establecidas, donde los residuales llegan a magnitudes de 10^{-4} y se mantienen constantes por más de 100 iteraciones. Respecto a la conservación de masa entre la entrada y salida, se obtuvieron diferencias con valores de $-1,47 \times 10^{-10}$ kg/s y $-5,94 \times 10^{-9}$ kg/s para el caso I y II, respectivamente. La conservación de energía, esta fue evaluada desde el punto de vista teórico, en la cual se compara el resultado computacional de la tasa de flujo de calor que sale del receptor solar con el valor esperado teóricamente. Para el caso I se obtuvo una diferencia del 1,24%, mientras que para el caso II un 2,97% de diferencia.

La eficiencia del sistema para el uso del aire seco se determinó al comparar el flujo energético que entra al receptor solar por medio de la irradiancia directa normal y el área de absorción del receptor (concentración de radiación), y el flujo energético del fluido a la salida, el cual se determina considerando el flujo másico, el calor específico del fluido a dicha temperatura de salida y el cambio de temperatura entre la entrada y salida. Para el primer caso, la eficiencia de conversión energética es de un 31,6%, mientras que para el caso II se tiene una eficiencia de 63,2%. Al aumentar el flujo másico de aire a través del sistema y el flujo de calor, la eficiencia del sistema aumenta significativamente, mejorando la calidad energética

del fluido a la salida. La diferencia entre las eficiencias de ambos casos es de un 31,6%, con un incremento de 0,48 g/s de flujo másico de aire y una diferencia de flujo de radiación de entrada de 310 W entre ambos casos.

El mismo análisis anterior fue realizado para el uso de aceite sintético *Dowtherm A*, en el cual el caso III se tiene un flujo másico de 5 g/s con un flujo de calor de 200 000 W/m², y el caso IV un flujo másico de aceite de 10 g/s con una entrada energética de 300 000 W/m²; ambos casos con un coeficiente de transferencia de calor por convección natural constante de 10 W/m² K.

La Figura 73 muestra las líneas de velocidad del flujo del aceite sintético y la Figura 74 el perfil de velocidad a la salida del receptor para el caso III.

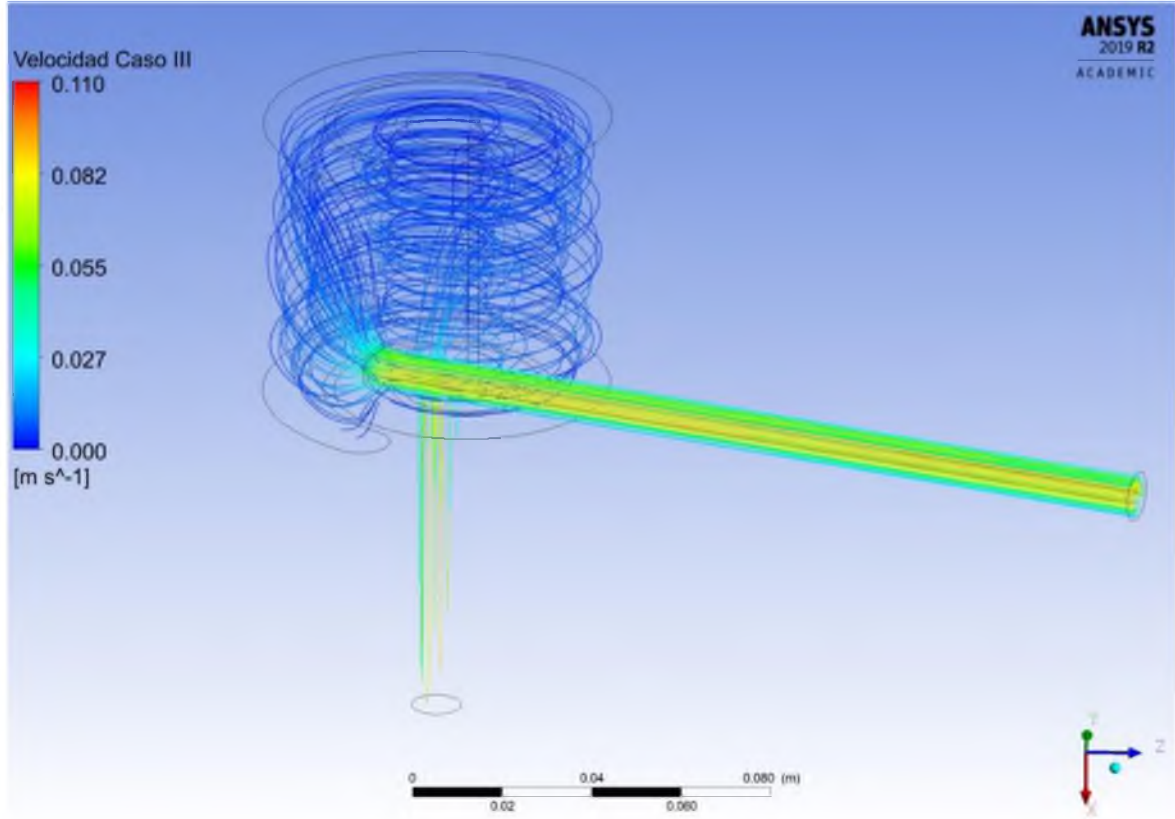


Figura 73. Distribución de velocidad (en m/s) y patrones de líneas de flujo del aceite, caso III.

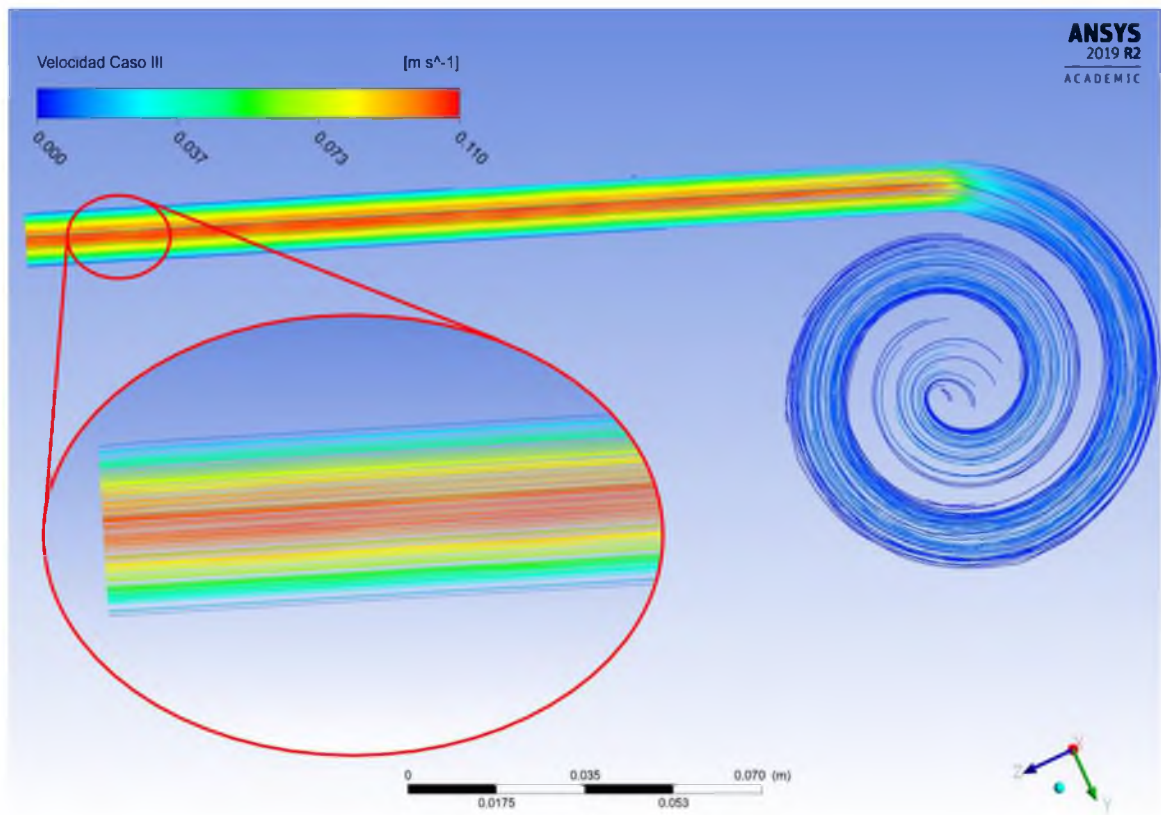


Figura 74. Perfil de velocidades (en m/s) del aceite a la salida del receptor solar, caso III.

Las líneas de velocidad muestran de igual forma la tendencia del flujo, la cual es disminuir su velocidad dentro de la cámara en forma espiral, de forma que aumenta su tiempo de permanencia, para luego aumentar su velocidad a un promedio de 0,058 m/s a la salida del receptor. Además se observa claramente el comportamiento del flujo siguiendo la condición de no deslizamiento en la salida. Este caso en comparación con el uso de aire, las velocidades disminuyen debido a las propiedades físicas del aceite, tanto su densidad y viscosidad.

El efecto de la baja velocidad debido al patrón espiral dentro de la cámara del receptor se puede visualizar por medio del perfil de temperatura del fluido, el cual se muestra en la Figura 75. El aceite en la parte superior alcanza una temperatura máxima cercana a 460 °C, la cual continúa disminuyendo de forma gradual hasta la temperatura promedio de salida cercana a 222 °C. Para este caso se presenta un incremento entre la entrada y salida de 122 °C en el aceite, bajo las condiciones de estado estable de la simulación.

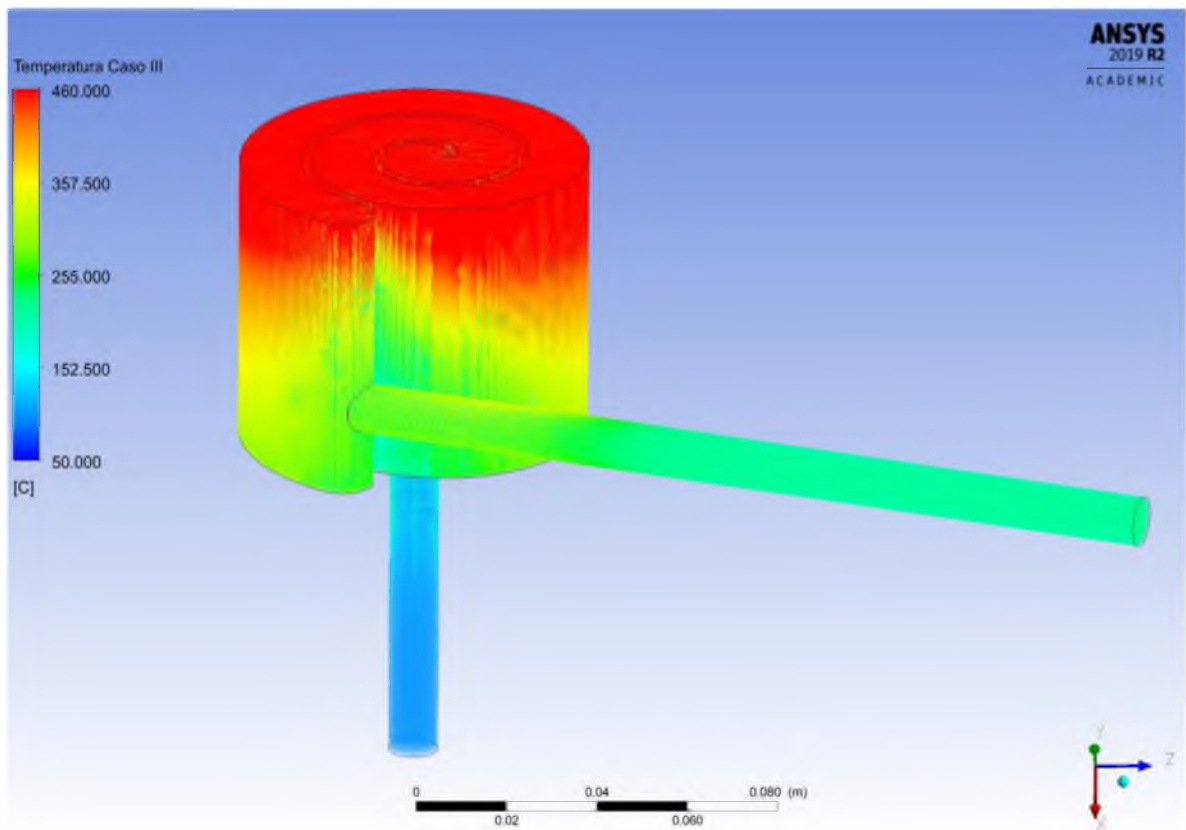


Figura 75. Distribución de temperaturas (en °C) del aceite para el caso III.

Una consideración importante a tener en cuenta con el uso de aceite sintético, es verificar el punto de operación recomendado por el fabricante. Para este aceite, el fabricante recomienda utilizar a temperaturas menores a 500 °C, ya que por encima de esta temperatura se puede causar la degradación del aceite sintético. En este caso, la temperatura máxima presentada en el dominio del fluido es menor a la temperatura máxima de operación, evitando problemas de degradación del aceite.

Para el caso IV, se tiene un comportamiento fluido dinámico muy similar al caso III, en el cual la velocidad es muy cercana a cero a través del patrón espiral (Figura 76), y como es de esperar los valores de velocidad son mayores debido al aumento de 5 g/s respecto al caso III.

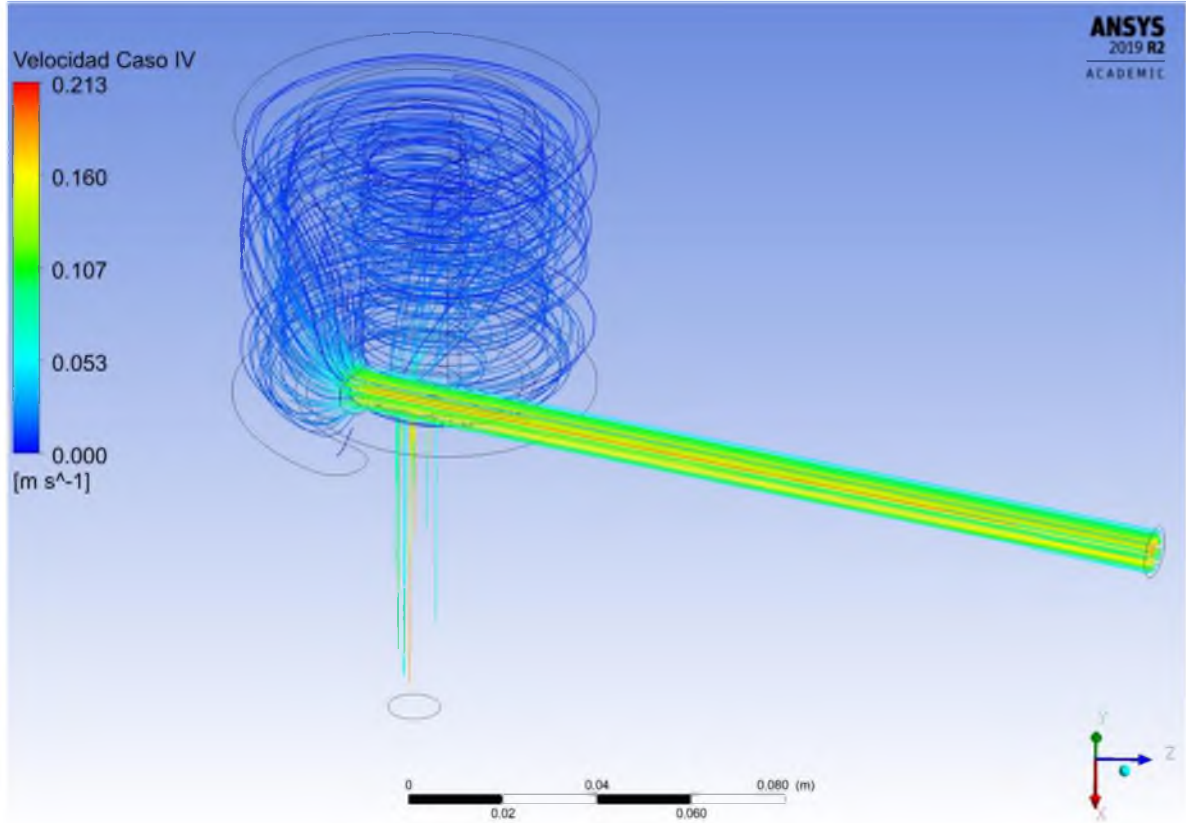


Figura 76. Distribución de velocidad (en m/s) y patrones de líneas de flujo del aceite, caso IV.

Al aumentar el flujo másico de aceite a 10 g/s y el flujo de calor, se logra identificar un incremento de la temperatura máxima del fluido en la parte superior de la trayectoria espiral (Figura 77 y Figura 78). En este caso se tiene un valor máximo de 553 °C, valor que se encuentra por encima de la temperatura máxima de operación recomendada por el fabricante, por lo que se deben tener las consideraciones adecuadas, ya sea con el aumento del flujo másico o la disminución de la concentración de la radiación solar, para evitar problemas de

degradación del aceite. La temperatura promedio de salida en este caso es cercano a 195 °C, valor con el cual se diseña el sistema de transferencia de calor hacia el ciclo de Rankine.

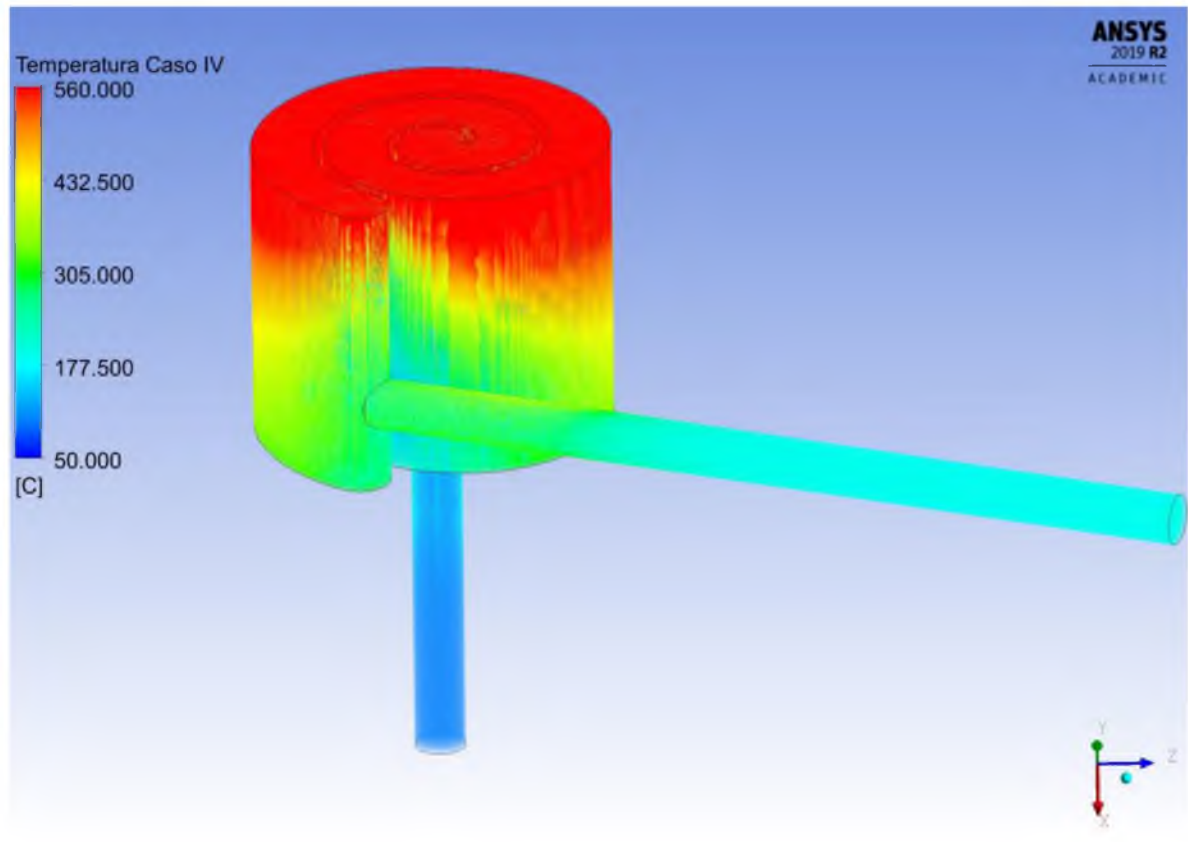


Figura 77. Distribución de temperaturas (en °C) del aceite para el caso IV.

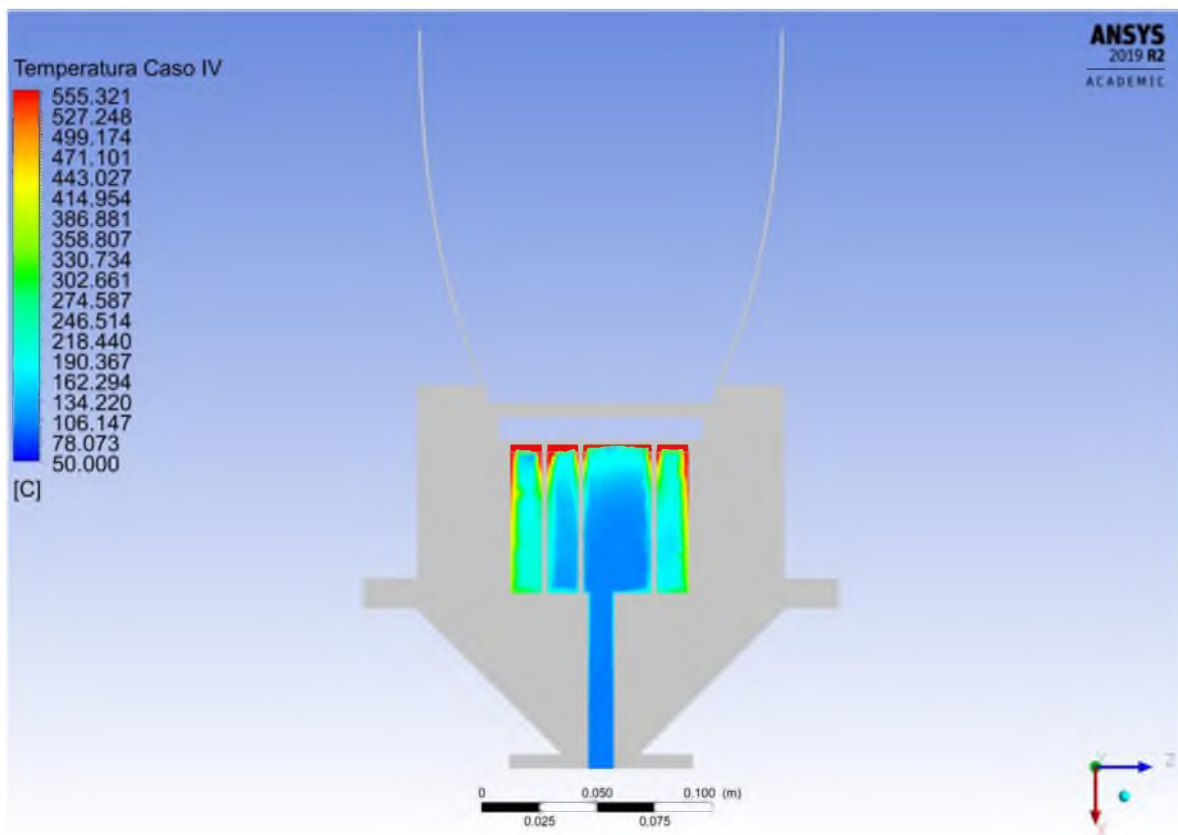


Figura 78. Perfil de temperatura (en °C) del aceite en su trayectoria espiral, caso IV.

De mismo modo al análisis para el caso I, se tiene en la Figura 79, el perfil de temperaturas del absorbedor, con el objetivo de visualizar los gradientes de temperatura a través de la estructura y el efecto del aislante utilizado en el receptor solar. En este caso se tiene un cambio de temperatura a través de la pared analizada de 0,435 °C. En este caso, la temperatura mínima de la cámara espiral es cercana a 330 °C.

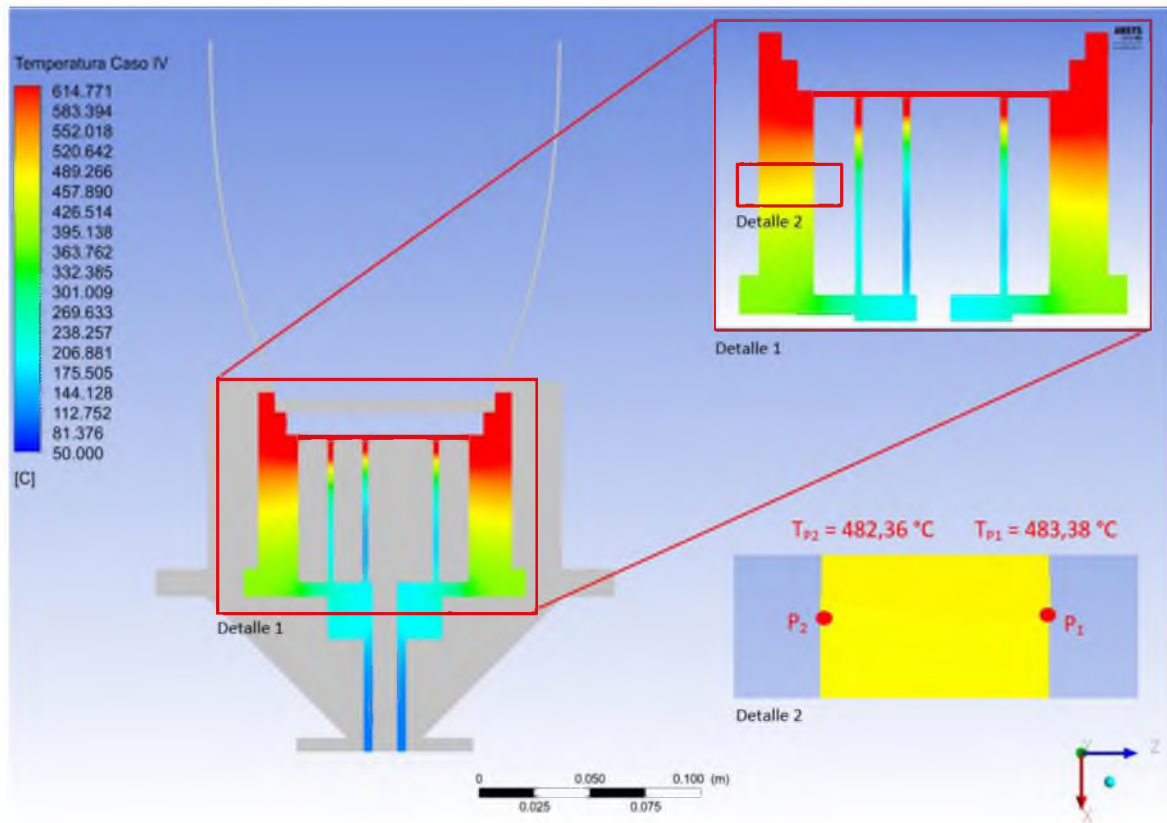


Figura 79. Perfil de temperatura (en °C) del absorbedor interno para el caso IV.

El Cuadro 16 muestra los valores de comprobación de la temperatura máxima alcanzada por los componentes y su respectiva temperatura de operación recomendada.

Cuadro 16. Datos de temperatura del volumen promedio de la simulación y temperatura de operación para los componentes del receptor solar para los casos III y IV.

Componente	Caso	Material	Temperatura máxima alcanzada (°C)	Temperatura máxima de operación (°C)	Referencia
Absorbedor	III	Acero	544,600	870	Biblioteca <i>Fluent</i> (51)
	IV		614,771		
Cámara de protección	III	inoxidable	72,5690	870	(51)
	IV		81,3760		
Aislante	III	<i>Pyrogel® XT</i>	389,986	650	Catálogo <i>Pyrogel® XT</i> <i>Plus/XT-E</i> (38)
	IV		491,506		
Vidrio térmico	III	Vitreous	526,438	870	(39)
	IV	Silica	672,276		

Para ambos casos, la temperatura máxima alcanzada no supera la temperatura máxima de operación establecida para los materiales de los cuales están fabricados. Para estas dos últimas simulaciones el único punto que se debería revisar y tomar las precauciones del caso es para el exceso de temperatura del aceite en el caso III, como ya se mencionó.

Respecto a la convergencia de las simulaciones III y IV, ambos escenarios cumplen con los criterios establecidos en el Cuadro 6, en el cual los valores de los residuales alcanzan magnitudes constantes de 10^{-4} por más de 100 iteraciones. En lo que respecta al balance de masa del sistema se tiene que para el caso III existe una diferencia de $1,15 \times 10^{-6}$ kg/s y para el caso IV una diferencia de $5,64 \times 10^{-7}$ kg/s, cumpliendo con el criterio establecido. El otro criterio de convergencia es la conservación de energía, calculado de forma teórica para su comparación con la parte computacional, cuyos resultados están cercanos al 5% establecido, donde para el caso III se tiene una diferencia de 5,74% y un 6,70% para el caso IV.

La eficiencia del sistema para los casos III y IV es de 77,5% y 79,1%, respectivamente. La eficiencia del caso IV aumenta al incrementar el flujo másico el doble respecto al caso III y la radiación solar concentrada.

El Cuadro 17 muestra un resumen de los resultados obtenidos en los 4 casos estudiados, con las respectivas eficiencias.

Cuadro 17. Resultados de temperatura de entrada y salida para los casos I y II.

Fluido de trabajo	Caso	Flujo másico (g/s)	Temperatura de entrada (°C)	Temperatura de salida (°C)	Calor absorbido (W)	Eficiencia del sistema (%)
Aire seco	I	0,12	27	616,186	73,5500	31,58
	II	0,60		575,415	343,710	63,25
Aceite sintético	III	5,00	100	221,646	1202,77	77,47
	IV	10,0		194,979	1843,19	79,14

Para el caso de los dos casos con aire seco, se buscó que la temperatura de salida fuera lo mayor posible, salvaguardando la integridad mecánica de los materiales, esto con el objetivo de mejorar las condiciones de transferencia de calor dentro del intercambiador de calor en el sistema de potencia de vapor. En la interacción aire-agua dentro del intercambiador, el diferencial de temperatura entre la entrada y salida del flujo de aire debe ser elevado para favorecer el aumento de temperatura y posterior cambio de fase a vapor de agua, para su uso en la turbina. De esta forma se estableció la temperatura inicial de entrada en 27 °C,

obteniendo diferenciales de temperatura de 589 °C y 548 °C para el caso I y II, respectivamente.

La Figura 80 muestra las eficiencias del sistema para los 4 casos estudiados. Para el aire seco la eficiencia aumenta cerca de un 32% conforme se ingresa mayor flujo másico al sistema (incremento de 0,48 g/s) y un incremento en la radiación concentración de 40 000 W/m², mientras que para el caso del aceite sintético la eficiencia aumenta en 1,70% al incrementar 5 g/s y 100 000 W/m² la entrada de aceite al sistema y radiación concentrada, respectivamente.

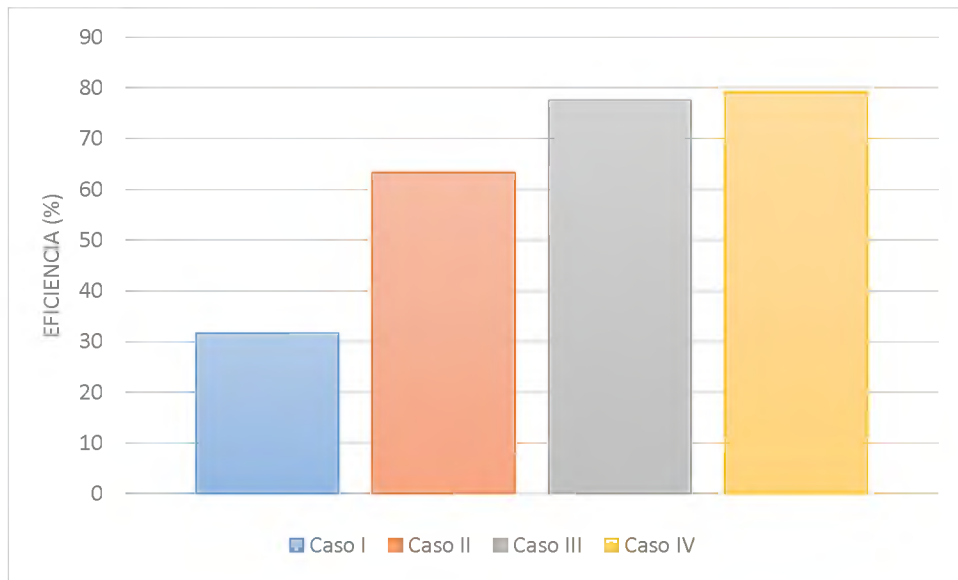


Figura 80. Eficiencia de conversión energética del sistema y la temperatura de salida del fluido de trabajo.

Estos incrementos en las eficiencias se deben al incrementar la transferencia de calor por convección en el patrón de flujo espiral dentro del absorbedor y aumentar la razón de concentración sobre el sistema.

Para obtener la radiación solar concentrada para aumentar la calidad energética de los fluidos de trabajo, es necesario el uso de componentes concentradores de radiación, como los lentes tipo Fresnel, los cuales consideran la razón entre el área de entrada del receptor y el área del lente. Con la radiación solar directa obtenido de los datos ambientales, es posible determinar la razón de concentración y así el diámetro necesario del lente Fresnel a utilizar. El Cuadro 18 resume para cada caso estas variables.

Cuadro 18. Condiciones de frontera, razones de concentración y radiación solar concentrada.

Caso	Fluido de trabajo	Flujo másico de entrada (g/s)	Temperatura inicial (°C)	Coefficiente de transferencia de calor convección natural (W/m ² K)	Presión manométrica de salida (Pa)	Radiación solar directa, Alajuela, CR (W/m ²)	Razón de concentración óptica real	Radiación solar concentrada (W)
I	Aire seco	0,12	27	10	0	708	26,50	232,890
II		0,60					71,00	543,420
III	Aceite	5,00	100	10	0		202,5	1552,63
IV	sintético	10,0					303,0	2328,94

Las simulaciones dinámicas realizadas para los cuatro casos muestran que las velocidades de entrada, dentro del receptor con patrón espiral y de salida son bajas, menores a 6 m/s, dando números de Reynolds menores a 4000, criterio mínimo establecido para la clasificación de flujos turbulentos. El número de Reynolds más elevado se presentó para el caso II a la entrada del aire seco, con un valor de 3800, que sin embargo se mantiene por debajo del criterio establecido para ser considerado como flujo turbulento. A pesar de que estos valores de

Reynolds indican un flujo laminar, se consideró utilizar el modelo de turbulencia $k - \varepsilon$ *Realizable* para las simulaciones, ya que dentro del absorbedor el patrón espiral provoca cambios repentinos de velocidad, presentándose un choque en la parte superior. Sin embargo para demostrar el efecto del modelo de viscosidad elegido, se realizó la simulación del caso I utilizando el modelo laminar y comparando la temperatura de salida con la obtenida con el modelo de turbulencia. Las diferencias encontradas en la temperatura final del fluido de trabajo no superan los 2 °C entre ambos modelos de viscosidad para las 12 mallas evaluadas, donde específicamente para el mallado No. 8, elegido para evaluar el posterior ciclo termodinámico, la diferencia es de 1,33 °C. El perfil de velocidad y temperatura para este caso evaluando el modelo laminar se muestra en el Anexo C.

4.3. Sistema termodinámico de potencia de vapor

Para el diseño del sistema termodinámico de Rankine, la Figura 37 muestra los pasos llevados a cabo, en donde primeramente se deben determinar las propiedades termodinámicas en los cuatro puntos del ciclo Rankine (Figura 40). Se programó una función con el uso del software *MATLAB*, cuyo código permite la determinación de las propiedades de presión, temperatura, entalpía, entropía y volumen específico del ciclo de Rankine ideal. Estas propiedades se verificaron con el uso de tablas termodinámicas tanto para el agua comprimida, mezcla vapor-agua y vapor sobrecalentado, a las presiones y temperaturas de trabajo. Con los datos ideales se obtuvo el ciclo real considerando eficiencias de los componentes. El Cuadro 19 muestra las propiedades termodinámicas y estados del fluido en los puntos de importancia

del ciclo Rankine, además la Figura 81 muestra el gráfico del ciclo ideal con la herramienta *MATLAB* y el ciclo real considerando las eficiencias intrínsecas de cada componente. Se diseñó con una eficiencia de 70%, 80% y 85% para la turbina, bomba y caldera, respectivamente, además de una producción de trabajo del ciclo constante de 2 kW.

Cuadro 19. Propiedades termodinámicas y estados del fluido de trabajo a través del ciclo Rankine.

Etapa del ciclo	Propiedad termodinámica	Estado del fluido (Agua, H₂O)
Estado 1	Presión (kPa)	4600
	Temperatura (°C)	440
	Entalpia (kJ/kg)	3299,15
	Entropía (kJ/kg K)	6,83
	Volumen específico (m ³ /kg)	0,06798707
		Vapor sobrecalentado
Estado 2 ideal	Presión (kPa)	700
	Temperatura (°C)	164,95
	Entalpia (kJ/kg)	2817,69
	Entropía (kJ/kg K)	6,83
	Volumen específico (m ³ /kg)	0,00110797
	Calidad	1
		Vapor saturado
Estado 2	Presión (kPa)	700
	Temperatura (°C)	288,09
	Entalpia (kJ/kg)	2962,13
	Entropía (kJ/kg K)	7,258
	Volumen específico (m ³ /kg)	0,370783
		Vapor sobrecalentado
Estado 3	Presión (kPa)	700
	Temperatura (°C)	164,95
	Entalpia (kJ/kg)	697,14
	Entropía (kJ/kg K)	1,99
	Volumen específico (m ³ /kg)	0,00110797
		Líquido saturado
Estado 4 ideal	Presión (kPa)	4600
	Temperatura (°C)	165,31
	Entalpia (kJ/kg)	701,47
	Entropía (kJ/kg K)	1,99
	Volumen específico (m ³ /kg)	0,00127304
		Líquido comprimido
Estado 4	Presión (kPa)	4600
	Temperatura (°C)	165,85
	Entalpia (kJ/kg)	702,54
	Entropía (kJ/kg K)	2,87106
	Volumen específico (m ³ /kg)	0,0012724
		Líquido comprimido

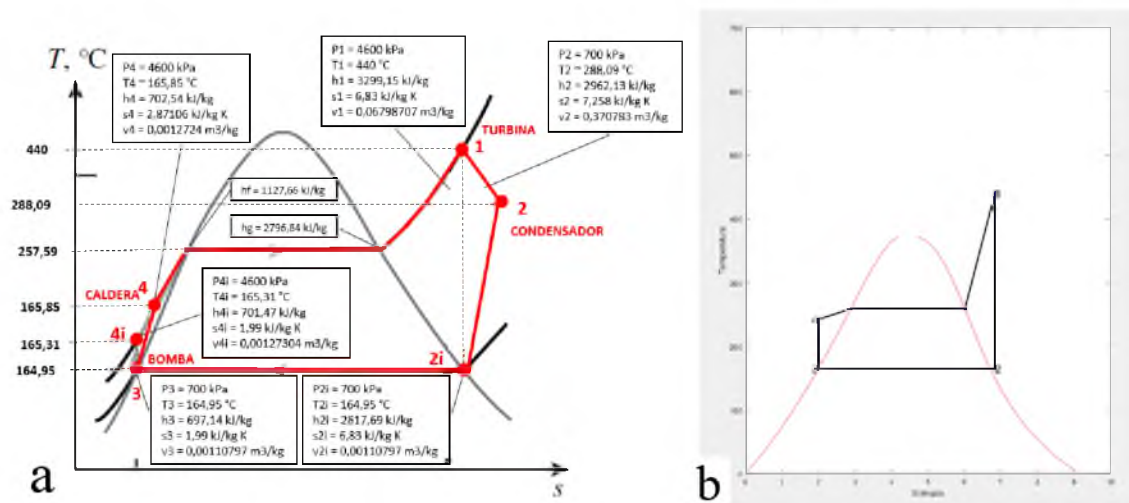


Figura 81. a) Diagrama del ciclo de Rankine real, b) Diagrama del ciclo de Rankine ideal.

Los puntos 2 al 5 de la Figura 37 en la metodología son resumidos en el Cuadro 20, en los cuales se establece las ecuaciones utilizadas para su determinación.

Cuadro 20. Variables determinadas en el diseño del ciclo termodinámico de Rankine.

Punto	Variable	Valor	Ecuación
2	Flujo másico de agua para ciclo Rankine (g/s)	6,030	[65]
3	Calor rechazado en condensador (kW)	11,61	[66]
4	Flujo másico de agua en condensador (g/s)	185,2	[67]
5	Calor añadido a caldera (kW)	18,42	[68]

Se plantearon 5 escenarios en los cuales se distribuye la demanda de 18,42 kW de la caldera necesaria para llevar a cabo el ciclo de Rankine, el cual va a permitir brindar la energía térmica o eléctrica hacia biodigestor anaeróbico. La incorporación de un sistema termodinámico al sistema solar tiene dos objetivos: el primero es poder a brindar la energía necesaria al sistema de digestión anaeróbica, ya sea de forma total o parcial, lo que va a estar en función de las condiciones ambientales, dada la intermitencia de la radiación solar, pero además como segundo objetivo, es poder generar electricidad para ser utilizada en las labores externas al biodigestor, en caso de no llevarse a cabo tareas de biodigestión en ese momento. Estos escenarios se resumen en el Cuadro 21.

Cuadro 21. Escenarios de distribución de la demanda energética de la caldera.

Escenarios	Fuente energética	Porcentaje a cubrir (%)	Flujo de calor para la demanda de la caldera (kW)
I		20	3,680
II		40	7,370
III	Solar	60	11,05
IV		80	14,74
V		100	18,42

Con los 5 escenarios establecidos y su respectiva demanda de calor por parte de la caldera, se determina el flujo másico de aire seco y aceite sintético entrante en la caldera por medio de la ecuación [89], el cual es necesario para la transferencia de calor y posterior formación de vapor de agua, el cual es utilizado en la turbina de 2kW. La Figura 82 muestra los flujos másicos del fluido de trabajo solar necesarios para cada escenario, utilizando los 4 casos simulados en la sección 4.2.2.

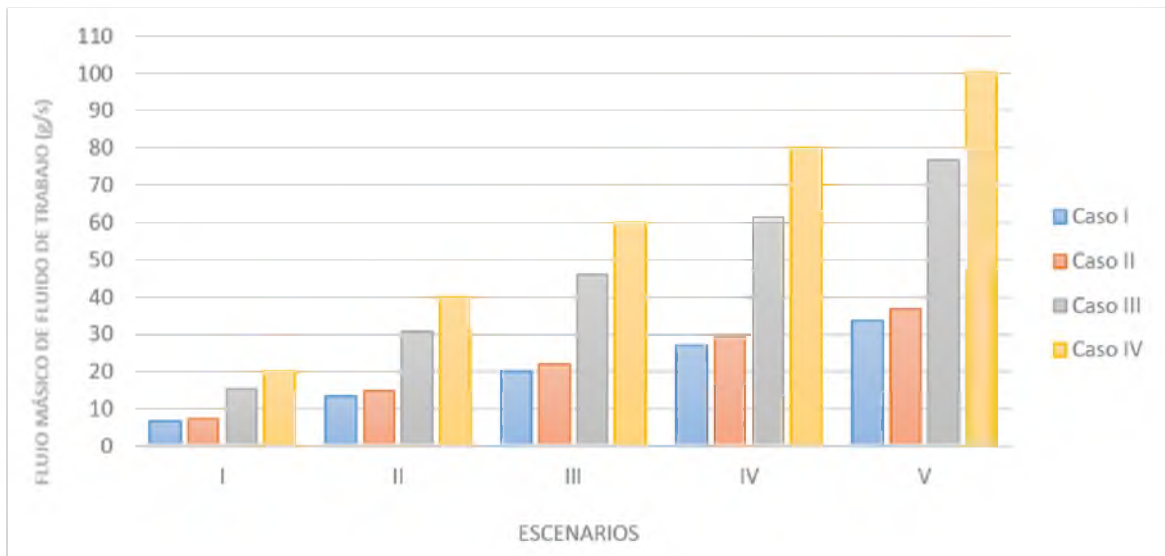


Figura 82. Flujo másico de aire (caso I y II) y aceite sintético (caso III y IV) para los 5 escenarios de demanda energética de la caldera.

La entrada másica del fluido de trabajo proveniente del sistema de colección solar aumenta dependiendo de los escenarios y del tipo de fluido evaluado. Estos valores de flujo másico junto con la temperatura van a determinar la calidad energética del fluido de trabajo, la cual determina la cantidad de colectores solares necesarios para cumplir con la demanda de calor de la caldera, bajo los 5 escenarios planteados, su posterior dimensionamiento y distribución. Para este caso de estudio se planteó en forma paralela la distribución de los receptores solares, de forma tal que el fluido de trabajo ingresa en un receptor y es dirigido hacia la caldera o tanques de almacenamiento. La Figura 83 muestra la cantidad de receptores para cada caso bajo los 5 escenarios planteados.

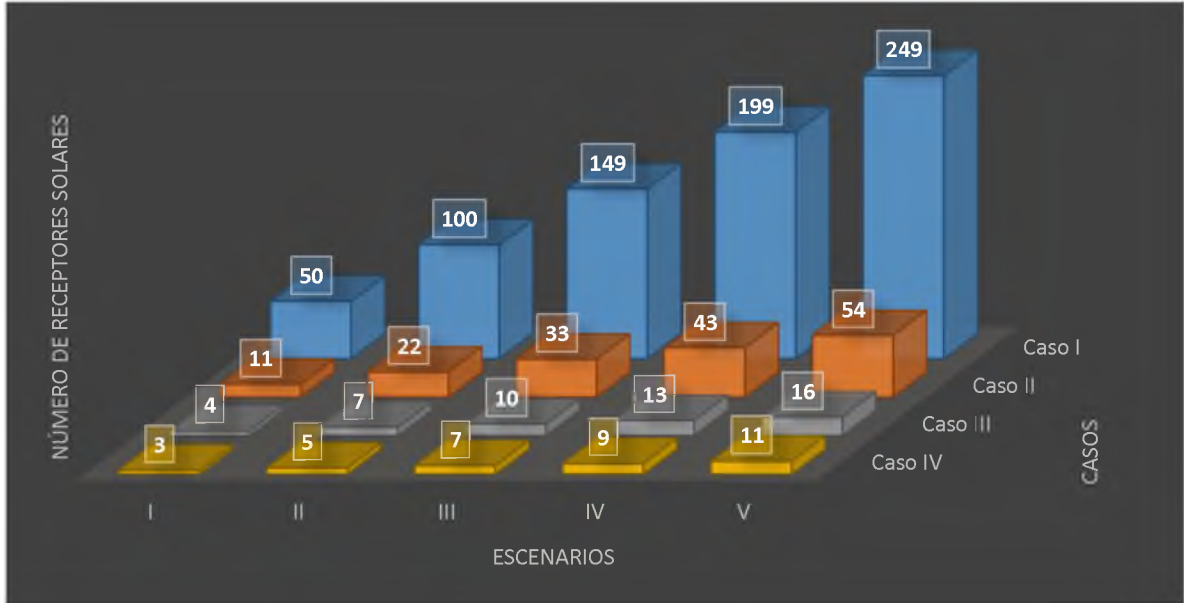


Figura 83. Cantidad de receptores solares para los 4 casos estudiados bajo los 5 escenarios de distribución energética.

La Figura 83 permite evidenciar la viabilidad de instalar este tipo de receptores en un sistema de digestión anaeróbica, como el estudiado en este caso, para una demanda de 2 kW. El uso de aire como fluido de trabajo, por su bajo calor específico no sería recomendable utilizar bajo las condiciones iniciales planteadas y con el diseño propuesto en este trabajo, ya que el mínimo de receptores solares a instalar serían 11, para cubrir únicamente el 20% de la demanda de calor de la caldera. Para el caso del uso de aceite sintético *Dowtherm A*, para los escenarios extremos en los cuales se deba cubrir la demanda total de calor para la caldera, serían necesarios 16 y 11 receptores para el caso III y IV, respectivamente, cantidad que bajo el análisis preliminar realizado es viable.

El análisis realizado representa un estudio preliminar de la evaluación de este tipo de receptor solar, en el cual se realizan una serie de suposiciones como la demanda para la caldera y el condensador de un 85%, no considerar la eficiencia de un generador acoplado al trabajo de turbina de 2 kW y no tomar en cuenta las pérdidas de calor que se dan en las tuberías de transporte de los fluidos de trabajo, tanto del sistema de colección solar como del ciclo termodinámico. Además no están consideradas las cargas energéticas de bombas ni válvulas dentro del balance energético del estudio.

4. CONCLUSIONES

Un receptor solar del tipo cavidad, el cual posee un absorbedor con una cámara de trayectoria espiral se diseñó y analizó desde el punto de vista dinámico y térmico. El diseño del receptor considera 10 parámetros de diseño previamente establecidos, considerando los componentes más importantes: absorbedor, aislante, cámara de protección, vidrio térmico y concentrador secundario, esto para la adecuada simulación con la herramienta de dinámica de fluidos computacional *ANSYS*. Se seleccionaron materiales estandarizados capaces de trabajar bajo condiciones de temperaturas cercanas a los 1 000 °C.

Las condiciones de frontera utilizadas permitieron la convergencia de las simulaciones, considerando 4 casos específicos, variando el flujo másico para dos fluidos de trabajo: aire seco y aceite sintético, donde se utilizó un flujo másico de 0,12 g/s y 0,60 g/s para el aire seco y 5 g/s y 10 g/s para el aceite sintético, un valor de radiación solar directa para la provincia de Alajuela, Costa Rica de 708 W/m², y razones de concentración de 26,5, 71,0, 202,5 y 303 para caso I, II, III y IV, respectivamente. Los 4 casos para las simulaciones realizadas cumplen con 4 criterios de convergencia establecidos, además de la convergencia del dominio discretizado para cada caso, logrando la independencia del dominio de la solución. Se utilizaron 397 479 elementos (malla No. 8) y 323 790 elementos (malla No. 7) para el caso del aire seco y aceite sintético, respectivamente.

Según los perfiles de velocidad de las simulaciones realizadas, la trayectoria espiral provoca una disminución de la velocidad de circulación del fluido de trabajo, provocando un aumento

del tiempo de permanencia dentro de la cámara, y a su vez incrementa la temperatura del fluido y su calidad energética. Las temperaturas de salida para el aire seco son de 616 °C y 575 °C (caso I y II) , mientras que para el aceite sintético se alcanzan temperaturas de 221 °C y 194 °C (caso III y IV). Sin embargo para el caso del aceite sintético a un flujo másico de 10 g/s y una radiación concentrada de 2 329 W, se debe considerar el aumento de temperatura del fluido por encima de su temperatura máxima de operación recomendada por el fabricante, ya que puede provocar daños por degradación del fluido. Los casos presentan eficiencias de conversión energética del 31%, 63%, 77% y 79% para el caso I, II, III y IV, respectivamente.

Los resultados obtenidos de las simulaciones fueron evaluados en un sistema híbrido solar – digestión anaeróbica, con el uso de datos de un biodigestor anaeróbico termofílico, el cual posee una demanda de 2 kW por pérdidas de calor al exterior y uso de componentes para el funcionamiento del sistema (bombas, separador y molino). Se implementó un sistema termodinámico con ciclo de Rankine, para el cual se determinaron las propiedades termodinámicas para un trabajo de turbina de 2 kW. La cantidad de calor necesaria en la caldera del ciclo fue analizada con el establecimiento de 5 escenarios, en los cuales el sistema de colección solar brinda un 20%, 40%, 60%, 80% y 100% del calor demandado por la caldera. Con estos escenarios, la cantidad de energía requerida en cada uno por la caldera y la calidad energética de salida de cada receptor solar, se determinó la cantidad necesario de receptores por escenario, considerando los 4 casos simulados. Se obtuvo que para el uso de aire seco, el mínimo de receptores a utilizar es de 11 para el escenario del 20%, mientras que

para el uso de aceite sintético es necesario utilizar un máximo de 16 y 11 para cumplir con el 100% de la demanda de calor de la caldera.

5. RECOMENDACIONES

Es importante realizar estudios de tratamiento de pared en las simulaciones, las cuales van a permitir un mejor entendimiento de la dinámica del fluido dentro del receptor, mejorando el entendimiento de la transferencia de calor por convección, sumado a la evaluación de los modelos de turbulencia bajo los distintos tratamientos de pared. Además de incluir métodos de inflación de mallado sobre zonas de interés en el receptor.

Realizar simulaciones en estado transitorio para la determinación de variables como la inercia térmica, la cual permite tener una idea del tiempo necesario para alcanzar la calidad energética del fluido buscada. Dentro de las pruebas en estado transitorio, es indispensable determinar de forma adecuada el tiempo de paso y número de iteraciones por cada paso, ya que es una de las variables más importantes en este tipo de pruebas.

Es indispensable realizar validaciones tanto desde el punto de vista computacional como experimental, con el fin de validar los resultados obtenidos en estas pruebas. Una vez realizadas las validaciones, es importante un proceso de optimización de la geometría, condiciones de frontera y aplicación del sistema en ciclos de generación de potencia.

Mejorar el análisis sobre el concentrador parabólico secundario, desde el punto de vista óptico, dinámico y térmico, con el uso de programas de seguimiento de rayos (Ray-tracking), ya que representa un componente que puede afectar el comportamiento y eficiencia global del sistema.

Respecto al ciclo termodinámico es recomendable considerar variaciones en el ciclo, promoviendo el aumento de la eficiencia, con el aprovechamiento de calores de rechazo en distintos puntos del ciclo.

NOMENCLATURA

$\frac{D\phi}{Dt}$:	Derivada Lagrangiana de la variable de campo $\phi(t, \vec{x}(t))$.
\vec{v} :	Vector de velocidad.
∇ :	Operador gradiente o tensor.
ρ :	Densidad del fluido (kg/m^3).
\vec{n} :	Vector de superficie exterior normal al volumen de control.
\vec{v}_r :	Velocidad relativa.
$\sum \vec{F}_{cuerpo}$:	Sumatoria de las fuerzas que actúan sobre el cuerpo en el volumen de control (N).
$\sum \vec{F}_{superficial}$:	Sumatoria de las fuerzas que actúan sobre la superficie de control (N).
σ_{ij} :	Tensor de esfuerzos de segundo orden.
\dot{m} :	Flujo másico (kg/s).
P :	Presión hidrostática (Pa).
μ :	Viscosidad dinámica (Pa s).
∇^2 :	Operador laplaciano.
E :	Energía total por unidad de masa del fluido (J/kg).

e :	Energía interna por unidad de masa del fluido (J/kg).
$ \vec{v} ^2/2$:	Energía cinética por unidad de masa del fluido (J/kg).
$d\Omega$:	Volumen infinitesimal del volumen de control Ω .
κ :	Coefficiente de conductividad térmica (W/m K).
T :	Temperatura estática absoluta (°C).
\vec{f}_e :	Razón de trabajo realizado por las fuerzas del cuerpo.
\dot{q}_h :	Razón en el tiempo de transferencia de calor por unidad de masa (W/kg).
p :	Componente isotrópico de presión (Pa).
$\bar{\tau}$:	Tensor de esfuerzo viscoso.
G_k :	Generación de la energía cinética de turbulencia debido a los gradientes promedio de velocidad.
G_b :	Generación de la energía cinética de turbulencia debido a la flotabilidad.
Y_M :	Representa la contribución de la dilatación fluctuante en turbulencia compresible sobre la tasa de disipación.
σ_k :	Número de turbulencia Prandtl para k .
S_k :	Término fuente definidos por el usuario.

σ_ε :	Número de turbulencia Prandtl para ε .
S_ε :	Término fuente definidos por el usuario.
Pr_t :	Número de turbulencia de Prandtl para la energía (adimensional).
g_i :	Componente vectorial gravitacional en la dirección i th.
β :	Coefficiente de expansión térmica ($^{\circ}\text{C}^{-1}$).
a :	Velocidad del sonido (m/s).
k_{eff} :	Conductividad térmica efectiva (W/m K).
$(\tau_{ij})_{eff}$:	Tensor de esfuerzo desviatorio.
A :	Área de transferencia de calor (m^2)
h :	Coefficiente de transferencia de calor por convección ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$).
A_s :	Área superficial a través de la cual se da la transferencia de calor por convección (m^2).
T_s :	Temperatura de la superficie ($^{\circ}\text{C}$).
T_∞ :	Temperatura del fluido suficientemente alejado de la superficie ($^{\circ}\text{C}$).
D :	Diámetro del cilindro (m).
L :	Longitud del cilindro (m).

Gr_L :	Número de Grashof (adimensional).
g :	Aceleración de gravedad (m/s^2).
L_c :	Longitud característica (m).
ν :	Viscosidad cinemática del aire a la temperatura promedio (m^2/s).
Pr :	Número de Prandtl (adimensional).
Ra_L :	Número de Rayleigh (adimensional).
Nu :	Número de Nusselt (adimensional).
\dot{Q}_{rad} :	Tasa de calor por radiación (W).
\dot{Q}_{conv} :	Tasa de calor por convección (W).
\dot{Q}_{cond} :	Tasa de calor por conducción (W).
ε :	Emisividad de la superficie (adimensional).
σ :	Constante de <i>Stefan-Boltamann</i> ($5.76 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$)
T_{alred} :	Temperatura de la superficie circundante (K).
q :	Calor de entrada/salida de calor por unidad de masa de vapor (kJ/kg).
w :	Trabajo de entrada/salida por unidad de masa de vapor (kJ/kg).
h :	Entalpía de entrada/salida (kJ/kg).

P_1 :	Presión a la entrada de la bomba (kPa).
P_2 :	Presión a la salida de la bomba (kPa).
v :	Volumen específico del agua (m^3/kg).
η_t :	Eficiencia de turbina (adimensional).
\dot{W}_t :	Trabajo ofrecido por la turbina (kW).
h_3 :	Entalpía a la entrada de la turbina (kJ/kg).
h_{4s} :	Entalpía ideal a la salida de la turbina (kJ/kg).
\dot{W}_p :	Trabajo requerido por la bomba (kW).
v_1 :	Volumen específico del agua saturada a la entrada de la bomba (m^3/kg).
P_{2a} :	Presión de salida de la bomba (kPa).
P_1 :	Presión de entrada de la bomba (kPa).
η_p :	Eficiencia de la bomba (adimensional).
h_{2a} :	Entalpía real a la entrada de la caldera (kJ/kg).
h_1 :	Entalpía a la entrada de la bomba (kJ/kg).
$\dot{Q}_{out,condens}$:	Calor de rechazo producto del proceso de condensación del vapor de agua (kW).
h_{4a} :	Entalpía real del vapor de agua a la entrada del condensador (kJ/kg).

- h_1 : Entalpía del agua condensada a la salida del condensador (kJ/kg).
- $\eta_{condens}$: Eficiencia del condensador (adimensional).
- $\dot{m}_{H_2O\text{ enfriamiento}}$: Flujo másico de agua de enfriamiento del condensador (kg/s).
- $\dot{Q}_{out,condens}$: Calor de rechazo producto del proceso de condensación del vapor de agua (kW).
- $C_{p@T_{prom}}$: Calor específico del agua a la temperatura promedio entre la temperatura de salida y entrada (kJ/kg K).
- T_{sal} : Temperatura de salida del agua de enfriamiento del condensador (°C).
- T_{ent} : Temperatura de entrada del agua de enfriamiento al condensador (°C).
- \dot{Q}_{ent} : Calor necesario de entrada en la caldera (kW).
- η_{cald} : Eficiencia de la caldera (adimensional).
- Δm_{VC} : Cambio en la masa del volumen de control durante el proceso (kg).
- $A_{entrada}$: Área de entrada de la radiación solar al concentrador (m²).
- $A_{receptor}$: Área de salida de la radiación solar del concentrador (m²).
- θ_c : Ángulo de aceptación (adimensional).
- ϕ_{ent} : Diámetro de entrada del concentrador (m).

ϕ_r :	Diámetro de salida del concentrador (m).
C_{3D} :	Razón de concentración para concentradores tridimensionales parabólicos (adimensional).
f :	Distancia focal de la parábola (m).
h :	Altura total del CPC (m).
C_p :	Calor específico (J/kg K).
C :	Razón de concentración ideal (adimensional).
A_C :	Área del concentrador Fresnel (m ²).
A_R :	Área de entrada del receptor solar (m ²).
$\eta_{opt,total}$:	Eficiencia óptica total (adimensional).
$\eta_{r/a}$:	Factor por reflexión/absorción (adimensional).
η_i :	Factor de intercepción (adimensional).
$\eta_{b/s}$:	Factor por bloqueo/sombra (adimensional).
C_n :	Razón de concentración real (adimensional).
\dot{Q} :	Tasa de energía (kW).
ΔT :	Cambio de temperatura de salida y entrada (K).

$\frac{dm_{sistema}}{dt}$: Razón de cambio de la masa conforme atraviesa el receptor solar (kg/s).

$\frac{dE_{sistema}}{dt}$: Razón de cambio de la energía conforme atraviesa el receptor solar (kW).

\dot{E}_{ent} : Flujo de energía de entrada al receptor solar (kW).

\dot{E}_{sal} : Flujo energético de salida del receptor solar (kW).

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Chen J. *Physics of solar energy*. 1st ed. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.; 2011.
2. Nashawi IS, Malallah A, Al-Bisharah M. Forecasting World Crude Oil Production Using Multicyclic Hubbert Model. 2010;24:1788–800.
3. Foster R, Ghassemi M, Cota A. *Solar energy. Renewable energy and the environment*. 1st ed. Boca Ratón, FL: CRC Press; 2010. 352 p.
4. Blaabjerg F, Lonel D. *Renewable energy devices and systems with simulations in MATLAB and ANSYS*. 1st ed. Boca Ratón, FL: CRC Press; 2017. 402 p.
5. International Energy Agency (IEA). *World Energy Outlook 2018: The Future is Electrifying* [Internet]. 2018. Available from: <https://www.iea.org/workshops/world-energy-outlook-2018-the-future-is-electrifying.html>
6. International Energy Agency (IEA). *World Energy Outlook 2012* [Internet]. 2012. Available from: http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/WEO2012_free.pdf
7. International Renewable Energy Agency (IRENA). *Global Energy Transformation: A Roadmap to 2050* [Internet]. Abu Dhabi; 2018. Available from: <http://irena.org/publications/2018/Apr/Global-Energy-Transition-A-Roadmap-to-2050%0Awww.irena.org>
8. Grupo ICE Instituto Costarricense de Electricidad. *Plan de expansión de la generación eléctrica 2016-2035* [Internet]. 2017. Available from: www.grupoice.com
9. Khamooshi M, Salati H, Egelioglu F, Faghiri AH, Tarabishi J, Babadi S. A review of solar photovoltaic concentrators. *Int J Photoenergy*. 2014;2014:17.
10. Pilawjian G. Analysis of photovoltaic concentrating solar energy systems. *ARNP J Syst Softw* [Internet]. 2012;2(3):110–2. Available from: <http://www.scientific-journals.org>
11. Nandwani SS. Uses of solar energy in Costa Rica. *Renew Energy*. 2006;31(5):689–701.
12. Reno M, Hansen C, Stein J. *Global Horizontal Irradiance Clear Sky Models: Implementation and Analysis* [Internet]. Albuquerque, New Mexico; 2012. Available from: <http://www.osti.gov/servlets/purl/1039404/>
13. The World Bank S resource data:SOLARGIS. *Solar resource maps and GIS data for 180+ countries | Solargis* [Internet]. 2017 [cited 2019 Jun 8]. Available from:

<https://solargis.com/maps-and-gis-data/download/costa-rica>

14. Krishna S, Kumar S. A review on hybrid renewable energy systems. *Renew Sustain Energy Rev.* 2015;52:907–16.
15. Shah Y. *Energy and fuel systems integration. Aircraft Engineering and Aerospace Technology.* Boca Raton, FL: CRC Press; 2016.
16. Zhong Y, Bustamante M, Zhong Y, Archer S, Chen R, Deitz L, et al. Using anaerobic digestion of organic wastes to biochemically store solar thermal energy. *Energy* [Internet]. 2015;83:638–46. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2015.02.070>
17. Aguilar Alvarez RE, Bustamante Roman M, Kirk D, Miranda Chavarria JA, Baudrit D, Aguilar Pereira JF, et al. Technical and economic feasibility of a solar-bio-powered waste utilization and treatment system in Central America. *J Environ Manage* [Internet]. 2016;184:371–9. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jenvman.2016.10.007>
18. Pletcher R, Tannehill J, Anderson D. *Computacional Fluid Mechanics and Heat Transfer* [Internet]. 3rd ed. Boca Raton, FL: CRC Press; 2013. Available from: http://www.osti.gov/energycitations/product.biblio.jsp?osti_id=5012735%0Ahttp://ebooks.cambridge.org/ref/id/CBO9781107415324A009
19. Jamshed S. *Using HPC for Computational Fluid Dynamics. A Guide to High Performance Computing for CFD Engineers.* Elsevier Inc; 2015.
20. Moukalled F, Mangani L, Darwish M. *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics. An Advanced Introduction with OpenFOAM and Matlab.* Vol. 113. Switzerland; 2016.
21. Çengel Y, Cimbala J. *Mecánica de Fluidos. Fundamentos y Aplicaciones.* México D.F: McGraw-Hill; 2006.
22. Blazek J. *Computacional Fluid Dynamics: Principles and Applications.* Oxford: Elsevier Science Ltd; 2001.
23. Fluent A. *ANSYS Fluent 12.0 User's Guide.* Ansys Inc.2009; 15317: 1-2498.
24. Menter FR. *Turbulence Modeling for Engineering Flows. A Tech Pap from ANSYS, Inc* [Internet]. 2011;1–25. Available from: http://cfd.spbstu.ru/agarbaruk/c/document_library/DLFE-41517.pdf
25. Fluent A. *12.0 Theory Guide.* Ansys Inc. 2013. Jan; 5(5): 1–759.
26. Frei W. *Which Turbulence Model Should I Choose for My CFD Application?*

- [Internet]. COMSOL blog. 2017 [cited 2019 Sep 7]. Available from: <https://www.comsol.com/blogs/which-turbulence-model-should-choose-cfd-application/>
27. Monkewitz PA. Revisiting the quest for a universal log-law and the role of pressure gradient in “canonical” wall-bounded turbulent flows. *Phys Rev Fluids*. 2017;2(9).
 28. Roldán MI. Concentrated Solar Thermal Technologies. Analysis and Optimisation by CFD Modelling [Internet]. 2017. Available from: http://www.greenrhinoenergy.com/solar/technologies/cst_technologies.php
 29. Cengel Y, Ghajar A. *Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones*. 4th ed. Ciudad de México: McGraw-Hill; 2011.
 30. Barlev D, Vidu R, Stroeve P. Innovation in concentrated solar power. *Sol Energy Mater Sol Cells* [Internet]. 2011;95(10):2703–25. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.solmat.2011.05.020>
 31. Office of Energy Efficiency & Renewable Energy. Dish/Engine System Concentrating Solar Power Basics | Department of Energy [Internet]. energy.gov. 2013 [cited 2019 Jun 8]. p. 1. Available from: <https://www.energy.gov/eere/solar/articles/dishengine-system-concentrating-solar-power-basics>
 32. Vignarooban K, Xu X, Arvay A, Hsu K, Kannan AM. Heat transfer fluids for concentrating solar power systems – A review. *Appl Energy* [Internet]. 2015;146:383–96. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.125>
 33. Moran M, Shapiro H, Boettner D, Bailey M. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 8th ed. Wiley. 2014.
 34. Cengel Y, Boles M. *Termodinámica*. 8th ed. McGraw-Hill; 2015.
 35. ANSYS. *ANSYS Meshing Advanced Techniques*. PADT Lunch & Learn Series PADT. 2017.
 36. Company TDC. Dowtherm A Heat Transfer Fluid. Product Technical Data. 1997 Mar.
 37. Gala U, Pham H, Chauhan H. Pharmaceutical Applications of Eutectic Mixtures. *J Dev Drugs*. 2013;02(03):3–4.
 38. Bansal NP, Doremus RH. *Handbook of Glass Properties*. London: Academic Press; 1986. 1–680 p.
 39. Brückner R. Properties and structure of vitreous silica. I. *J Non Cryst Solids*. 1970;5(2):123–75.

40. Leutz R, Suzuki A. Nonimaging Fresnel Lens. Design and Performance of Solar Concentrators. Springer, editor. New York: Springer-Verlag Berlin Heidelberg; 2001.
41. O'Neill M. A transmittance-optimized, point-focus Fresnel lens solar concentrator. 1984.
42. Wright J. Cálculo y mapeo de la radiación solar directa y difusa en Costa Rica. UNICIENCIA. 2008;22(1):55–69.
43. Dresser-Rand. RLA/RLVA Single-Stage Steam Turbine. 2007.
44. Hossin K, Mahkamov K. Performance Evaluation for a 10 kW Solar Organic Rankine Cycle Power System to Operate in the UK Climate Conditions. Third Eur Conf Sustain Energy Environ ECSEE2015. 2015;(November):16.
45. Novatherm. NovaTHERM Fact Sheet. Novatherm, 2018.
46. Parker. O-Ring Handbook. Handbook. Parker, 2001.
47. Insulcon, Keramab. Pyrogel XT Plus/XT-E Technical Datasheet. 2014.
48. Jadhav AS, Gudekar AS, Patil RG, Kale DM, Panse S V., Joshi JB. Performance analysis of a novel and cost effective CPC system. Energy Convers Manag [Internet]. 2013;66:56–65. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2012.09.030>
49. Duffie JA, Beckman WA. Solar Engineering of Thermal Processes. 4th ed. Wiley. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc; 2013. 382 p.
50. Singh H, Eames PC. A review of natural convective heat transfer correlations in rectangular cross-section cavities and their potential applications to compound parabolic concentrating (CPC) solar collector cavities. Appl Therm Eng [Internet]. 2011;31(14–15):2186–96. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.05.032>
51. Kosmač A. Stainless steels at high temperatures [Internet]. Vol. 18, Materials and Applications Series. 2012. Available from: https://www.bssa.org.uk/cms/File/StainlessSteels_at_HighTemperatures_EN.pdf
52. Ansys Inc. ANSYS Meshing User's Guide. vol. 2010; 15317: 724-46.
53. Winston R, Miñano J, Benítez P. Nonimaging Optics. Elsevier. Oxford: Elsevier Academic Press; 2005.
54. Nilsson J. Optical Design and Characterization of Solar Concentrators for Photovoltaics. 2005.
55. Fedkin M, Dutton J. CPC Collectors - Concentration of Diffuse Radiation [Internet].

[cited 2018 Dec 26]. Available from: <https://www.e-education.psu.edu/eme812/node/558>

ANEXOS

Anexo A: Teoría óptica de concentradores

Uno de los objetivos del uso de concentradores es el incrementar la densidad de radiación solar, donde la propiedad más importante es la razón entre el área de entrada y de salida de los haces de luz, conocida como razón de concentración, denotada como:

$$C = \frac{A}{A'} \quad [A1]$$

Donde:

A es el área de apertura de entrada.

A' es el área de apertura de salida.

Existen dos tipos de concentradores: bidimensionales y tridimensionales (2D y 3D, respectivamente), cuya diferencia radica en su diseño geométrico (concentradores 3D son obtenidos por rotación o traslación de la simetría de los diseños 2D) (53), en la cual para los concentradores 3D la radiación entrante es concentrada en un punto a su salida, mientras para los 2D la concentración de salida forma una línea (54).

Tanto para los concentradores 2D como 3D, existe un valor de concentración máximo el cual está limitado por las leyes de la termodinámica, las cuales no permiten una concentración infinita de luz solar. En este caso se utiliza la conservación de la cantidad denominada étendue, extensión, aceptación o invariante de Lagrange, la cual es una medida de la

transmisión de potencia a través del haz de luz o flujo de transferencia y que está definida por la ecuación [A2]:

$$\dot{e}tendue = n^2 a^2 \theta_{max}^2 \quad [A2]$$

donde:

a es el área de apertura.

n el índice de refracción del medio por el cual atraviesa el haz de luz.

θ_{max}^2 es la extensión máxima del rayo que podría llegar a la apertura de salida.

La Figura A1 muestra las variables involucradas en la definición del étendue.

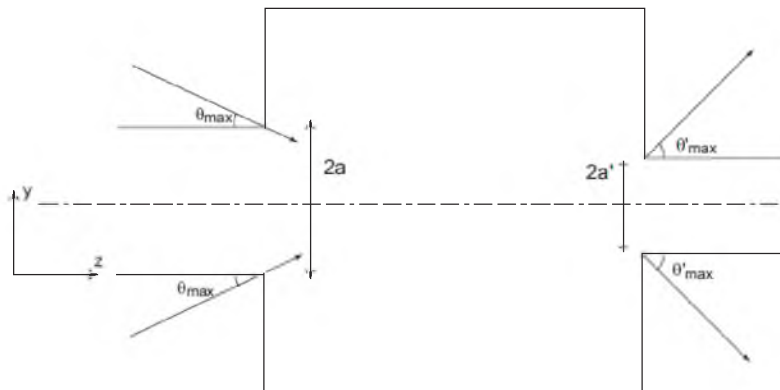


Figura A1. Modelo de caja negra para un concentrador bidimensional con ángulo máximo de aceptación θ_{max} (54).

Para un sistema óptico ideal, el étendue de la entrada es igual al de salida, es decir se presenta el principio de conservación, es decir el flujo transmitido a través del sistema es constante (54).

En óptica, un haz de luz es definido por tres coordenadas de posición y tres coordenadas de dirección (dirección de cosenos), y todas las combinaciones posibles dentro del sistema se conocen como espacio de fase. El volumen llenado por la fuente de luz es la extensión de la fuente en tres dimensiones y la extensión angular, donde la magnitud de este volumen hexadimensional no puede ser incrementado por ningún sistema óptico (54). La idea general atrás de los sistemas ópticos sin imágenes es la formación o transporte de los límites de todos los rayos provenientes de una fuente que emite radiación. Esto se logra con el concepto de espacio de fase. Al igual que en la dinámica de fluidos, el volumen en el espacio de fase se conserva. Estos sistema ópticos sin imágenes y la idea del espacio de fase se muestran en la Figura A2, en la cual no se considera la posición exacta de los rayos de luz dentro de los límites, sino su importancia radica en el adecuado transporte de dichos límites desde la fuente de emisión hasta su destino, además de que no existe la posibilidad que los rayos internos puedan filtrarse ya que los límites ya han sido establecidos (53).

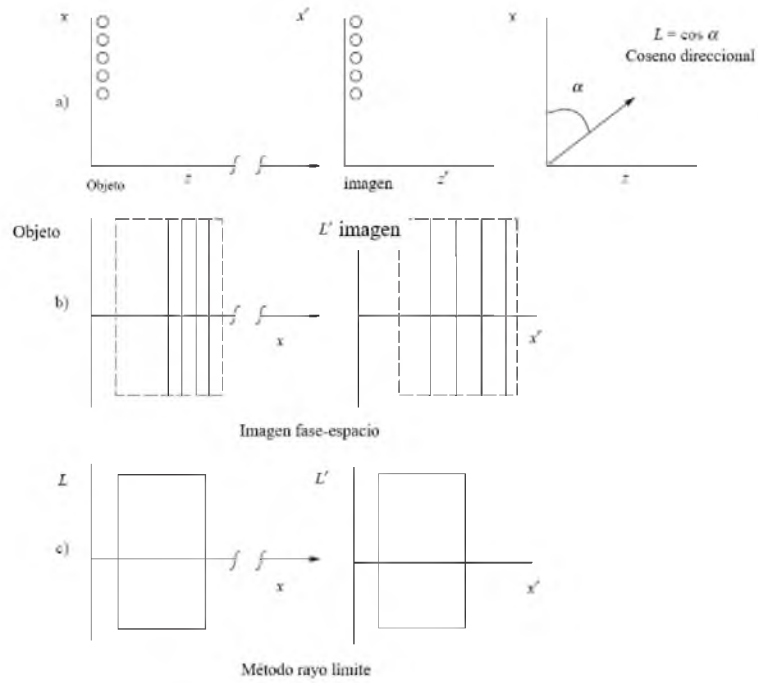


Figura A2. Comparación entre los sistemas ópticos con y sin imagen. (a) sistema con imagen (b) idea del concepto de espacio de fase (c) sistema sin imagen (53).

Por lo tanto un cambio en el volumen del espacio de fase de un haz de luz entrando en el sistema debe ser compensado por cambio de igual magnitud en la apertura de salida, lo que se expresa matemáticamente como:

$$n^2 dx dy dk_x dk_y = n'^2 dx' dy' dk'_x dk'_y \quad [A3]$$

Donde:

k_x y k_y son los cosenos directores de los rayos incidentes.

Para el caso bidimensional, los rayos incidentes no cambian en la dirección x , y según el modelo de *caja negra* de la Figura A1, el sistema es simétrico en la dirección del eje x , acepta haces de luz dentro del intervalo $\{-\theta_{max} - \theta_{max}\}$ y la luz sale del sistema con ángulo de salida en el intervalo $\{-\theta'_{max} - \theta'_{max}\}$. Así, se tiene que:

$$k_y = \sin \theta \quad [A4]$$

Derivando la ecuación [A4] respecto a θ , se tiene:

$$dk_y = \cos \theta \, d\theta \quad [A5]$$

Aplicando el principio de conservación de la ecuación [A3], se define que:

$$n \cos \theta \, dy d\theta = n' \cos \theta' \, dy' d\theta' \quad [A6]$$

Integrando ambos lados de la ecuación [A6]:

$$\int_0^{2a} \int_{-\theta_{max}}^{\theta_{max}} n \cos \theta \, dy d\theta = \int_0^{2a'} \int_{-\theta'_{max}}^{\theta'_{max}} n' \cos \theta' \, dy' d\theta' \quad [A7]$$

Por lo tanto se obtiene de la integración:

$$4an \sin \theta_{max} = 4a'n' \sin \theta'_{max} \quad [A8]$$

Así, se define que la razón de concentración es definida como la relación entre la apertura de entrada y la apertura de salida, por medio de la siguiente ecuación:

$$C = \frac{a}{a'} = \frac{n' \sin \theta'_{max}}{n \sin \theta_{max}} \quad [A9]$$

Con la expresión matemática anterior se obtiene el máximo cuando el ángulo de salida es 90° , así se tiene que para un concentrador bidimensional, la máxima razón de concentración es:

$$C_{real\ max,2D} = \frac{n'}{n \sin \theta_{max}} \quad [A10]$$

Para el caso de concentradores tridimensionales, se considera el mismo principio de *caja negra*, mostrado en la Figura A1, donde se tiene un área de apertura A_1 y de salida A_2 y un ángulo máximo de incidencia de θ_{max} .

Los cosenos direccionales en este caso son:

$$k_x = \sin \theta \sin \varphi \quad [A11]$$

$$k_y = \sin \theta \cos \varphi \quad [A12]$$

donde:

φ es el ángulo de rotación alrededor del eje z en el plano xy .

Multiplicando las ecuaciones [A11] y [A12] y derivando dicha expresión se tiene:

$$dk_y dk_x = \cos \theta \sin \theta d\theta d\varphi \quad [A13]$$

Aplicando el principio de conservación de la ecuación [A3]:

$$n^2 \cos \theta \sin \theta dx dy d\theta d\varphi = n'^2 \cos \theta' \sin \theta' dx' dy' d\theta' d\varphi' \quad [A14]$$

Integrando la anterior expresión se obtiene:

$$n^2 A_1 \int_0^{2\pi} \int_0^{\theta_{max}} \cos \theta \sin \theta d\theta d\varphi = 2\pi n^2 A_1 \frac{\sin^2 \theta_{max}}{2} = \pi n'^2 A_2 \sin^2 \theta'_{max} \quad [A15]$$

Por lo tanto la razón de concentración, para un sistema concentrador 3D es:

$$C = \frac{A_1}{A_2} = \frac{n'^2 \sin^2 \theta'_{max}}{n^2 \sin^2 \theta_{max}} \quad [A16]$$

De igual forma, la concentración máxima se obtiene cuando el ángulo de salida es de 90° para una concentración máxima en sistemas 3D de:

$$C_{real\ max,3D} = \left(\frac{n'}{n \sin \theta_{max}} \right)^2 \quad [A17]$$

Con esta derivación matemática de la razón de concentración máxima obtiene dos conclusiones importantes: (1) entre menor sea el intervalo del ángulo de aceptación, mayor la razón de concentración, y (2) se debe procurar que los rayos salientes sean mayores a 90° para obtener altos valores de C . Otro caso por medio del cual es posible obtener altos valores de concentración es con el uso de materiales o medios dieléctricos, con índices de refracción mayores a 1 dentro del concentrador (54).

Para el diseño de concentradores solares ideales, un método ampliamente utilizado es el principio del borde o límite del rayo de luz, en el cual puede ser demostrado que si un haz de luz en el borde de la apertura, incidente en el ángulo extremo de aceptación, es transportado hasta el borde de la apertura de salida, es suficiente únicamente transferir los rayos incidentes dentro del intervalo de aceptación. En otras palabras, la frontera del espacio de fase del rayo de luz es transportada desde la apertura de entrada a la apertura de salida (54).

La Figura A3 muestra el modelo de concentrador 2D con receptor plano, en el cual transportar la frontera del volumen del espacio de fase desde a hasta a' es igual a transportar toda la luz dentro del intervalo de $\pm\theta_{max}$ desde a hasta a' , debido a que θ_{max} representa la frontera en el espacio direccional y la extensión de la apertura representa la frontera en el espacio posicional. Este método es conocido como el principio de Fermat (54).

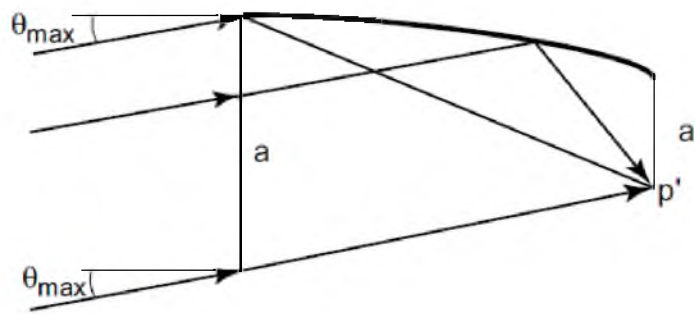


Figura A3. Modelo para concentrador 2D con receptor plano (54).

El principio del borde o límite del rayo de luz se visualiza con el uso de cuerdas en lugar de rayos de luz, en el cual se coloca una barra en la apertura con una inclinación de θ_{max} respecto a la horizontal, donde esta inclinación es el ángulo máximo para el cual es sistema aceptará los haces de luz. Una cuerda es atada a un anillo el cual es colocado alrededor de la barra en un extremo y unida en el punto d del receptor plano, el cual se muestra en la Figura A4. Cuando el anillo es colocado al final de la cuerda en el punto A , la longitud de la cuerda debe ser tal que dicha cuerda en Aad se mantenga tensa y mantenga constante su longitud.

Posteriormente el anillo es trasladado desde el punto A hasta B , trazando la trayectoria desde a hasta c , generando la figura o perfil del reflector, esto siempre manteniendo la cuerda tensa y a un ángulo de 90° entre la barra y la cuerda. Cuando esta metodología es aplicada a receptores planos, la figura del concentrador es una parábola con su punto focal ubicado en d y su eje óptico paralelo a cC . Este tipo de concentradores son conocidos como Concentrador Compuesto Parabólico (CPC por sus siglas en inglés) (54).

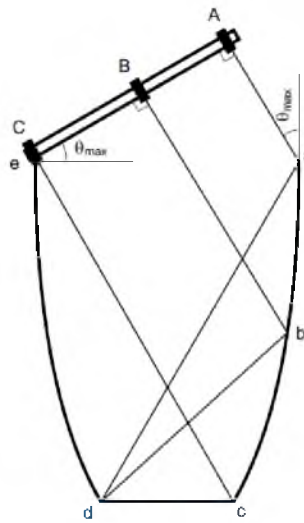


Figura A4. Construcción del perfil del reflector para un concentrador con receptor plano bajo el método de la cuerda (54).

Aplicando el principio de Fermat, se tiene:

$$Cc + cd = ad + ea \sin \theta_{max} \quad [A18]$$

De la Figura A3 se observa que: $Cc = ad$, por lo tanto:

$$cd = ea \sin \theta_{max} \quad [A19]$$

Por lo tanto, la razón de concentración se define como:

$$C_{ideal,2D} = \frac{ea}{cd} = \frac{ea}{ea \sin \theta_{max}} = \frac{1}{\sin \theta_{max}} \quad [A20]$$

Esta ecuación demuestra que este concentrador es per se un concentrador ideal (54).

Uno de los primeros diseños realizados de concentradores para fines solares fue el concentrador cónico, el cual además de su simplicidad presentaba problemas en el ángulo de entrada de los rayos de luz, ya que muchos son reflejados fuera del sistema. Por esta razón se desarrolló el concentrador compuesto parabólico (CPC por sus siglas en inglés), en el cual un espejo parabólico refleja la luz incidente a través del eje óptico hacia el punto focal. Los haces de luz que inciden a un ángulo positivo serán reflejados por debajo del punto focal, mientras que los haces incidentes a un ángulo negativo serán reflejados por encima del foco (Figura A5) (54).

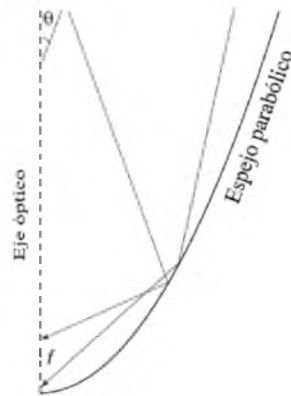


Figura A5. Perfil del concentrador compuesto parabólico (2D) (54).

La construcción del CPC se basa en la inclinación de la parábola, lo que permite que el eje óptico se ubique de forma paralela al ángulo extremo de los rayos. En otras palabras, esta inclinación de la parábola debe ser igual al ángulo de aceptación de los haces de luz, mostrado en la Figura A6 y Figura A7. Una vez inclinada la parábola, el área de absorción o del receptor será en medio de los puntos focales, es decir entre f_1 y f_2 . Por lo tanto, luz con ángulos superiores al ángulo de aceptación serán reflejados de un espejo al otro hasta salir del sistema, mientras que para haces de luz con ángulos menores al de aceptación, impacta el área del receptor (54). La Figura A8 muestra el comportamiento para distintos ángulos de incidencia en comparación con el ángulo de aceptación.

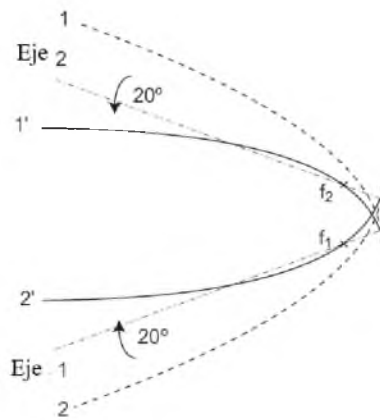


Figura A6. Construcción del CPC con ángulo de aceptación de 20° (54). Eje

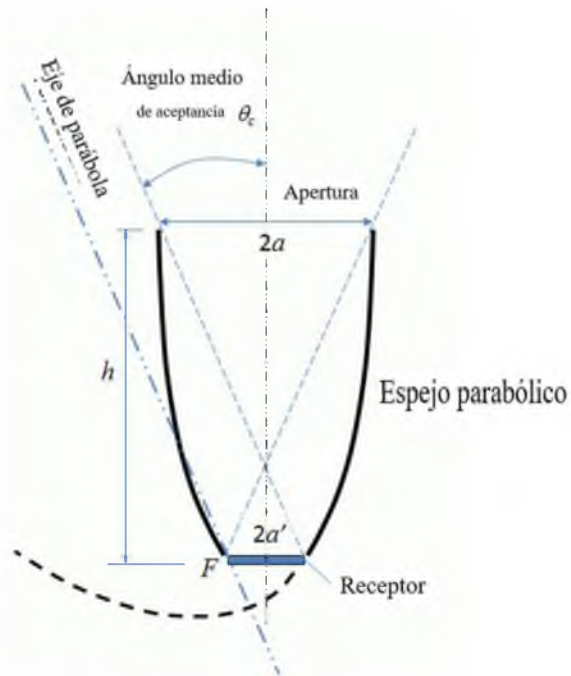


Figura A7. Principales componentes geométricos de un CPC (55).

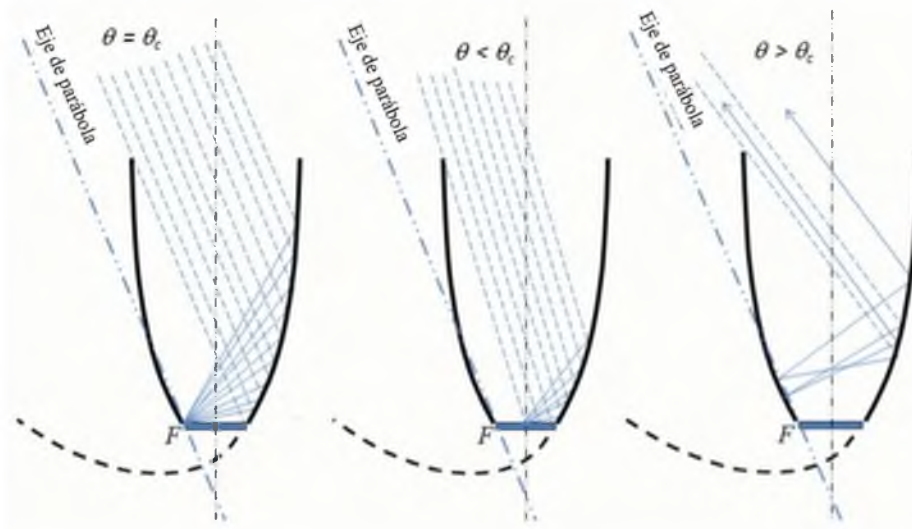


Figura A8. Comportamiento de los ángulos de incidencia para un CPC (55).

Los parámetros considerados para la descripción matemática del CPC se muestran en la Figura A9, donde se utiliza coordenadas polares y las ecuaciones de cada parámetro son:

$$R = \frac{2f_l}{1 - \cos \phi} \quad [A21]$$

$$r = R \sin(\phi - \theta_{max}) - a' = \frac{2f_l \sin(\phi - \theta_{max})}{1 - \cos \phi} - a' \quad [A22]$$

$$z = R \cos(\phi - \theta_{max}) = \frac{2f_l \cos(\phi - \theta_{max})}{1 - \cos \phi} \quad [A23]$$

$$f_l = a'(1 - \cos(90 + \theta_{max})) = a'(1 + \sin \theta_{max}) \quad [A24]$$

$$2a' = \frac{2f_l}{1 - \cos(90 + \theta_{max})} \quad [A25]$$

Donde:

f_l es la longitud focal de las parábolas.

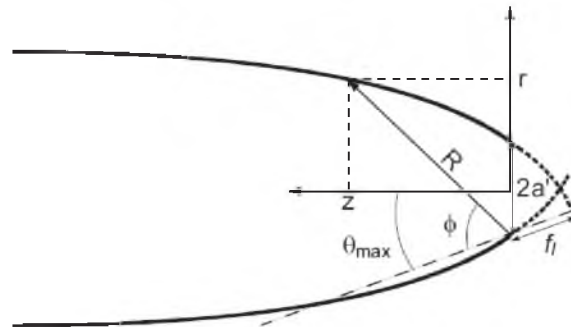


Figura A9. Construcción del CPC bidimensional y sus parámetros más importantes (54).

Para la construcción del CPC tridimensional, únicamente se realiza la rotación del CPC bidimensional respecto al eje z de la Figura A9. El CPC 3D puede ser descrito matemáticamente por medio de las siguientes ecuaciones, en las cuales se reemplaza el eje polar r por los ejes x y y :

$$x = \frac{2f_l \sin \psi \sin(\phi - \theta_{max})}{1 - \cos \phi} - a' \sin \psi \quad [A26]$$

$$y = \frac{2f_l \cos \psi \sin(\phi - \theta_{max})}{1 - \cos \phi} - a' \cos \psi \quad [A27]$$

Donde:

ψ es el ángulo azimut introducido para la rotación del sistema bidimensional.

Con el objetivo de reducir costos y permitir una construcción más práctica de estos concentradores se realiza el recorte o truncado de la parte superior del concentrador, lo cual no tiene un gran impacto sobre la apertura de entrada, además de que reduce la diferencia entre la profundidad del concentrador y la amplitud del receptor en la abertura de salida (54).

Anexo B: Código de MATLAB para el ciclo de Rankine ideal

```
clear all
clc

% Datos de entrada por el usuario

p1 = input('Presión de entrada en la turbina [bar]: '); % Datos
obtenidos de catálogos de turbinas comerciales
t1 = input('Temperatura de entrada en la turbina [C]: ');
p2 = input('Presión de salida de la turbina [bar]: ');

% Condiciones termodinámicas de los datos de entrada

%{
Steam and water properties for Matlab based on the
"International Association for Properties of Water and
Steam Industrial Formulation 1997 (IAPWS IF-97).
Referencia: http://ww17.x-eng.com/
https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/9817-x-steam-thermodynamic-properties-of-water-and-steam
%}

t = XSteam('Tsat_p',p1); % Determinación de temperatura de
saturación @ p1

if t1>=t % Condición para el caso de temp > temp
saturación

    h1 = XSteam('h_pT',p1,t1); % Entalpía como función de la presión y
temperatura de entrada
    s1 = XSteam('s_pT',p1,t1); % Entropía como función de la presión y
temperatura de entrada
    v1 = XSteam('v_pT',p1,t1); % Volumen específico como función de la
presión y temperatura de entrada

% Evaluación del estado termodinámico de los estados del ciclo

% Presión a la entrada de la caldera (Estado 4)

p4 = p1; % Suposición: Proceso isobárico donde se evapora el líquido @
presión constante en caldera

% Propiedades a la entrada de la bomba (Estado 3)

p3 = p2; % Suposición: Proceso isobárico donde se
condensa el vapor @ presión constante en condensador
h3 = XSteam('hL_p',p3); % Entalpía del líquido saturado
s3 = XSteam('sL_p',p3); % Entropía del líquido saturado
```

```

t3 = XSteam('Tsat_p',p3); % Temperatua de saturación
v3 = XSteam('vL_p',p3); % Volumen específico

% Propiedades a la entrada del condensador (Propiedades de mezcla
líquido-vapor) (Estado 2)

s2 = s1; % Suposición: Proceso isentrópico donde pasa
el vapor para condensar @ entropía constante
t2 = t3; % Suposición: Proceso isotérmico
sf2 = XSteam('sL_p',p2); % Entropía del líquido saturado
sg2 = XSteam('sV_p',p2); % Entropía del vapor saturado
x2 = (s2-sf2)/(sg2-sf2); % Calidad de la mezcla
hf2 = XSteam('hL_p',p2); % Entalpía del líquido saturado
hg2 = XSteam('hV_p',p2); % Entalpía del vapor saturado
h2 = hf2 + x2*(hg2-hf2); % Entalpía a la entrada del condensador
(Estado 2)
v2 = XSteam('vL_p',p2); % Volumen específico

% Propiedades a la entrada de la caldera (Estado 4)

s4 = s3; % Suposición: Proceso isentrópico donde
se transporta el líquido para evaporar en caldera @ entropía constante
h4 = XSteam('h_ps',p4,s4); % Entalpía como función de la presión y
entropía
cp4 = XSteam('Cp_ps',p4,s4); % Calor específico isobárico como función
de la presión y entropía
cv4 = XSteam('Cv_ps',p4,s4); % Calor específico isocórico como función
de la presión y entropía
k4 = cp4/cv4; % Relación/razón de calores específicos
(Suposición: Gas ideal)
n = (k4 - 1)/k4;
t4 = t3*((p4/p3)^n); % Temperatura a la entrada de la caldera
(para un proceso adiabático modelado como gas ideal con calor específico
constante)
v4 = XSteam('vL_p',p4); % Volumen específico

% Propiedades del proceso 4-1 (Proceso isobárico, @ presión constante)

t5 = XSteam('Tsat_p',p1); % Temperatura de saturación @ p1
s5 = XSteam('sL_p',p1); % Entropía de líquido saturado en función
de presión
s6 = XSteam('sV_p',p1); % Entropía de vapor saturado en función de
presión

% Trabajo de turbina y bomba

Wt = h1-h2; % Trabajo de turbina
Wp = h4-h3; % Trabajo de bomba

% Trabajo neto del ciclo

```

```

Wneto = Wt-Wp;

% Calor añadido

Qs = h1-h4;

% Eficiencia

effic = (Wneto/Qs)*100;

% Razón energética de vapor

vap_rate = 3600/(Wt-Wp);

% Propiedades de salida

fprintf('\n\tRESULTADOS\n')
fprintf('Estado 1:\nP1 = %4.2f bar\nT1 = %4.2f C\nh1 = %4.2f kJ/kg\ns1 = %4.2f kJ/kg K\nv1 = %4.8f m3/kg\n\n',p1,t1,h1,s1,v1)
fprintf('Estado 2:\nP2 = %4.2f bar\nT2 = %4.2f C\nh2 = %4.2f kJ/kg\ns2 = %4.2f kJ/kg K\nv2 = %4.8f m3/kg\n\n',p2,t2,h2,s2,v2)
fprintf('Estado 3:\nP3 = %4.2f bar\nT3 = %4.2f C\nh3 = %4.2f kJ/kg\ns3 = %4.2f kJ/kg K\nv3 = %4.8f m3/kg\n\n',p3,t3,h3,s3,v3)
fprintf('Estado 4:\nP4 = %4.2f bar\nT4 = %4.2f C\nh4 = %4.2f kJ/kg\ns4 = %4.2f kJ/kg K\nv4 = %4.8f m3/kg\n\n',p4,t4,h4,s4,v4)
fprintf('Trabajo de turbina: Wt = %4.2f kJ/kg\nTrabajo de bomba: Wp = %4.2f kJ/kg\nTrabajo neto: Wneto = %4.2f kJ/kg\nEficiencia térmica: n = %4.2f %\nRazón energética de vapor: Wvap = %4.2f kg/kWh',Wt,Wp,Wneto,effic,vap_rate)

% Determinación de entropía y entalpía para la línea de vapor

temp = linspace(1,400,100);
for i=1:length(temp)
    ent_l(i) = XSteam('sL_T',temp(i)); % Entropía de líquido saturado
    ent_v(i) = XSteam('sV_T',temp(i)); % Entropía de vapor saturado
    enth_l(i) = XSteam('hL_T',temp(i)); % Entalpía de líquido saturado
    enth_v(i) = XSteam('hV_T',temp(i)); % Entalpía de vapor saturado
end

% Graficación del ciclo

subplot(1,2,1)
plot([s1 s2 s3 s4 s5 s6 s1],[t1 t2 t3 t4 t5 t5 t1], 'color','k','linewidth',2,'marker','o','markersize',2,'markerfacecolor','b','markeredgecolor','b')

```

```

hold on
plot(ent_1,temp,'color','r')
plot(ent_v,temp,'color','r')
axis([0 10 0 700])
text(s1,t1,'1','FontSize',15)
text(s2,t2,'2','FontSize',15)
text(s3,t3,'3','FontSize',15,'HorizontalAlignment','right')
text(s4,t4,'4','FontSize',15,'HorizontalAlignment','right')
xlabel('Entropía')
ylabel('Temperatura')

subplot(1,2,2)
plot([s1 s2 s3 s4 s1],[h1 h2 h3 h4
h1],'color','k','linewidth',2,'marker','o','markersize',2,'markerfacecolor','b','markeredgecolor','b')
axis([1 10 300 5000])
hold on
plot(ent_v,enth_v,'color','r')
plot(ent_1,enth_1,'color','r')
text(s1,h1,'1','FontSize',15)
text(s2,h2,'2','FontSize',15)
text(s3,h3,'3','FontSize',15,'HorizontalAlignment','right','VerticalAlignment','top')
text(s4,h4,'4','FontSize',15,'HorizontalAlignment','right','VerticalAlignment','bottom')
xlabel('Entropía')
ylabel('Entalpía')

else
    fprintf('Ingresar temperatura mayor o igual a la temperatura de saturación')

end

```


Anexo C: Perfil de velocidad y temperatura para Caso I y modelo de viscosidad laminar

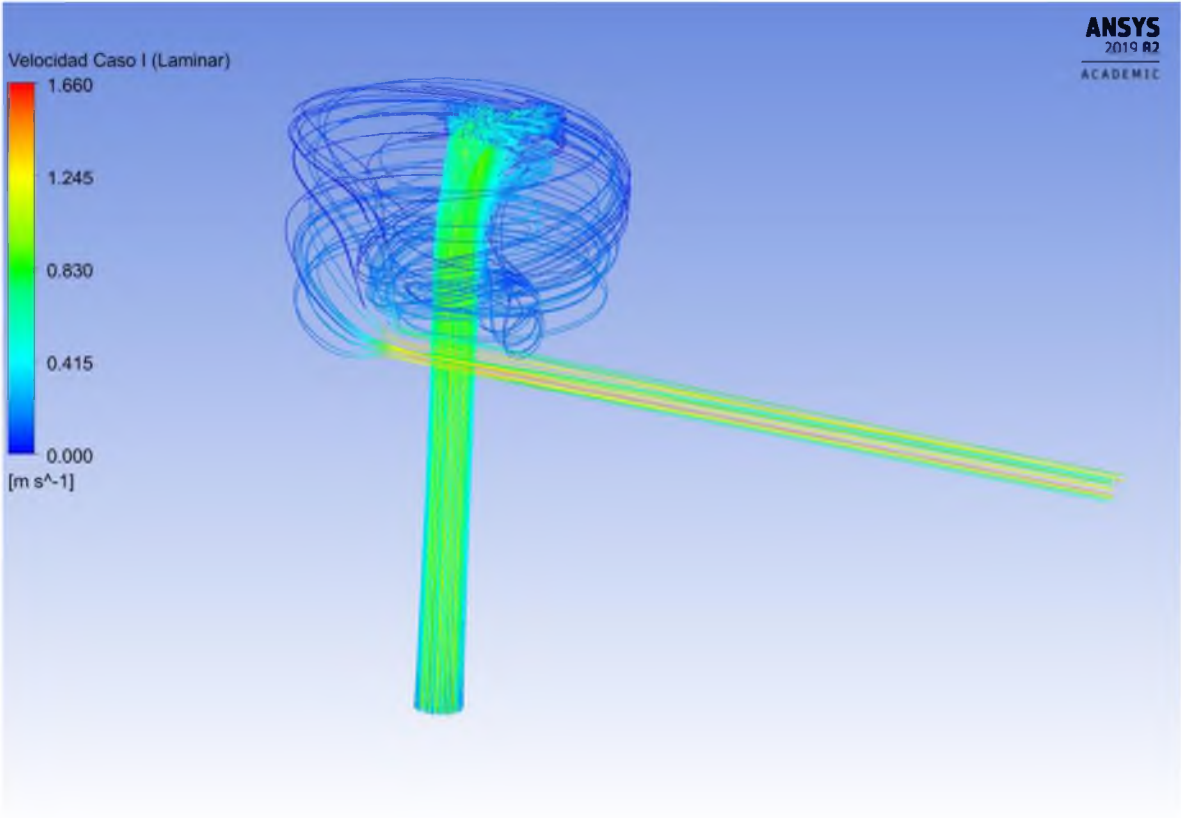


Figura C1. Distribución de velocidad (m/s) y patrones de líneas de flujo de aire seco, caso I modelo de viscosidad laminar.

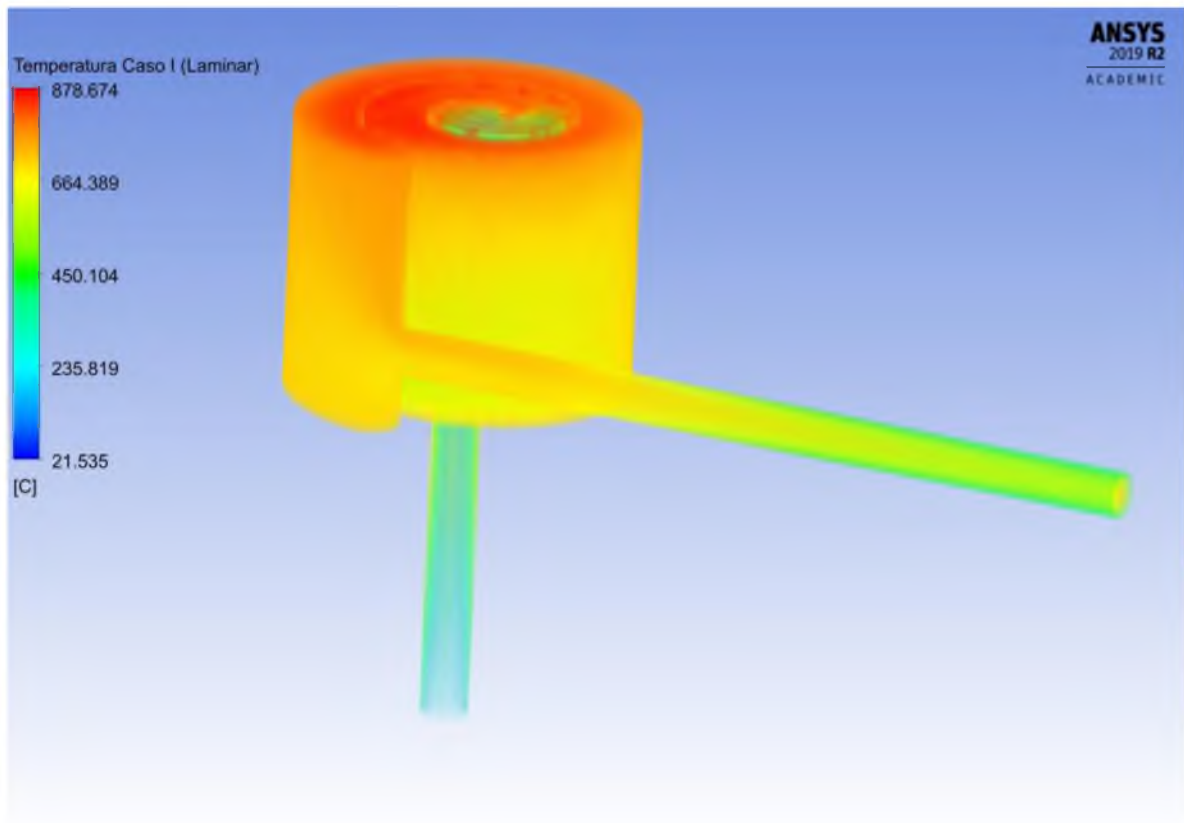


Figura C2. Distribución de temperaturas (en °C) del aire seco para el caso I modelo de viscosidad laminar.