



**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MÉXICO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**ANÁLISIS EXERGÉTICO DE LA SUSTITUCIÓN DE UN  
SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE GAS NATURAL  
PARA LA INDUSTRIA PETROLERA POR UNO  
APLICANDO ENERGÍA SOLAR.**

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE  
MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA**

**PRESENTA:**

IME. ARTURO COLÍN MERCADO

**DIRIGIDA POR:**

DRA. MA. DOLORES DURÁN GARCÍA

Toluca, Estado de México. Enero de 2022





## RESUMEN.

La industria petrolera tiene un potencial muy amplio para la aplicación de algún tipo de energía renovable con la finalidad de accionar una gran variedad de equipos e instrumentos usados a través de la cadena de producción. Sabemos que el propósito de las plataformas marinas de producción de crudo y gas es extraer procesar y exportar petróleo, una plataforma marina típica consiste de una unidad de procesamiento, un sistema energético, módulos de perforación y uno o varios conjuntos habitacionales, entre otros subsistemas. Tanto calor como energía eléctrica suministrados a la plataforma marina son producidos mediante los sistemas energéticos “de a bordo” normalmente mediante la combustión de gas producido dentro de la misma plataforma, dichos sistemas entregan energía a las unidades habitacionales, así como a los módulos de perforación.

En el año 2014 en el Activo Integral Abkatun, Pol Chuc (AIAPCH) se instaló equipo de endulzamiento y de compresión en el Centro Operativo Abkatun N-1; así como equipos adicionales de acondicionamiento de gas combustible para la operación satisfactoria de los nuevos sistemas. En virtud de ello se instaló un Paquete de Acondicionamiento de Gas Combustible (PA-6401) para satisfacer las necesidades del activo. Dicho paquete se instaló en la Plataforma de Tratamiento y Bombeo (PTB) a partir de la cual se le proporciona servicio a la Plataforma de Control y Servicios (PCS) tanto para las plantas endulzadoras como para el equipo rotativo existente. El acondicionamiento de gas consiste en el intercambio de calor entre corrientes de gas, expansión del gas por medio de una válvula de control de presión, separación de gas-condensados y un calentamiento final mediante un equipo de resistencias para obtener la temperatura deseada del gas combustible. Mediante este estudio se ha explorado la aplicación del análisis exergético como un método de evaluación del procesamiento de gas y crudo en un día específico de producción en un sistema de acondicionamiento de gas en una plataforma petrolera.

En síntesis, se realizó el análisis exergético del Sistema de acondicionamiento de gas PA-6401 para la plataforma Abkatun-N1, se simularon condiciones a partir de datos de proceso y se cuantificó la magnitud de los cambios de diferentes tipos de exergía. Se demostró que la exergía en las entradas de materia se debe principalmente a los altos flujos y presiones que se manejan en estos procesos y que la máxima destrucción de exergía toma lugar en los procesos de calentamiento eléctrico de gas para su acondicionamiento y en los procesos que decrementan la presión (válvulas estranguladoras).

Finalmente se realizó el análisis del sistema termosolar necesario para satisfacer los requerimientos de calor del paquete de acondicionamiento de gas para la plataforma Abkatun-N1, cuantificando la magnitud del calor de proceso requerido y *demonstrando que un sistema termosolar es capaz de satisfacer la demanda del mismo.*

## ABSTRACT.

The oil industry has a wide potential for the application of some type of renewable energy in order to operate a great variety of equipment and instruments used throughout the production chain. We know that the purpose of offshore oil and gas production platforms is to extract, process and export oil, a typical offshore platform consists of a processing unit, an energy system, drilling modules and one or more living quarter complexes, among other subsystems. Both heat and energy supplied to the marine platform are produced by the on-board energy systems, normally through the combustion of gas produced within the same platform, these systems deliver energy to the housing unit (s) as well as drilling modules.

In 2014 at the Activo Integral Abkatun, Pol Chuc (AIAPCH), sweetening and compression equipment was installed at the Abkatun N-1 Operational Center; as well as additional fuel gas conditioning equipment for the satisfactory operation of the new systems. By this, a Fuel Gas Conditioning Package (PA-6401) was installed to satisfy the needs of the asset. This package was installed on the Treatment and Pumping Platform (TPP) from which the Control and Services Platform (CSP) is serviced for both the sweetener plants and the existing rotating equipment. Gas conditioning consists of heat exchange between gas streams, gas expansion by means of a pressure control valve, gas-condensate separation and final heating by means of resistance equipment to obtain the desired temperature of the fuel gas. Through this study, the application of exergetic analysis has been explored as a method of evaluating the processing of gas and crude oil on a specific day of production in a gas conditioning system on an oil platform.

In summary, the exergy analysis of the PA-6401 gas conditioning system was carried out for the Abkatun-N1 platform, conditions were simulated from process data and the magnitude of the changes of different types of exergy was quantified. It was shown that the exergy in the material inputs is mainly due to the high flows and pressures that are handled in these processes and that the maximum destruction of exergy takes place in the processes of electric heating of gas for its conditioning and in the processes that decrease the pressure (throttle valves).

Finally, the analysis of the solar thermal system necessary to satisfy the heat requirements of the gas conditioning package for the Abkatun-N1 platform was carried out, determining the magnitude of the required process heat and *demonstrating that a solar thermal system is capable of satisfying the demand of the same.*

# CONTENIDO.

|  |       |
|--|-------|
| Resumen.....   | I     |
| Abstract.....  | II    |
| Contenido.....   | III   |
| Índice de Figuras.....   | VII   |
| Índice de Tablas.....  | IX    |
| Índice de Gráficas.....  | XII   |
| Nomenclatura.....  | XIV   |
| Acrónimos.....   | XVIII |
| Introducción.....  | 1     |
| 1. Estado del arte.....  | 3     |
| 1.1 Introducción.....  | 3     |
| 1.2 Consumo energético en la industria petrolera.....  | 3     |
| 1.3 Energía termosolar y sus aplicaciones en la industria petrolera.....   | 5     |
| 1.4 Flujo de materia y energía en plataformas marinas de producción de crudo y gas.....                                  | 7     |
| 1.5 Antecedentes de análisis exergéticos en la industria y su aplicación en plataformas marinas.....                     | 9     |
| 1.6 Planteamiento del problema: el gasto energético en la producción de petróleo en plataformas petroleras.....          | 11    |
| 1.6.1 Vista general del proceso de acondicionamiento de gas natural costafuera... ..                                     | 13    |
| 1.6.2 Calentadores eléctricos para acondicionamiento de gas natural, objeto de estudio y preguntas de investigación..... | 13    |
| 1.6.3 Justificación del proyecto de investigación.....   | 14    |
| 1.6.4 Hipótesis y objetivos.....   | 14    |
| 2. Generalidades del proceso de acondicionamiento de gas combustible.....  | 16    |
| 2.1 Descripción del proceso.....   | 16    |
| 2.2 Función del paquete de acondicionamiento de gas combustible.....   | 18    |

|       |   |    |
|-------|---|----|
| 2.3   | Especificación del gas dulce de la alimentación al paquete, productos a la salida y condiciones climatológicas..... | 18 |
| 2.4   | Componentes del paquete de acondicionamiento de gas combustible PA-6401 ...   | 22 |
| 2.4.1 | Calentador eléctrico de gas dulce EA-400 sección 4-5 del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401 .....          | 22 |
| 2.4.2 | Intercambiador de calor de gas dulce EA-401 sección 1-2 y 3-4 del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401 ..... | 25 |
| 2.4.3 | Separador de gas combustible FA-405 sección 2'-3 y 2'-2'' del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401 .....     | 29 |
| 2.4.4 | Válvulas reguladoras de presión (PCV) sección 2-2' y 2''-6 del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401 .....    | 32 |
| 3.    | Análisis energético y exergético del sistema de acondicionamiento de gas en plataforma Abkatun N-1. ....            | 35 |
| 3.1   | Balance energético por primera ley del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401                                  | 35 |
| 3.1.1 | Balance de materia y energía general del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401 .....                          | 35 |
| 3.1.2 | Balance de materia y energía parcial del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401 .....                          | 37 |
| 3.1.3 | Datos de proceso, cálculo de entalpías del sistema .....  | 38 |
| 3.1.4 | Valores de entalpía obtenidos para el proceso.....  | 41 |
| 3.1.5 | Resultados del balance de energía del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401 .....                             | 41 |
| 3.2   | Análisis exergético de proceso en un sistema de acondicionamiento de gas en plataforma.....                         | 43 |
| 3.2.1 | Base teórica.....   | 44 |
| 3.2.2 | Definición de exergía.....  | 45 |
| 3.2.3 | Componentes de la Exergía .....   | 45 |
| 3.2.4 | Exergía cinética .....  | 46 |
| 3.2.5 | Exergía potencial .....   | 46 |
| 3.2.6 | Exergía física .....  | 46 |
| 3.2.7 | Componente químico de la exergía .....  | 48 |
| 3.2.8 | Balance de exergía.....   | 49 |

|       |   |    |
|-------|---|----|
| 3.3   | Balance exergético por segunda ley del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401                  | 51 |
| 3.3.1 | Balance de exergía general del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401                          | 51 |
| 3.3.2 | Balance de exergía parcial del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401                          | 52 |
| 3.3.3 | Datos de proceso, cálculo de exergías del sistema   | 55 |
| 3.3.4 | Valores de exergía obtenidos para el proceso  | 56 |
| 3.3.5 | Resultados del balance de exergía del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401                   | 56 |
| 4.    | Dimensionamiento del sistema termosolar para acondicionamiento de gas en la industria del petróleo. | 58 |
| 4.1   | Principio de funcionamiento.  | 58 |
| 4.1.1 | Captadores sin concentración.   | 61 |
| 4.1.2 | Modelado de FPC   | 67 |
| 4.1.3 | Modelado de ETC   | 72 |
| 4.1.4 | Curva de eficiencia de los captadores solares.  | 73 |
| 4.1.5 | Temperatura de estancamiento  | 73 |
| 4.1.6 | Aplicaciones de captadores solares  | 74 |
| 4.1.7 | Comparación de eficiencias entre diferentes captadores.   | 75 |
| 4.1.8 | Modelado de análisis térmico del ETC  | 76 |
| 4.2   | Ubicación y datos generales del campo Abkatún.  | 77 |
| 4.2.1 | Parámetros climáticos e irradiación solar.  | 77 |
| 4.3   | Diagrama de bloques y flujo del proceso.  | 81 |
| 4.4   | Cálculo de captador solar de tubos evacuados.   | 82 |
| 4.5   | Balance de energía de un tubo evacuado  | 84 |
| 4.5.1 | Calculo teórico de las pérdidas térmicas de un tubo evacuado  | 86 |
| 4.5.2 | Radiación desde el exterior del tubo de vidrio (Borosilicato)                                       | 88 |
| 4.5.3 | Convección en el tubo de vidrio exterior (Borosilicato)   | 89 |
| 4.5.4 | Radiación desde el absorbedor al tubo de vidrio exterior  | 90 |
| 4.5.5 | Características de tubo evacuado comercial marca SunMaxx Solar®                                     | 91 |

|          |   |     |
|----------|---|-----|
| 4.6      | Resultados del cálculo del sistema solar térmico e intercambiador de calor del sistema de acondicionamiento de gas..... | 92  |
| 4.6.1    | Sistema solar térmico.....  | 92  |
| 4.6.2    | Arreglo del sistema de ETC serie-paralelo y área disponible .....   | 106 |
| 4.6.3    | Cálculo del intercambiador de calor para el sistema de acondicionamiento de gas   | 107 |
| 4.6.4    | Resultados del análisis energético y exergético del sistema de acondicionamiento de gas PA-6401 .....                   | 126 |
| 4.6.5    | Análisis de resultados del sistema termosolar para el equipo de acondicionamiento de gas PA-6401 .....                  | 127 |
| 5.       | Conclusiones del proyecto de investigación y trabajos futuros.....  | 131 |
|          | Bibliografía.....   | 133 |
| ANEXO 1. | Cálculo de sistema termosolar.....  | 139 |
| ANEXO 2. | Cálculo de intercambiador.....  | 143 |
| ANEXO 3. | Árreglo de captadores de tubos evacuados.....   | 154 |
| ANEXO 4. | Área requerida en plataforma.....   | 155 |

# ÍNDICE DE FIGURAS.

|   |    |
|---|----|
| Figura 1.1. Uso de energía por MJ por barril de crudo para diferentes corrientes de crudo; CNR = Proceso de refinado convencional de nafta (Conventional Naphta Reforming Process), SMR = Reformado de metano con vapor (Steam Methane Reforming). Fuente: PRELIM. .... | 5  |
| Figura 1.2. Esquema de un sistema termosolar para calentamiento y refinación mejorada del petróleo EOR. Fuente: [7]. ....   | 6  |
| Figura 1.3. Principales unidades de producción en una plataforma marina de extracción de crudo y gas, las flechas en negrita representan corrientes de materia, mientras que las flechas en gris representan flujo de energía. Fuente: [15]. ....                       | 8  |
| Figura 1.4. Plataforma marina con diferentes sistemas interconectados entre sí mediante puentes de enlazamiento. BOP (Braemen Offshore Platforms). (2020). <a href="https://braemar.com/offshore-3/">https://braemar.com/offshore-3/</a> .....                          | 12 |
| Figura 2.1. Diagrama de flujo del proceso. Fuente: Especificación técnica, paquete de acondicionamiento de gas combustible PA-640, IMP 2012 [28]. ....  | 17 |
| Figura 2.2. Equipo paquete de acondicionamiento de gas. Fuente: Cortesía, Vimexca Ingeniería. ....  | 18 |
| Figura 2.3. Calentador eléctrico de inmersión EA-400, diagrama constructivo. Fuente: Elaboración propia. ....   | 23 |
| Figura 2.4. Calentador eléctrico EA-400, marca POLIMEX®. Fuente: Cortesía de fabricante proyecto PA-64001. ....   | 24 |
| Figura 2.5. Condiciones de operación sección 4-5, calentador eléctrico EA-400. Fuente: Elaboración propia. ....   | 25 |
| Figura 2.6. Intercambiador de tipo envolvente-haz de tubos. (2020). <a href="https://ingenieromarinero.com/intercambiadores-de-calor/#32-De_Haz_de_Tubos_y_Carcasa">https://ingenieromarinero.com/intercambiadores-de-calor/#32-De_Haz_de_Tubos_y_Carcasa</a> .....     | 25 |
| Figura 2.7. Intercambiador de calor de tubos y coraza EA-401. Fuente: Elaboración propia .....  | 26 |
| Figura 2.8. Condiciones de operación sección 1-2 y 3-4, intercambiador de calor EA-401. Fuente: Elaboración propia. ....  | 28 |
| Figura 2.9. Intercambiador de calor, fabricación especial. (2021). <a href="http://www.tycsa.com.ar/tycsa/planta-industrial.html">http://www.tycsa.com.ar/tycsa/planta-industrial.html</a> .....  | 28 |
| Figura 2.10. Separador de gas combustible FA-405. Fuente: Cortesía Vimexca Ingeniería. ....   | 29 |
| Figura 2.11. Condiciones de operación sección 2'-3 y 2'-2'', separador de gas combustible FA-405. Fuente: Elaboración propia. ....  | 31 |
| Figura 2.12. Válvula reguladora de presión CVS®. (2021). <a href="https://www.cvs-controls.com/our-products/control-valves/">https://www.cvs-controls.com/our-products/control-valves/</a> .....  | 32 |

Figura 2.13. Condiciones de operación sección 2-2', válvula reguladora de presión PCV aguas arriba del separador de gas combustible FA-405. Fuente: Elaboración propia..... 33

Figura 2.14. Condiciones de operación sección 2''-6, válvula reguladora de nivel LC aguas abajo del separador de gas combustible FA-405. Fuente: Elaboración propia. .... 33

Figura 3.1. Diagrama de flujo de materia del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401. Fuente: Elaboración propia..... 36

Figura 3.2. Caracterización de mezcla de entrada al paquete de acondicionamiento de gas PA-6401. Fuente: Elaboración propia, software Aspen Hysys V11®. .... 38

Figura 3.3. Carga de flujos másicos para cada sustancia de mezcla de gas dulce del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401. Fuente: Elaboración propia, software Aspen Hysys V11®. .... 39

Figura 3.4. Selección de paquetería de cálculo de propiedades. Fuente: Elaboración propia, software Aspen Hysys V11®. .... 39

Figura 4.1. Clasificación de dispositivos solares térmicos. Fuente:[40]. .... 60

Figura 4.2. Captador plano selectivo con cubierta antirreflejante. (2021). Fuente: WUNDER ALS® (2021). .... 61

Figura 4.3. Croquis de un FPC [20]. .... 62

Figura 4.4. Instalación de captador con tubos al vacío (ETC). (2021). <https://vilssa.com/tubos-solares-de-vacio-energia-solar-termica> ..... 65

Figura 4.5. Diagrama esquemático de heat pipe-ETC. Fuente: [45]. .... 66

Figura 4.6. Diagrama esquemático de ETC de flujo directo. Fuente: [54]..... 67

Figura 4.7. Concepto de concentrador solar. Fuente: [40]. ..**¡Error! Marcador no definido.**

Figura 4.8. FPC radiación incidente, transmisión, reflexiones múltiples y absorción. Fuente: [42]. .... 68

Figura 4.9. Ubicación de plataforma Abkatun-N1 tratamiento y bombeo. (2021). <https://mapa.hidrocarburos.gob.mx/> ..... 77

Figura 4.10. Ubicación de polígono de asignación A-0001-2M - Campo Abkatún. Fuente: Elaboración propia..... 79

Figura 4.11. Diagrama de bloques del proceso. Fuente: Elaboración propia. .... 81

Figura 4.12. Diagrama de flujo del proceso. Fuente: Elaboración propia..... 82

Figura 4.13. Componentes de energía en un tubo evacuado. Fuente: Elaboración propia... 85

Figura 4.14. Modelo de resistencia térmica para el ETC. Fuente: Elaboración propia..... 88

Figura 4.15. Paneles de ETC conectados en paralelo para satisfacer el requerimiento del flujo másico del fluido de trabajo del sistema. Fuente: Elaboración propia. .... 102

Figura 4.16. Diagrama de flujo, diseño del intercambiador de calor para el paquete de acondicionamiento de gas. Fuente: Elaboración propia. .... 109

Figura 4.17. Distribución y paso de los tubos internos del intercambiador de calor. Fuente: Elaboración propia..... 116

# ÍNDICE DE TABLAS.

|   |    |
|---|----|
| Tabla 2.1. Equipos de proceso dentro del paquete de acondicionamiento de gas. Fuente: Elaboración propia.....   | 16 |
| Tabla 2.2. Composición característica del gas de entrada del C.O. Abkatún N1., cálculo de flujos másicos y fracciones másicas. Fuente: IMP. (2012). Instituto Mexicano del Petróleo [28]. .....   | 19 |
| Tabla 2.3. Composición característica de los productos del paquete de acondicionamiento de gas combustible del C.O. Abkatún N1., cálculo de flujos másicos y fracciones másicas. Fuente: IMP. (2012). Instituto Mexicano del Petróleo [28]. ..... | 20 |
| Tabla 2.4. Condiciones de alimentación al paquete de acondicionamiento de gas. Fuente: IMP. (2012). Instituto Mexicano del Petróleo [28]. .....   | 21 |
| Tabla 2.5. Condiciones de los productos del paquete de acondicionamiento de gas. Fuente: IMP. (2012). Instituto Mexicano del Petróleo [28]. .....   | 21 |
| Tabla 2.6. Condiciones climatológicas del Activo Integral Abkatún-Pol-Chuc en la sonda de Campeche. Fuente: IMP. Especificaciones Técnicas del Equipo Paquete [28]. .....   | 21 |
| Tabla 2.7. Características principales del calentador eléctrico EA-400, marca POLIMEX®. Fuente: Catálogo técnico del producto. ....   | 23 |
| Tabla 2.8. Especificaciones del intercambiador de calor EA-401 del paquete de acondicionamiento de gas. Fuente: IMP. Especificaciones Técnicas del Equipo Paquete. .  | 27 |
| Tabla 2.9. Principales características del separador de gas dulce FA-405 del paquete de acondicionamiento de gas. Fuente: IMP. Especificaciones Técnicas del Equipo Paquete. .  | 30 |
| Tabla 2.10. Principales variables de presión y temperatura de cada uno de los componentes del sistema de acondicionamiento de gas. Fuente: Elaboración propia. ....   | 34 |
| Tabla 3.1. Ecuaciones de balance de materia y energía de los componentes del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401. Fuente: Elaboración propia.....   | 37 |
| Tabla 3.2. Entalpía de mezcla de gas dulce del acondicionador de gas combustible PA-6401. Fuente: Elaboración propia.....   | 41 |
| Tabla 3.3. Ecuaciones de balance de materia y exergía de los componentes del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401. Fuente: Elaboración propia.....   | 52 |
| Tabla 3.4. Balance de exergía en términos de exergía física y cinética del separador bifásico FA-405. Fuente: Elaboración propia. ....  | 54 |
| Tabla 3.5. Balance de exergía en términos de exergía física y cinética de la válvula reguladora de presión PCV. Fuente: Elaboración propia. ....  | 54 |
| Tabla 3.6. Balance de exergía en términos de exergía física y cinética del calentador de gas eléctrico EA-400. Fuente: Elaboración propia .....   | 54 |
| Tabla 3.7. Balance de exergía en términos de exergía física y cinética del intercambiador de calor EA-401. Fuente: Elaboración propia.....  | 55 |

Tabla 3.8. Balance de exergía en términos de exergía física y cinética de la válvula reguladora de nivel LC. Fuente: Elaboración propia..... 55

Tabla 3.9. Exergía de mezcla de gas dulce de componentes del acondicionador de gas combustible PA-6401. Fuente: Elaboración propia..... 56

Tabla 4.1. Clasificación de dispositivos solares térmicos. Fuente: [40]..... 60

Tabla 4.2. Características principales de FPC típicos. Fuente: [44]..... 62

Tabla 4.3. Características principales de ETC típicos. Fuente: [40]. ..... 65

Tabla 4.4. Características típicas de captadores sin concentración (SC, sin concentración; FPC captador de placa plana; ETC, captador de tubos evacuados; TVP, captador de brecha evacuada. Fuente:[40]..... 72

Tabla 4.5. Aplicaciones de energía solar y tipo de captadores utilizados. Fuente: [20]..... 74

Tabla 4.6. Datos generales de la asignación A-0001-2M- Campo Abkatún. Fuente: (Comisión Nacional de Hidrocarburos con datos de la Asignación y con información proporcionada por PEP, 2021). ..... 78

Tabla 4.7. Vértices de la Asignación - Polígono A'. Fuente: (Fuente, Comisión Nacional de Hidrocarburos con información del título de asignación). ..... 79

Tabla 4.8. Ponderación de irradiación [kWh m<sup>-2</sup> d<sup>-1</sup>] global diaria sobre superficie horizontal para los 6 vértices mostrados de la Asignación A-0001-2M - Campo Abkatún. Fuente: DAV-NASA. 2021. .... 80

Tabla 4.9. Definición de las superficies del ETC. Fuente: Elaboración propia. .... 85

Tabla 4.10. Definición de flujos de calor en el ETC. Fuente: Elaboración propia..... 87

Tabla 4.11. Especificaciones de tubos evacuados SunMaxx Solar®. Recuperado de: [Http:// https://www.sunmaxxsolar.com](http://https://www.sunmaxxsolar.com) (2021)..... 91

Tabla 4.12. Especificaciones ópticas y físicas de tubos evacuados SunMaxx Solar®. Recuperado de: [Http:// https://www.sunmaxxsolar.com](http://https://www.sunmaxxsolar.com) (2021). .... 92

Tabla 4.13. Propiedades térmicas de líquidos saturados. Fuente: [49]..... 98

Tabla 4.14. Constantes de la ecuación del número promedio de Nusselt propuesta por Goldberg, Rohsenow y Choi para tubos con una tasa constante de calor. Fuente: [41]. .... 98

Tabla 4.15. Cálculo de captadores solares en serie para alcanzar la temperatura objetivo con irradiancia mínima (mes de diciembre) y flujo máximo. Fuente: Elaboración propia. .... 104

Tabla 4.16. Cálculo de captadores solares en serie con irradiancia normal (mes de septiembre) y flujo máximo. Fuente: Elaboración propia. .... 104

Tabla 4.17. Cálculo de captadores solares en serie con irradiancia máxima (mes de julio), temperatura ambiente y flujo máximo. Fuente: Elaboración propia. .... 105

Tabla 4.18. Especificaciones principales del sistema calculado. Fuente: Elaboración propia. .... 106

Tabla 4.19. Condiciones de diseño del intercambiador de calor. Fuente: Elaboración propia. .... 109

Tabla 4.20. Temperaturas y calores específicos de los fluidos. Fuente: Elaboración propia. .... 112

Tabla 4.21. Capacidad calorífica de los fluidos a su temperatura correspondiente. Fuente: Elaboración propia..... 113

Tabla 4.22. Capacidades caloríficas mínima y máxima. Fuente: Elaboración propia..... 113

Tabla 4.23. Razón máxima de transferencia de calor. Fuente: Elaboración propia. .... 113

Tabla 4.24. Cálculo de efectividad. Fuente: Elaboración propia..... 114

Tabla 4.25. Relación NTU calculada. Fuente: Elaboración propia. .... 114

Tabla 4.26. Cantidad de tubos de acuerdo con la velocidad permisible para el fluido caliente. Fuente: Elaboración propia..... 115

Tabla 4.27. Área necesaria con respecto al coeficiente global de transferencia de calor propuesto, primera iteración del algoritmo. Fuente: Elaboración propia. .... 115

Tabla 4.28. Cálculo de área de transferencia de calor corregida en función de la geometría propuesta para el intercambiador de calor. Fuente: Elaboración propia. .... 117

Tabla 4.29. Caudales del fluido caliente y fluido frío en el intercambiador de calor. Fuente: Elaboración propia..... 118

Tabla 4.30. Cálculo de número de Reynolds. Fuente: Elaboración propia. .... 119

Tabla 4.31. Cálculo de área libre. Fuente: Elaboración propia. .... 120

Tabla 4.32. Cálculo de velocidad máxima del fluido a partir de las condiciones del arreglo propuesto. Fuente: Elaboración propia. .... 121

Tabla 4.33. Cálculo de diámetro mojado y número de Reynolds para la carcasa. Fuente: Elaboración propia..... 121

Tabla 4.34. Cálculo de número de Prandtl. Fuente: Elaboración propia..... 122

Tabla 4.35. Cálculo del coeficiente geométrico global de transmisión de calor, última iteración del algoritmo de cálculo. Fuente: Elaboración propia. .... 123

Tabla 4.36. Comparación de valores del área de intercambio en función del coeficiente global de transferencia de calor. Fuente: Elaboración propia. .... 124

Tabla 4.37. Cálculo de potencia en bomba para el lado carcasa. Fuente: Elaboración propia. .... 125

Tabla 4.38. Cálculo de potencia en bomba para el lado tubos. Fuente: Elaboración propia. .... 125

Tabla 4.39. Características geométricas generales del intercambiador de calor para el sistema termosolar. Fuente: Elaboración propia..... 126

## ÍNDICE DE GRÁFICAS.

|   |     |
|---|-----|
| Gráfica 3.1. Cálculo de energía dentro del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401. Elaboración propia (2020).  | 42  |
| Gráfica 3.2. Porcentajes de manejo de energía dentro del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401. Elaboración propia (2020).  | 43  |
| Gráfica 3.3. Cálculo de exergía destruida dentro del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401, valores netos. Elaboración propia (2020).   | 57  |
| Gráfica 3.4. Representación porcentual de destrucción de exergía dentro de los componentes del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401. Elaboración propia (2020).  | 57  |
| Gráfica 4.1. Curvas de Hottel-Whillier-Bliss para captadores solares de baja y media temperatura. Fuente: [48].   | 64  |
| Gráfica 4.2. Perdidas ópticas y térmicas para un concentrador FPC. Fuente: [40].  | 73  |
| Gráfica 4.3. Comparación de eficiencia de varios captadores a dos niveles de radiación 500 y 1000 $Wm^{-2}$ . Fuente: [20].   | 75  |
| Gráfica 4.4. Irradiación global mensual sobre superficie horizontal para el vértice 1 de la Asignación A-0001-2M - Campo Abkatún. Fuente: DAV-NASA. 2021.   | 80  |
| Gráfica 4.5. Irradiación promedio mensual del año 2015 a 2019. Fuente: DAV-NASA. 2021.  | 93  |
| Gráfica 4.6. Irradiación promedio anual 2015 a 2019. Fuente: DAV-NASA. 2021.  | 93  |
| Gráfica 4.7. Temperatura ambiente mínima promedio mensual del año 2015 a 2019. Fuente: DAV-NASA. 2021.  | 94  |
| Gráfica 4.8. Temperatura ambiente mínima promedio anual 2015 a 2019. Fuente: DAV-NASA. 2021.  | 94  |
| Gráfica 4.9. Temperatura objetivo del sistema, valor dependiente del calor requerido por proceso y del flujo másico propuesto. Elaboración propia (2021).   | 97  |
| Gráfica 4.10. Factor de eficiencia del captador $F'$ con respecto al coeficiente de pérdida de calor calculado $UL$ . Elaboración propia (2021).  | 100 |
| Gráfica 4.11. Cálculo del factor de eficiencia del captador $F'$ con respecto al coeficiente de pérdida de calor calculado $UL$ para las condiciones máximas indicadas en la ficha técnica del fabricante, en general se reporta un valor $UL < 0.7$ . Elaboración propia (2021). | 100 |
| Gráfica 4.12. Factor de remoción de calor con respecto a la temperatura. Elaboración propia (2021).   | 102 |
| Gráfica 4.13. Contraste entre las temperaturas alcanzadas por el sistema conectado en serie, para las condiciones de entrada indicadas. Elaboración propia (2021).  | 106 |
| Gráfica 4.14. Temperaturas de fluidos en intercambiador de calor a condiciones de irradiancia máximas. Elaboración propia (2021).   | 129 |

Gráfica 4.15. Temperaturas de fluidos en intercambiador de calor a condiciones de irradiación normales. Elaboración propia (2021). ..... 129

Gráfica 4.16. Temperaturas de fluidos en intercambiador de calor a condiciones de irradiación mínimas. Elaboración propia (2021). ..... 130

# NOMENCLATURA.

| Símbolos  |  |
|-----------|--|
| $A$       | Área de entrada / Área del campo solar [ $m^2$ ]                           |
| $A'$      | Área del absorbedor [ $m^2$ ]  |
| $A_{cav}$ | Área de la sección transversal de la cavidad [ $m^2$ ]                     |
| $A_{cs}$  | Área de sección transversal mínima del soporte [ $m^2$ ]                   |
| $a_c$     | Altura solar   |
| $\dot{B}$ | Transferencia de exergía [ $W$ ]   |
| $b$       | Exergía específica [ $kJ kg^{-1}$ ]  |
| $b_c$     | Ancho del campo solar  |
| $C_g$     | Coefficiente de concentración geométrica                                   |
| $c$       | Velocidad del fluido [ $m s^{-1}$ ]  |
| $d$       | Diámetro [ $m$ ]   |
| $E$       | Energía [ $kJ$ ]   |
| $G$       | Irradiancia [ $W m^{-2}$ ]   |
| $g$       | Aceleración de la gravedad [ $m s^{-2}$ ]                                  |
| $h$       | Entalpía específica [ $kJ kg^{-1}$ ]                                       |
| $h_c$     | Coefficiente de transferencia de calor por convección [ $W m^{-2}K^{-1}$ ] |
| $IAM$     | Modificador del ángulo de incidencia                                       |
| $k$       | Conductividad térmica [ $W m^{-1}K^{-1}$ ]                                 |
| $K_l$     | Modificador longitudinal   |
| $K_t$     | Modificador transversal  |
| $L_C$     | Longitud característica [ $m$ ]  |
| $L_{HCE}$ | Longitud del elemento de calor concentrado [ $m$ ]                         |

|            |   |
|------------|---|
| $L_m$      | Longitud de los espejos primarios [m]                         |
| $\dot{m}$  | Flujo másico [ $kg\ s^{-1}$ ]                                 |
| $p$        | Presión [kPa]   |
| $Pr$       | Número de Prandtl   |
| $pr$       | Factor de corrección por extracción                           |
| $\dot{Q}$  | Transferencia de calor [W]                                    |
| $q$        | Transferencia de calor específico [ $kJ\ kg^{-1}$ ]           |
| $\dot{q}'$ | Flujo de calor por unidad de longitud [W/m]                   |
| $R'$       | Resistencia térmica por unidad de longitud [ $K\ m\ W^{-1}$ ] |
| $r$        | Radio [m]   |
| $s$        | Entropía específica [ $kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$ ]                 |
| $SM$       | Múltiplo solar  |
| $T$        | Temperatura [K]   |
| $u$        | Velocidad del fluido de trabajo [ $m\ s^{-1}$ ]               |
| $V$        | Volumen [ $m^3$ ]   |
| $\dot{W}$  | Trabajo [W]   |
| $w$        | Trabajo específico [ $kJ\ kg^{-1}$ ]                          |
| $z$        | Altura [m]  |

---

Símbolos griegos

---

|            |   |
|------------|---|
| $\alpha$   | Absortancia solar                         |
| $\alpha_s$ | Altitud solar                             |
| $\alpha_T$ | Altitud solar transversal                 |
| $\beta$    | Ángulo complementario del ángulo de borde |
| $\beta_s$  | Pendiente                                 |
| $\Gamma$   | Factor de intercepción                    |
| $\gamma$   | Ángulo azimutal de superficie             |

|               |   |
|---------------|---|
| $\gamma_s$    | Ángulo azimutal solar                               |
| $\delta_s$    | Declinación solar                                   |
| $\varepsilon$ | Emitancia   |
| $\eta$        | Rendimiento   |
| $\theta$      | Ángulo de incidencia                                |
| $\theta_l$    | Ángulo de incidencia longitudinal                   |
| $\theta_s$    | Medida del disco solar                              |
| $\theta_t$    | Ángulo de incidencia transversal                    |
| $\kappa$      | Conductividad térmica [ $W m^{-1}K^{-1}$ ]          |
| $\rho$        | Reflectancia  |
| $\sigma$      | Constante de Stefan-Boltzmann [ $W m^{-2} K^{-4}$ ] |
| $\tau$        | Transmitancia                                       |
| $\phi$        | Latitud   |
| $\psi$        | Ángulo de inclinación del espejo                    |
| $\omega$      | Ángulo de hora solar                                |

---

Subíndices

---

|             |                         |
|-------------|-------------------------|
| 0           | Estado de referencia    |
| <i>I</i>    | Primera Ley             |
| <i>II</i>   | Segunda Ley             |
| <i>b</i>    | Directa                 |
| <i>base</i> | Base/soporte            |
| <i>capt</i> | Captación/Concentración |
| <i>cond</i> | Conducción              |
| <i>conv</i> | Convección              |
| <i>CV</i>   | Volumen de control      |
| <i>d</i>    | Difusa – Destruída      |

|               |                             |
|---------------|-----------------------------|
| <i>e</i>      | Salida                      |
| <i>ef</i>     | Efectiva                    |
| <i>ext</i>    | Exterior                    |
| <i>f</i>      | Estado de líquido saturado  |
| <i>fg</i>     | Estado de líquido-vapor     |
| <i>global</i> | Global                      |
| <i>h</i>      | Caliente                    |
| <i>i</i>      | Entrada                     |
| <i>int</i>    | Interior                    |
| <i>net</i>    | Neto                        |
| <i>nom</i>    | Nominal                     |
| <i>p</i>      | Bomba                       |
| <i>pyrex</i>  | Vidrio de Pyrex             |
| <i>rad</i>    | Radiación                   |
| <i>rec</i>    | Receptor                    |
| <i>ref</i>    | Referencia                  |
| <i>SC</i>     | Solar                       |
| <i>sup</i>    | Superficie                  |
| <i>s</i>      | Solar                       |
| <i>sat</i>    | Saturación                  |
| <i>SolAbs</i> | Solar absorbida             |
| <i>t</i>      | Turbina                     |
| <i>ter</i>    | Térmica(o)                  |
| <i>ve</i>     | Válvula de estrangulamiento |
| @             | A las condiciones de        |

## ACRÓNIMOS.

---

| Acrónimo |  |
|----------|--|
| 2E       | Energético y Exergético                      |
| AC       | Corriente Alterna                            |
| CGEI     | Calentador de Gas Eléctrico de Inmersión     |
| CLFR     | Reflector Fresnel Compacto                   |
| CPC      | Concentrador Parabólico Compuesto            |
| CRS      | Torre Central                                |
| CS       | Campo Solar                                  |
| CSP      | Energía Solar Térmica                        |
| CTC      | Canal cilíndrico                             |
| DNI      | Irradiancia normal directa                   |
| ETC      | Captador de tubos evacuados                  |
| FPC      | Captador de Placa Plana                      |
| FRE      | Fuentes Renovables de Energía                |
| HCE      | Elemento de calor concentrado                |
| HTF      | Fluido de Trabajo                            |
| LFR      | Reflector Fresnel Lineal                     |
| PTB      | Plataforma de Tratamiento y Bombeo           |
| PTC      | Canal Parabólico                             |
| PCM      | Material de Cambio de Fase                   |
| PCS      | Plataforma de Control y Servicios            |
| PD       | Disco Parabólico                             |
| TES      | Sistema de Almacenamiento de Energía Térmica |

---

# INTRODUCCIÓN.

La industria petrolera tiene un potencial muy amplio para la aplicación de algún tipo de energía renovable de acuerdo con Kumar et al. [1], esto se puede lograr reemplazando las fuentes convencionales de energía eléctrica con sistemas fotovoltaicos o campos eólicos; otra manera es el reemplazo de generadores convencionales de vapor por sistemas termosolares o geotérmicos.

El propósito de las plataformas marinas de producción de crudo y gas es extraer, procesar y exportar petróleo, una plataforma marina típica consiste de una unidad de procesamiento, un sistema energético, módulos de perforación y uno o varios conjuntos habitacionales, entre otros subsistemas.

Tanto calor como energía eléctrica suministrados a la plataforma marina son producidos mediante los sistemas energéticos de a bordo normalmente mediante la combustión de gas producido dentro de la misma plataforma, dichos sistemas entregan energía a las unidades habitacionales, así como a los módulos de perforación.

Los indicadores convencionales para evaluar el rendimiento de las plataformas de petróleo y gas como son la potencia específica, el consumo de energía específico, las emisiones específicas de CO<sub>2</sub>, o la eficiencia energética, presentan limitaciones inherentes, estos proveen información útil sobre el uso de energía de los procesos en el sitio, pero no pueden ser usados de manera aislada para comparar el rendimiento de diferentes instalaciones [2]; por lo tanto es importante mencionar que los análisis exergéticos son más útiles ya que permiten identificar los elementos que generan mayores irreversibilidades en el sistema.

Una plataforma típica de crudo y gas consiste en lo general en dos subsistemas: i) una planta de proceso, en la cual el crudo, gas y agua son procesados, separados y desechados (agua), exportados (crudo y gas) y posiblemente reinyectados en el yacimiento (agua y gas) y ii) una planta de suministro de energía, donde una fracción del gas extraído en sitio es consumido en turbinas de gas para producir la energía y calor requerido en la planta de procesamiento.

México cuenta con un número importante de plataformas petroleras ubicadas principalmente en el Golfo de México; el presente proyecto tiene como base el Activo Integral Abkatun, Pol Chuc (AIAPCH), en el cual, en el 2014, se instaló equipo de endulzamiento y de compresión totalmente nuevos en el Centro Operativo Abkatun N-. Dichos equipos paquete se instalaron en la Plataforma de Tratamiento y Bombeo (PTB) a partir de la cual se le proporciona servicio a la Plataforma de Control y Servicios (PCS) tanto para las plantas endulzadoras como para el equipo rotativo existente.

Por el tipo de proceso, el acondicionamiento de gas consiste en el intercambio de calor entre corrientes de gas, expansión del gas por medio de una válvula de control de presión,

separación de gas-condensados y un calentamiento final mediante un equipo de resistencias para obtener la temperatura deseada del gas combustible.

Mediante este estudio se ha explorado la aplicación del análisis exergético como un método de evaluación del procesamiento de gas y crudo en un día específico de producción en un sistema de acondicionamiento de gas en una plataforma petrolera. Mediante este análisis se observa que la exergía en las corrientes de masa es principalmente exergía basada en la presión, y la mayor parte de la destrucción de la exergía está relacionada con la disminución o el aumento de la presión. Los subprocesos con más cantidad de exergía destruida son las válvulas reguladoras de presión (Pressure Control Valve por sus siglas en inglés) PCV y el sistema de acondicionamiento de aire, el cual opera con resistencias eléctricas.

El análisis de exergía, es un método termodinámico que aún no se utiliza sistemáticamente en la industria petrolera. Al usar dicho análisis se puede calcular la exergía destruida en diferentes partes del proceso para localizar los puntos de mejora.

Así pues, el propósito del presente trabajo es aplicar el análisis exergético como una herramienta para la evaluación comparativa del rendimiento de un sistema en específico dentro de la plataforma marina y con los resultados obtenidos plantear la sustitución de este equipo por uno que aplique Fuentes Renovables de Energía (FRE). Bajo esta premisa se analizó el procesamiento de gas y crudo de un día de producción real en una plataforma marina de la sonda de Campeche, el cual se efectúa mediante un sistema de resistencias eléctricas. Lo anterior se realizó usando datos reales para simular el proceso y calcular la exergía destruida y la eficiencia exergética del sistema.

Posteriormente, se procede al cálculo del sistema termosolar necesario para suplir el calor proporcionado por el acondicionador de gas de resistencias, se describen las consideraciones específicas del conjunto en adición a las indicadas en 4.4, se desarrollan y reportan los resultados del algoritmo de cálculo así como las gráficas que muestran la factibilidad del sistema dada la irradiancia promedio mensual y anual en la zona de interés.

Mediante los resultados obtenidos se observa la factibilidad de emplear un sistema termosolar para sustituir el sistema de acondicionamiento de gas convencional eliminando la destrucción exergética que este sistema conlleva.

# 1. ESTADO DEL ARTE.

## 1.1 Introducción.

El petróleo ha movido al sector industrial, al transporte y ha brindado energía a millones de hogares durante décadas, sin embargo, no solo sirve como combustible, de hecho, sus propiedades físico-químicas lo hacen una materia que se puede transformar en productos de gran utilidad. Desde combustibles, productos de belleza, productos de cuidado personal, lubricantes, plásticos, cauchos, productos farmacéuticos, alimentos entre cientos de otros procesos, luego entonces, el petróleo es parte esencial de la vida moderna [3].

Sin embargo, como asevera Woynillowicz “*el consumo de las sociedades contemporáneas de combustibles fósiles ha resultado perjudicial desde el punto de vista ecológico, ha provocado atraso en materia tecnológica, además que es económicamente costoso y con prácticas innecesarias, esto implica un desafío y una oportunidad para mejorar y alcanzar el camino hacia la eficiencia energética* [4]”.

Bajo esta óptica, es imperante realizar estudios que permitan hacer uso eficiente de las propiedades físico-químicas del petróleo, minimizando los efectos perjudiciales del mismo, no hay esfuerzo que sea en vano, cada pequeña contribución a mejorar la capacidad de producción y disminuir el consumo energético es vital en la sociedad moderna.

## 1.2 Consumo energético en la industria petrolera.

La demanda de energía a nivel global para las próximas dos décadas se incrementará cerca del 50%, alcanzando alrededor de 778 EJ en 2035 [5]. Este incremento en la demanda de energía supone un gran reto para las empresas petroleras debido a la disminución de yacimientos convencionales de crudo alrededor del mundo, día a día se requiere una cantidad significativa de energía para producir y procesar crudo de yacimientos no convencionales.

El aumento de la demanda en el sector industrial básicamente se debe a la construcción de infraestructura para la población, en este rubro se incluye la fabricación de una variedad de productos que satisfacen las necesidades humanas a nivel mundial.

La cantidad total de energía consumida por la industria petrolífera, también llamadas industrias Oil & Gas, basándose en datos de 2004 es de alrededor de 25.1 EJ (600 Mtoe<sup>1</sup>) [6]. La cantidad total de gas y crudo producido y procesado para ese mismo año fue estimada en

---

<sup>1</sup> Tonelada equivalente de petróleo, es la energía que se obtiene de una tonelada de petróleo, ésta ha tomado un valor convencional de 11 630 kWh.

6349 Mtoe, por lo tanto, el consumo de la industria O&G es alrededor del 10% del crudo y gas producido mundialmente.

La mayoría de la energía (alrededor del 90%) es obtenida directamente del crudo y gas producido. La electricidad que representa aproximadamente el 10% de la energía consumida, es suministrada normalmente a la industria O&G mediante la red eléctrica existente. En este contexto, al proyectar la producción a 2035, se generarán alrededor de 9960 Mtoe a nivel mundial [5], y se consumirán en la industria al menos 39,4 EJ.

Las industrias petrolíferas satisfacen la mayor cantidad de sus requerimientos energéticos a partir de los hidrocarburos disponibles dentro del proceso, por lo tanto, el impacto ambiental debido a las emisiones de CO<sub>2</sub> durante la producción de gas y crudo se incrementa alarmantemente.

El porcentaje más alto de consumo de energía se da en la industria de refinación del petróleo con alrededor del 50% del total, le sigue la industria de extracción y producción con alrededor del 30%, transportación (gasoductos, oleoductos, etc.) con un 14% y finalmente procesamiento de gas natural con un 5% del total del consumo [5].

Por lo anterior, la industria petrolera tiene un potencial muy amplio para la aplicación de algún tipo de energía renovable, esto de acuerdo con Kumar et al. [1], quienes indican que es posible reemplazar las fuentes convencionales de energía eléctrica con sistemas fotovoltaicos o campos eólicos con la finalidad de accionar una gran variedad de equipos e instrumentos usados a través de la cadena de producción. Estas aplicaciones incluyen el reemplazo de generadores convencionales de vapor por sistemas termosolares o geotérmicos.

Lo anterior toma gran relevancia si se considera la localización geográfica de yacimientos convencionales de gas y crudo principalmente en zonas aisladas (regiones del norte de África y del Medio Este).

Mediante el uso del software Petroleum Refinery Life Cycle Inventory Model (PRELIM) de la universidad de Calgary, Canadá, se estimó el uso de energía y emisión de gases de efecto invernadero asociados con la refinación del petróleo a partir de las características y propiedades del mismo para dos tipos de refinería; se analizaron corrientes de crudo representativas de algunas regiones petroleras alrededor del globo como son crudo tipo Brent del Reino Unido, Maya del Golfo de México y crudo tipo Kuwait de Kuwait, todos ellos procesándose en una refinería de coque de conversión media, en conclusión, al analizar los gráficos de energía requerida para cada una de las corrientes, (ver Figura 1.1), se observa el alto porcentaje de uso de energía en forma de calor requerida por barril de crudo, al menos el 60~70% del uso total de energía. Dicho valor refuerza el sentido de buscar alternativas que generen procesos más eficientes para el tratamiento, refinación y transporte de los hidrocarburos.

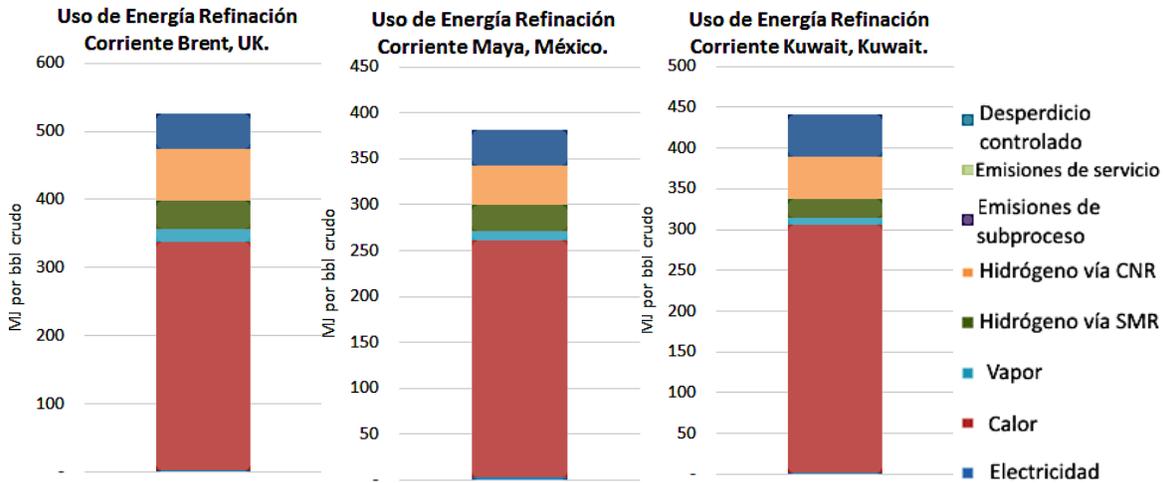


Figura 1.1. Uso de energía por MJ por barril de crudo para diferentes corrientes de crudo; CNR = Proceso de refinado convencional de nafta (Conventional Naphta Reforming Process), SMR = Reformado de metano con vapor (Steam Methane Reforming). Fuente: PRELIM.

### 1.3 Energía termosolar y sus aplicaciones en la industria petrolera.

De acuerdo con la clasificación de Absi Halabi et al. [5], las tecnologías termosolares pueden dividirse en la industria del petróleo en aplicaciones de baja a media temperatura y en aplicaciones de alta temperatura; las primeras están basadas en tecnologías termosolares que han tenido aplicaciones comerciales por décadas en su mayoría para el sector doméstico. Algunas de estas tecnologías son captadores de radiación solar directa mediante hojas metálicas con algún recubrimiento obscuro de alto rendimiento. Los dos tipos principales de paneles son los de cama plana y los de tubos evacuados los cuales operan normalmente hasta los 353 K con buenas eficiencias.

Algunos otros diseños para captadores de media temperatura desarrollados recientemente están equipados con espejos concentradores para incrementar el rango de temperaturas de operación de 473 a 673 K. Las aplicaciones principales de las tecnologías sin concentración son para calefacción doméstica o refrigeración. Las tecnologías de concentración son usadas principalmente para enfriadores de absorción [2].

Una aplicación de la energía solar en los campos petrolíferos es el suministro de fluido de proceso de media y baja temperatura requerido en operaciones como desgasificación, deshidratación y desalinización. La temperatura requerida para tales aplicaciones va de los 353 a los 423 K. Como lo comenta Jingfan Wang et al. [7], en general el potencial de los sistemas de media-baja temperatura estiba en la integración híbrida de sistemas de calentamiento con el fin de suplir o aminorar el uso de combustibles fósiles.

En la industria de la extracción, una de las aplicaciones de la tecnología de concentración solares la generación de vapor requerido para calentamiento y recuperación mejorada del petróleo EOR (“enhanced oil recovery”, por sus siglas en inglés), [8], a su vez una de las



generadores termoeléctricos. La ventaja del método propuesto es la cogeneración de electricidad y calor.

A pesar de que el concepto de EOR solar se ha desarrollado desde finales de los 70's y principios de los 80's [12], no fue sino recientemente que el primer proyecto de inyección de vapor con generación por energía termosolar se desarrolló en California, USA y Oman en el occidente de Asia [7].

Otra aplicación termosolar es el sistema Helitherm [13], que es un sistema de calentamiento solar térmico pasivo e independiente para tuberías y recipientes, fue desarrollado por la compañía Solar System Pty. Dicho sistema mejora el flujo de petróleo crudo, el principio de funcionamiento del sistema Helitherm se basa en un diodo térmico integrado, que atrapa la luz solar y retiene el calor. La tubería o recipiente está completamente aislado y, por lo tanto, se minimiza la pérdida de calor y se mantiene la temperatura en el sistema.

D. Palmer et al. [14] proponen un proceso termoquímico de gasificación híbrido de coque de petróleo con energía solar, en contraste con la gasificación tradicional que utiliza calor de proceso procedente de la combustión interna de coque de petróleo, la gasificación solar produce gas de síntesis de alta calidad que no está contaminado por los productos de combustión. El gas de síntesis puede ser procesado nuevamente para separar las corrientes de  $H_2$  y  $CO_2$ ; y si el último es secuestrado (en agua, por ejemplo), el proceso propuesto se convierte en un proceso de descarbonización que transforma el coque de petróleo en hidrógeno sin emitir  $CO_2$  a la atmósfera.

#### 1.4 Flujo de materia y energía en plataformas marinas de producción de crudo y gas.

El propósito de las plataformas marinas de producción de crudo y gas es extraer procesar y exportar petróleo, una plataforma marina típica consiste de una unidad de procesamiento, un sistema energético, módulos de perforación y uno o varios conjuntos habitacionales, entre otros subsistemas (ver Figura 1.3).

En la planta de procesamiento las corrientes de uno o varios pozos son recibidas éstas consisten en una mezcla de hidrocarburos pesados y ligeros, así como diversos sólidos (arenas) y agua. En la primera etapa los diferentes componentes de esta corriente son separados en agua producida, crudo o condensado y gas.

El agua es purificada y descargada o desechada, el crudo o condensado es procesado y entregado con las condiciones y calidad requeridas. El agua de mar puede ser comprimida e inyectada al pozo para mejorar la recuperación de crudo. Se requieren grandes cantidades de energía para la compresión y bombeo del crudo producido, así como calor para facilitar la separación y deshidratación de gas.

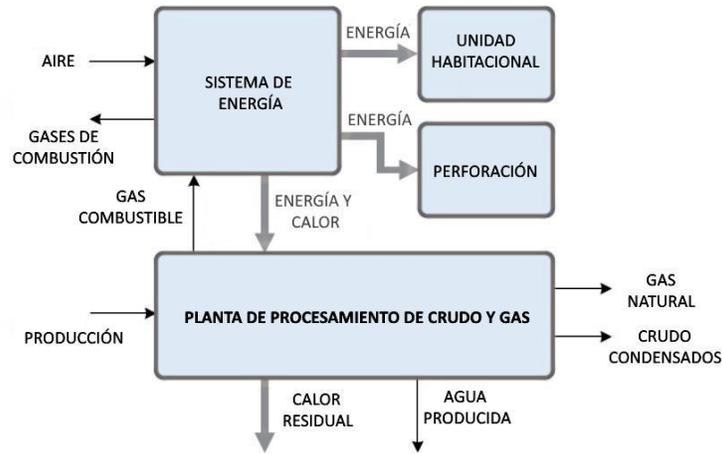


Figura 1.3. Principales unidades de producción en una plataforma marina de extracción de crudo y gas, las flechas en negrita representan corrientes de materia, mientras que las flechas en gris representan flujo de energía. Fuente: [15].

Tanto el calor como la energía suministrados a la plataforma marina son producidos mediante los sistemas energéticos de a bordo, normalmente mediante la combustión de gas producido dentro de la misma plataforma, dichos sistemas entregan energía a las unidades habitacionales, así como a los módulos de perforación.

Las condiciones de operación son diferentes para diferentes plataformas. Tanto las corrientes de entrada como de salida de materia pueden tener diferencias en temperatura, composiciones, caudales, presiones, entre otras, esto resulta en condiciones de frontera diferentes para el procesamiento de petróleo y gas. Algunos factores que influyen a dichas condiciones son:

- Especificaciones de salida del producto (presión de vapor especificada, punto de rocío, contenido de agua y presión de bombeo y rebombeo).
- Estrategia de operación (tratamiento de gas, forma de recuperación, productos para exportación).
- Características del yacimiento (como son presión y temperatura).
- Propiedades de crudo y gas del yacimiento (entre ellas relación de concentración de agua-crudo, relación de concentración agua-gas, composición química del crudo-gas).

El propósito de la industria petrolera es proveer a la sociedad con combustibles portadores de exergía química. En el caso de las plataformas petroleras marinas el combustible es únicamente extraído y procesado sin involucrar reacciones químicas.

En este sentido, una característica típica de una plataforma petrolera es que tiene una salida de exergía muy grande que no participa en ninguna conversión termodinámica, sino que solo pasa por el sistema. Es importante tomar en cuenta que a pesar de que la destrucción de exergía es muy baja comparada con el alto flujo de exergía a través del sistema, el consumo de energía de una plataforma va desde algunos MW hasta cientos de ellos, de la misma

manera las emisiones de CO<sub>2</sub> de instalaciones petrolíferas representan un porcentaje alto en el total de gases de efecto invernadero generados en todo el mundo.

En la actualidad, existen diferentes organizaciones ecologistas que exigen a las empresas petroleras cumplir con ciertas obligaciones para alinearse con los acuerdos del clima de París, en mayo de 2021, un tribunal de los Países Bajos emitió un fallo a favor de la asociación Friends of the Earth que obliga a la transnacional Shell® a recortar sus emisiones de CO<sub>2</sub> un 45% en comparación con los niveles reportados en 2019, ésta resolución sienta precedentes al obligar legalmente por primera ocasión a una empresa a alinear sus directrices con los acuerdos de emisiones de gases de efecto invernadero.

### 1.5 Antecedentes de análisis exergéticos en la industria y su aplicación en plataformas marinas.

Nguyen et al. [16] cuestiona que los indicadores convencionales para evaluar el rendimiento de las plataformas de petróleo y gas como son la potencia específica, el consumo de energía específico, las emisiones específicas de CO<sub>2</sub>, o la eficiencia energética, presentan limitaciones inherentes, estos proveen información útil sobre el uso de energía de los procesos en el sitio, pero no se pueden usar para comparar el rendimiento de diferentes instalaciones [2]. Por ejemplo, el consumo de energía específico se define como la energía consumida por equivalente de petróleo exportado, las emisiones específicas de CO<sub>2</sub> como la cantidad de dióxido de carbono emitido por unidad de petróleo equivalente exportado, y la eficiencia energética como la relación entre la energía exportada con el petróleo y el gas enviado tierra adentro con la energía que ingresa al sistema de las corrientes energéticas de alimentación, dado que cada campo petrolero tiene diferentes características naturales, la comparación de diferentes instalaciones con estas métricas no es del todo exacta.

Por otro lado, el método de análisis de exergía es una herramienta de evaluación cuantitativa que se basa en la primera y segunda ley de la termodinámica. Este método termodinámico presenta ventajas sobre un análisis de energía convencional, porque señala las ubicaciones y los tipos de irreversibilidades que tienen lugar dentro de un sistema determinado.

Como enfatiza Rivero [17], la aplicación del concepto de exergía en la industria del petróleo proporciona información más detallada y coherente sobre el rendimiento de los sistemas petroquímicos.

El concepto de exergía fue introducido en la literatura junto con el concepto de eficiencia exergética, estos tienen como objetivo medir el grado de perfección termodinámica del proceso investigado, por ejemplo: en los últimos años se han realizado diversos estudios que implican el análisis exergético de captadores solares así como sus procesos, en este sentido, Zhong Ge et al. [18] se basó en la primera y segunda ley de la termodinámica para estudiar el rendimiento de un captador plano, propuso un modelo teórico para el análisis del elemento

considerando una distribución no uniforme en la temperatura de la placa del captador. Por otra parte Soteris Kalogirou et al. [19] presentó en 2016 un análisis exergético de captadores con y sin concentración, incluyendo disco y canal parabólico, captadores de placas planas, calentadores de aire solares y captadores de tubos evacuados entre otros. Presentó también un análisis de sistemas híbridos fotovoltaicos y térmicos. Sus conclusiones indican que el análisis de exergía, ofrece una evaluación de rendimiento más representativa del proceso, es por lo tanto un método valioso para evaluar posibles configuraciones de estos sistemas. Dicho análisis demostró ser útil tanto para los captadores solares así como para los sistemas formados con ellos para identificar fuentes de irreversibilidades [20].

Gupta M. K. et al. [21] elaboró un análisis exergético de calentadores de aire concluyendo que la salida de exergía depende del incremento de calor y la entropía, por lo tanto, en su modelo incorpora el aumento de temperatura del aire y el trabajo de la bomba, probó que si la temperatura de entrada del aire es baja el rendimiento de exergía es máximo a bajo caudal másico, por el contrario, si la temperatura de entrada del fluido es alta entonces la producción de exergía aumenta con el caudal.

Baghernejad A. et al. [22] realizó un minucioso estudio energético y exergético de un sistema de ciclo combinado integrado con una planta solar en Irán, en su cuantificación incluyó las pérdidas en el sistema de combustión, en los captadores, intercambiadores de calor, bombas, turbinas entre otros, los valores de eficiencia energética y exergética fueron 46.2% y 45.6% respectivamente.

Han sido también aplicados análisis exergéticos en el sector de la construcción en países con radiación solar intensa como Grecia, ver Koroneos C. et al. [23], los sistemas de aire acondicionado solares pueden generar grandes ahorros en el verano cuando la demanda de energía eléctrica se encuentra en su máximo consumo.

El análisis exergético es aplicable también a sistemas híbridos como son los fotovoltaicos-eólicos, por ejemplo, Calderón M. et al. [24] determinó y reportó las pérdidas de exergía que ocurren como resultado de irreversibilidades, aunado a esto Bilodeau A. et al. [25] integraron a su análisis el almacenamiento de hidrógeno para aplicaciones residenciales.

No menos importante es el análisis realizado por Yasin Shören et al. [26] a una turbina de gas para avión quien en su metodología separó la destrucción de sus componentes en partes endógenas y exógenas así como pérdidas evitables e inevitables y realizó las combinaciones de ellas.

Todos los anteriores son estudios realizados a diferentes sistemas, todos ellos tienen en común la búsqueda de irreversibilidades en el proceso o sistema donde son aplicadas con el objetivo de realizar mejoras pertinentes y eliminar o minimizar los desperdicios energéticos. En este contexto los análisis exergéticos de CGEI<sup>4</sup> son sumamente importantes, ya que nos ayudarían a comprender las irreversibilidades del sistema y los puntos de mejora, dicho

---

<sup>4</sup> “Calentador de Gas Eléctrico de Inmersión”.

análisis puede llevarse a cabo mediante una metodología combinada entre los trabajos de Zhong Ge et al. [18] con su modelo teórico y Baghernejad A. et al. [22] al separar todos los componentes del sistema en estudio.

### 1.6 Planteamiento del problema: el gasto energético en la producción de petróleo en plataformas petroleras.

Para comprender el problema que implica el gasto energético en la producción de petróleo, es necesario repasar en lo general el proceso industrial que se lleva a cabo en dichas unidades para así poder delimitar el objeto de estudio del presente trabajo.

La infraestructura dentro de una plataforma marina puede ser desde muy sencilla, por ejemplo, una torre con pocos equipos de proceso a su interior, hasta complejos de gran tamaño con edificios de varios niveles que se interconectan entre sí por medio de puentes y que pueden contener complicados entramados de tubería para la conducción de crudo y gas dentro de plataforma y a tierra. Dado que la extracción de crudo implica la extracción de gas natural, así como arrastre de agua y/o sólidos las plataformas contienen estructuras que permiten la separación de estos componentes en sitio.

Aunque las plataformas marinas de crudo y gas presentan diseños similares, como etapas de separación, compresión y operaciones de bombeo, los fluidos de proceso tienen diferentes propiedades físicas y químicas, éstas difieren de una plataforma a otra bien por el tipo de yacimiento o por las especificaciones requeridas, dichas singularidades resultan en diversas configuraciones de los sistemas, condiciones de operación y estrategias de explotación. Por ejemplo, las limitaciones en el contenido máximo de agua permitido en las corrientes de gas de exportación son más severas en el Golfo de México, esto explica por qué los procesos de deshidratación son comúnmente instalados en plataformas localizadas en dichas áreas Nguyen et al. [16].

Una plataforma típica de crudo y gas consiste en lo general en dos subsistemas: i) una planta de proceso, en la cual el crudo, gas y agua son procesados, separados y desechados (agua), exportados (crudo y gas) y posiblemente reinyectados en el yacimiento (agua y gas) y ii) una planta de suministro de energía, donde una fracción del gas extraído en sitio es consumido en turbinas de gas para producir la energía y calor requerido en la planta de procesamiento. En algunos casos la demanda de energía es satisfecha mediante la importación de energía del suministro de la red eléctrica tierra adentro.

Existe un gran interés en analizar el ahorro de energía en las plataformas petroleras; en este sentido en 2016 Nguyen et al. [2] en conjunto con Voldsung et al. [15] analizaron varios escenarios de ahorro de energía. Las medidas propuestas fueron de diferentes tipos. Ellos apuntan a *reducir el uso de energía eléctrica o térmica*, rediseñando algunas secciones de la planta de procesamiento (captadores de producción), redimensionamiento de los

compresores (recompresión y tratamiento de gases), promoviendo la integración de energía y procesos (red de intercambiadores de calor), implementando expansores y ciclos de recuperación de calor residual. Los potenciales de ahorro difieren significativamente de una plataforma a otra. La implementación de un nivel de presión adicional es, por ejemplo, irrelevante para las instalaciones donde la presión de exportación está por debajo de la presión de alimentación, y la sustitución de válvulas de estrangulamiento por expansores multifásicos es un desafío debido a las limitaciones tecnológicas. La integración a escala del sitio de explotación puede resultar en una disminución significativa de la demanda de energía calorífica externa si las plantas están completamente integradas, esto puede ser difícil debido a problemas operativos adicionales.

La mayor mejora en el ahorro de energía está asociada con la limitación de las “sobretensiones” del sistema, por ejemplo, al agregar trenes paralelos al sistema, la instalación de turbinas de gas más pequeñas, así como de sistemas de recuperación de calor residual que den como resultado un sistema de generación de energía más eficiente y, por lo tanto, un mejor uso de la energía del combustible, mayores ganancias operativas y menores emisiones de CO<sub>2</sub>.



Figura 1.4. Plataforma marina con diferentes sistemas interconectados entre sí mediante puentes de enlace. BOP (Braemen Offshore Platforms). (2020). <https://braemar.com/offshore-3/>

Con todo lo anterior, la energía total y el consumo de gas combustible pueden reducirse hasta en un 20%, esto señala la importancia de diseñar y operar adecuadamente cada sección de procesamiento de crudo y gas. Los hallazgos de la investigación de Nguyen et al. [16] y Voldsung et al. [15] pueden usarse para evaluar posibles mejoras y estimar cualitativamente su potencial. Se debe tener precaución al analizar la viabilidad de una tecnología dada, ya que diferentes configuraciones de planta y características de alimentación afectarían enormemente sus beneficios. Sugieren que cada plataforma y cada sistema dentro de ellas deben evaluarse individualmente para representar las "mejoras sustanciales", deben analizarse las soluciones más relevantes, con respecto a aspectos como la eficiencia energética, la rentabilidad económica y el impacto ambiental (ver Figura 1.4).

### 1.6.1 Vista general del proceso de acondicionamiento de gas natural costafuera.

El proceso de acondicionamiento de gas consiste en alimentar un equipo instalado en plataforma con un determinado flujo volumétrico y presión de entrada. El gas dulce pasa a un intercambiador donde se transfiere calor con la corriente de gas dulce frío proveniente de un separador. Después, el gas previamente enfriado, es estrangulado a través de una válvula controladora de presión con la finalidad de lograr la coalescencia<sup>5</sup> entre partículas, la mezcla gas-condensado es separada mecánicamente; el condensado separado es inyectado a un gasolinoducto para ser enviado a algún centro de proceso y el gas que abandona el separador de alta eficiencia se envía al intercambiador de calor para incrementar su temperatura al nivel requerido.

En la siguiente etapa *el gas natural es calentado al nivel de temperatura requerido por proceso, esto ocurre dentro del calentador de gas eléctrico de inmersión (CGEI)*. Parte del gas que abandona el CGEI es enviado a un separador existente para que, a partir de este, se lleve a cabo la distribución de gas combustible a las endulzadoras y los turbogeneradores, el resto del gas es consumido en la plataforma de origen, (ver Figura 2.1).

### 1.6.2 Calentadores eléctricos para acondicionamiento de gas natural, objeto de estudio y preguntas de investigación.

Los sistemas de calentamiento industrial (de combustión, eléctricos, intercambiadores de calor y generadores de vapor por mencionar algunos) permiten poner en marcha procesos de producción con menores necesidades energéticas. Particularmente, los de tipo eléctrico (CE) se utilizan para el calentamiento y mantenimiento de temperatura de grandes volúmenes de fluidos en circulación, tales como agua, aceites pesados, fluidos térmicos, aire o gases en zonas con peligro de explosión. Los CE pueden montarse indistintamente en tanques presurizados, termotanques, cisternas, calderas o recalentadores de paso y constituyen un sistema de calentamiento óptimo para procesos offshore y onshore. Sin embargo, los grades consumos energéticos ponen en cuestionamiento el uso de dichos sistemas, hoy en día existen sistemas termosolares ampliamente probados y certificados en el ámbito industrial, capaces de satisfacer las necesidades energéticas más rigurosas en el ámbito industrial.

Aunque parece lógico utilizar el gas producido en la plataforma para hacer funcionar las turbinas de gas locales y producir energía eléctrica para los CE, en la mayoría de los casos éste no es la mejor solución debido a implicaciones ambientales y económicas.

El calentamiento de gas natural mediante resistencias eléctricas, es desde el punto de vista energético altamente eficiente, ya que cerca del 100% de la energía suministrada es

---

<sup>5</sup> Unión de las partículas en suspensión coloidal o de las gotitas de una emulsión para formar granos o gotas mayores [37].

convertida en calor, por otro lado, si analizamos exergeticamente el sistema comprendemos que la energía de alta calidad se transforma en otra de muy baja (calor), por consecuencia la eficiencia exergetica será reducida, cabe mencionar que cerca del 88% de los CE son impulsados mediante energía obtenida por fuentes convencionales [27].

Bajo este esquema se plantean las siguientes interrogantes de investigación: ¿El uso de sistemas de resistencias eléctricas en el proceso de acondicionamiento de gas natural puede ser reemplazado por equipos termosolares?, desde el punto de vista exergetico ¿se justifica sustituir los equipos tradicionales?, ¿qué valores se obtienen al analizar exergeticamente estos sistemas?, ¿pueden ser disminuidas las irreversibilidades dentro del sistema?

### 1.6.3 Justificación del proyecto de investigación.

Dada la información presentada en los apartados 1.1 al 1.5 en donde se dimensiona la cantidad de energía requerida para procesos de extracción, refinación y transporte de hidrocarburos que son posteriormente transformados en energía eléctrica o térmica y que a su vez es ocupada en diferentes industrias, se justifica llevar a cabo investigación específica en cada una de las etapas susceptibles de mejoras en tal proceso industrial. Asimismo, en una empresa de esta envergadura, cada acción, que se lleve a cabo para detectar irreversibilidades contribuirá al final de manera significativa en un menor impacto ambiental y por ende una mejor calidad de vida.

Al día de hoy se han realizado diferentes estudios de aplicación de sistemas fotovoltaicos y termosolares en la industria petrolera (ver 1.3); sin embargo hasta la fecha de elaboración y publicación del presente trabajo, no se ha localizado literatura que aporte un análisis relevante de sistemas de acondicionamiento de gas en la industria del petróleo mediante el calentamiento de gas por resistencias eléctricas, de tal modo que una propuesta alterna empleando fuentes renovables de energía (FRE) se vuelve valiosa desde el punto de vista académico, tecnológico y económico.

### 1.6.4 Hipótesis y objetivos.

La hipótesis planteada en el presente trabajo de investigación es:

*“El análisis energético y exergetico de un CGEI de capacidad estándar comercial cuantificará las ineficiencias termodinámicas del mismo justificando así su reemplazo por un proceso de acondicionamiento de gas natural con energía solar”.*

Derivado de la hipótesis el objetivo general es:

*Analizar, aplicando los balances energéticos y exergéticos, la sustitución de un sistema de acondicionamiento de gas natural de capacidad estándar comercial por un sistema mediante energía termo-solar.*

Mientras que los objetivos específicos se enumeran como sigue:

1. Seleccionar el proceso de acondicionamiento de gas de una instalación nacional específica y describir sus características principales (condiciones de operación, entradas y salidas del sistema).
2. Analizar energéticamente y exergéticamente el sistema de calentamiento de gas eléctrico por inmersión dada una capacidad preestablecida (sistema real instalado en plataforma existente).
3. Seleccionar la tecnología y configuración termosolar adecuada para el proceso de calentamiento de gas natural.
4. Dimensionar el sistema para las condiciones de operación establecidas.
5. Realizar la memoria de cálculo térmica del sistema.
6. Realizar la memoria de cálculo del intercambiador de calor entre el sistema termosolar y el equipo de acondicionamiento de gas.

## 2. GENERALIDADES DEL PROCESO DE ACONDICIONAMIENTO DE GAS COMBUSTIBLE.

En el año 2014 en el Activo Integral Abkatun, Pol Chuc (AIAPCH) se instaló equipo de endulzamiento y de compresión totalmente nuevos en el Centro Operativo Abkatun N-1; también se solicitaron equipos adicionales de acondicionamiento de gas combustible para la operación satisfactoria de los nuevos sistemas. En virtud de ello se instaló un Paquete de Acondicionamiento de Gas Combustible para satisfacer las necesidades actuales como las futuras del activo. Dicho paquete se instaló en la plataforma PTB a partir de la cual se le proporciona servicio a la plataforma PCS tanto para las plantas endulzadoras como para el equipo rotativo existente.

### 2.1 Descripción del proceso.

Para operar el paquete de acondicionamiento de gas combustible, este se alimenta con gas proveniente del cabezal de gas dulce en PTB. Debido a que el gas dulce se encuentra a alta presión, aproximadamente  $75 \text{ kg/cm}^2$  (7355 kPa) se estrangula para reducir la presión y así utilizarlo para el consumo de otros sistemas, de este modo se reduce la energía requerida para el acondicionamiento del mismo (ver diagrama flujo de proceso, Figura 2.1).

Dentro del paquete de acondicionamiento de gas combustible se encuentran los siguientes equipos de proceso (ver Tabla 2.1):

*Tabla 2.1. Equipos de proceso dentro del paquete de acondicionamiento de gas. Fuente: Elaboración propia.*

| CLAVE  | SERVICIO                              |
|--------|---------------------------------------|
| EA-400 | Calentador eléctrico de gas dulce.    |
| EA-401 | Intercambiador de calor de gas dulce. |
| FA-405 | Separador de gas combustible.         |
| PCV    | Válvula reguladora de presión.        |
| LC     | Válvula controladora de nivel.        |

El gas dulce proveniente del cabezal en PTB, con un flujo volumétrico de 7.5 MMPCSD<sup>6</sup> y  $60 \text{ kg/cm}^2$  (5884 kPa), es alimentado al Paquete de Acondicionamiento de Gas Combustible

<sup>6</sup>MMPCSD = Millones de pies cúbicos estándar por día; 1 MMPCSD = 28316,8 m<sup>3</sup>/día



## 2.2 Función del paquete de acondicionamiento de gas combustible

Por el tipo de proceso, el acondicionamiento de gas consiste en el intercambio de calor entre corrientes de gas, expansión del gas por medio de una válvula de control de presión, separación de gas-condensados y un calentamiento final mediante un equipo de resistencias para obtener la temperatura deseada del gas combustible.



Figura 2.2. Equipo paquete de acondicionamiento de gas. Fuente: Cortesía, Vimexca Ingeniería.

El equipo paquete tiene un factor de servicio de 1.0, es decir opera los 365 días del año las 24 horas de forma continua, así mismo la capacidad máxima de operación es de 7.5 MMPCSD referenciados a condiciones estándar (101.3 KPa y 293 K), mientras que la capacidad normal y mínima de operación es de 3.7 MMPCSD a las mismas condiciones estándar previamente mencionadas, (ver Figura 2.2).

De acuerdo con las bases de diseño proporcionadas por el usuario durante la etapa de construcción del equipo, este fue diseñado para una vida útil de al menos 20 años de servicio continuo. El Paquete de Acondicionamiento de Gas Combustible, PA-6401 no opera a falla de aire de instrumentos y de electricidad.

## 2.3 Especificación del gas dulce de la alimentación al paquete, productos a la salida y condiciones climatológicas

En la Tabla 2.2, se muestran la composición característica del gas dulce del centro operativo Abkatún N1 del Activo Integral Abkatún-Pol-Chuc, en la región marina suroeste en la sonda de Campeche, mientras que en la Tabla 2.3, se muestran la composición característica de los

productos que entrega el paquete de acondicionamiento de gas dulce del centro operativo Abkatún N1 del Activo Integral Abkatún-Pol-Chuc, en la región marina suroeste en la sonda de Campeche.

Tabla 2.2. Composición característica del gas de entrada del C.O. Abkatún N1., cálculo de flujos másicos y fracciones másicas. Fuente: IMP. (2012). Instituto Mexicano del Petróleo [28].

| Componente                        | Fracción Molar [%] | Peso Molecular [kg/kmol] | N <sub>i</sub> [kmol]    | m <sub>i</sub> [kg] | w <sub>i</sub> [fracción masa] | $\dot{m}_i$ [kg min <sup>-1</sup> ] |
|-----------------------------------|--------------------|--------------------------|--------------------------|---------------------|--------------------------------|-------------------------------------|
| H <sub>2</sub> O                  | 0.072              | 18.015                   | 0.720                    | 12.971              | 0.001                          | 0.107                               |
| H <sub>2</sub> S                  | 0.002              | 34.100                   | 0.023                    | 0.784               | 0.001                          | 0.006                               |
| CO <sub>2</sub>                   | 0.027              | 44.010                   | 0.273                    | 12.014              | 0.001                          | 0.099                               |
| N <sub>2</sub>                    | 0.954              | 28.013                   | 9.546                    | 267.415             | 0.012                          | 2.220                               |
| Metano                            | 75.991             | 16.040                   | 759.914                  | 12189.020           | 0.570                          | 101.197                             |
| Etano                             | 13.335             | 30.070                   | 133.350                  | 4009.834            | 0.187                          | 33.291                              |
| Propano                           | 6.149              | 44.100                   | 61.490                   | 2711.709            | 0.126                          | 22.513                              |
| i-Butano                          | 0.827              | 58.120                   | 8.278                    | 481.117             | 0.022                          | 3.994                               |
| n-Butano                          | 1.759              | 58.120                   | 17.597                   | 1022.737            | 0.047                          | 8.491                               |
| i-Pentano                         | 0.344              | 72.150                   | 3.444                    | 248.484             | 0.011                          | 2.063                               |
| n-Pentano                         | 0.374              | 72.150                   | 3.745                    | 270.201             | 0.012                          | 2.243                               |
| Hexanos                           | 0.127              | 86.180                   | 1.276                    | 109.965             | 0.005                          | 0.913                               |
| Heptanos                          | 0.028              | 100.210                  | 0.285                    | 28.559              | 0.001                          | 0.237                               |
| Octanos                           | 0.004              | 114.230                  | 0.042                    | 4.797               | 0.001                          | 0.039                               |
| Nonanos                           | 0.001              | 128.200                  | 0.008                    | 1.025               | 0.001                          | 0.008                               |
| Decanos                           | 0.001              | 142.290                  | 0.009                    | 1.280               | 0.001                          | 0.010                               |
| <b>Total</b>                      | <b>100</b>         |                          |                          | <b>21371.920</b>    | <b>1</b>                       | <b>177.437</b>                      |
| <b>Flujo actual de gas, acfm</b>  | <b>112.7</b>       | <b>3.191</b>             | <b>m<sup>3</sup>/min</b> | <b>177.43</b>       | <b>kg/min</b>                  | <b>7</b>                            |
| <b>Factor de compresibilidad</b>  | <b>0.843</b>       |                          |                          |                     |                                |                                     |
| <b>Cp/Cv</b>                      | <b>1.461</b>       |                          |                          |                     |                                |                                     |
| <b>Densidad lb/ft<sup>3</sup></b> | <b>3.471</b>       | <b>55.600</b>            | <b>kg/m<sup>3</sup></b>  |                     |                                |                                     |

El gas combustible acondicionado es entregado a la descarga del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401 a una presión de 26 kg/cm<sup>2</sup> (2550 kPa). Los condensados obtenidos en los separadores FA-400, FA-401, y FA-402 son enviados a la trampa neumática FA-31 existente en la plataforma PCS, mientras que los condensados generados en FA-405 son enviados al gasolinoducto existente.

Tabla 2.3. Composición característica de los productos del paquete de acondicionamiento de gas combustible del C.O. Abkatún N1., cálculo de flujos másicos y fracciones másicas. Fuente: IMP. (2012). Instituto Mexicano del Petróleo [28].

| Componente                        | Fracción Molar [%] | Peso Molecular [kg/kmol] | $N_i$ [kmol]             | $m_i$ [kg]     | $w_i$ (fracción masa) | $\dot{m}_i$ [kg min <sup>-1</sup> ] |
|-----------------------------------|--------------------|--------------------------|--------------------------|----------------|-----------------------|-------------------------------------|
| H <sub>2</sub> O                  | 0.072              | 18.015                   | 0.720                    | 12.971         | 0.001                 | 0.107                               |
| H <sub>2</sub> S                  | 0.002              | 34.100                   | 0.023                    | 0.784          | 0.000                 | 0.006                               |
| CO <sub>2</sub>                   | 0.027              | 44.010                   | 0.273                    | 12.014         | 0.001                 | 0.099                               |
| N <sub>2</sub>                    | 0.954              | 28.013                   | 9.546                    | 267.415        | 0.012                 | 2.220                               |
| Metano                            | 75.991             | 16.040                   | 759.914                  | 12189.020      | 0.570                 | 101.203                             |
| Etano                             | 13.335             | 30.070                   | 133.350                  | 4009.834       | 0.187                 | 33.293                              |
| Propano                           | 6.149              | 44.100                   | 61.490                   | 2711.709       | 0.126                 | 22.515                              |
| i-Butano                          | 0.827              | 58.120                   | 8.278                    | 481.117        | 0.022                 | 3.994                               |
| n-Butano                          | 1.759              | 58.120                   | 17.597                   | 1022.737       | 0.047                 | 8.491                               |
| i-Pentano                         | 0.344              | 72.150                   | 3.444                    | 248.484        | 0.011                 | 2.063                               |
| n-Pentano                         | 0.374              | 72.150                   | 3.745                    | 270.201        | 0.012                 | 2.243                               |
| Hexanos                           | 0.127              | 86.180                   | 1.276                    | 109.965        | 0.005                 | 0.913                               |
| Heptanos                          | 0.028              | 100.210                  | 0.285                    | 28.559         | 0.001                 | 0.237                               |
| Octanos                           | 0.004              | 114.230                  | 0.042                    | 4.797          | 0.000                 | 0.039                               |
| Nonanos                           | 0.001              | 128.200                  | 0.008                    | 1.025          | 0.000                 | 0.008                               |
| Decanos                           | 0.001              | 142.290                  | 0.009                    | 1.280          | 0.000                 | 0.010                               |
| <b>Total</b>                      | 100                |                          |                          | 21371.920      | 1                     | 177.448                             |
| <b>Flujo actual de gas, acfm</b>  | <b>267.4</b>       | <b>7.571</b>             | <b>m<sup>3</sup>/min</b> | <b>177.448</b> | <b>kg/min</b>         |                                     |
| <b>Factor de compresibilidad</b>  | 0.916              |                          |                          |                |                       |                                     |
| Cp/Cv                             | 1.331              |                          |                          |                |                       |                                     |
| <b>Densidad lb/ft<sup>3</sup></b> | 1.463              | <b>23.435</b>            | <b>kg/m<sup>3</sup></b>  |                |                       |                                     |

En la Tabla 2.4 y Tabla 2.5 se muestran las condiciones de flujo, presión y temperatura en la entrada del paquete de acondicionamiento de gas así como los productos requeridos de dicho proceso, las condiciones están indicadas en 3 escenarios posibles, condiciones máximas, condiciones normales y condiciones mínimas de operación, así mismo se indican las plataformas de origen y destino de los productos de alimentación y entrega respectivamente, se indican también la forma de recibo y envío del producto.

En la Tabla 2.6, se muestran las principales condiciones climatológicas dentro del centro operativo Abkatún N1 del Activo Integral Abkatún-Pol-Chuc, en la región marina suroeste en la sonda de Campeche.

Tabla 2.4. Condiciones de alimentación al paquete de acondicionamiento de gas. Fuente: IMP. (2012). Instituto Mexicano del Petróleo [28].

| ORIGEN         | ENTRADA (1)               | FLUJO MMPCSD Máx./Nor./Mín. | PRESIÓN kPa Máx./Nor./Mín | TEMPERATURA [K] Máx./Nor./Mín. | FORMA DE RECIBO |
|----------------|---------------------------|-----------------------------|---------------------------|--------------------------------|-----------------|
| Plataforma PTB | Gas Dulce de Alta Presión | 7.5 / 3.7 / 3.7             | 6374 / 5884 / 4903        | 328 / 328 / 325                | Tubería         |

Tabla 2.5. Condiciones de los productos del paquete de acondicionamiento de gas. Fuente: IMP. (2012). Instituto Mexicano del Petróleo [28].

| DESTINO               | ENTREGA (5)     | FLUJO MMPCSD Máx./Nor./Mín. | PRESIÓN kPa Máx./Nor./Mín. | TEMPERATURA [K] Máx./Nor./Mín. | FORMA DE RECIBO |
|-----------------------|-----------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------------|-----------------|
| Plataformas PTB y PCS | Gas Combustible | 7.5 / 3.7 / 3.7             | 2746 / 2550 / 2550         | 320 / 317 / 317                | Tubería         |

Tabla 2.6. Condiciones climatológicas del Activo Integral Abkatún-Pol-Chuc en la sonda de Campeche. Fuente: IMP. Especificaciones Técnicas del Equipo Paquete [28].

|   |  |
|---|--|
| <b>Temperatura:</b>                     |  |
| Máxima                                  | 312 K.   |
| Mínima                                  | 287 K.   |
| Media anual                             | 299 K.   |
| <b>Precipitación pluvial:</b>           |  |
| Horaria diaria                          | 154.5 mm.  |
| Horaria máxima                          | 88 mm.   |
| Días de lluvia al año                   | 150  |
| <b>Vientos:</b>                         |  |
| <b>Dirección de los vientos:</b>        |  |
| Reinantes (todo el año)                 | De Este a Oeste, Noreste a Suroeste y Suroeste a Noreste.  |
| Dominantes                              | De Norte-Sur   |
| <b>Velocidad de los vientos:</b>        |  |
| Velocidad media                         | 52 km/hr.  |
| Velocidad máxima en cualquier dirección | 290 km/hr.   |
| <b>Humedad relativa:</b>                |  |
| Máxima                                  | 100%   |
| Mínima                                  | 82.70%   |
| <b>Atmósfera:</b>                       |  |
| Presión atmosférica                     | 760 mm Hg (101.33 kPa)   |
| Clima                                   | Cálido, húmedo con abundantes lluvias de verano. Lluvias (junio-noviembre), con período corto de sequía intermedia – Canícula de julio y secas (noviembre-abril), con un período de lluvias invernales-Nortes. |

## 2.4 Componentes del paquete de acondicionamiento de gas combustible PA-6401

En los siguientes apartados, se presentan y describen, en lo general, los componentes de un sistema de acondicionamiento de gas, y en lo particular las variables requeridas para operar el equipo en el Centro Operativo Abkatun N-1 (ver Figura 2.1).

### 2.4.1 Calentador eléctrico de gas dulce EA-400 sección 4-5 del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401

El calentador eléctrico de gas EA-400 se muestra en la sección 4-5 de la Figura 2.1. El diseño, suministro de materiales, fabricación, montaje, instalación e interconexión, así como las pruebas necesarias para el funcionamiento óptimo del equipo obedecen a condiciones específicas del lugar donde se instalará. Se debe desarrollar ingeniería básica y de detalle como son: hojas de datos, planos de fabricación, memorias de cálculo, así como los registros de inspección y pruebas durante la construcción, normalmente estos equipos son suministrados dentro del paquete de acondicionamiento de gas que se monta y ensambla dentro de un patín de acero estructural con orejas de izaje y pernos de sujeción, adecuados para la instalación en campo.

El calentador eléctrico por inmersión cuenta básicamente de los siguientes componentes:

- a) Un sistema eléctrico de calentamiento.
- b) Boquillas de entrada y salida de gas combustible.
- c) Instrumentación.
- d) Una coraza donde se almacena el sistema eléctrico de calentamiento.
- e) Un sistema de control de calentamiento.

Todo equipo debe satisfacer la carga de alimentación indicada en los requisitos específicos del proyecto ya que cada plataforma tiene variables diferentes.

En la Figura 2.3, se muestra esquemáticamente el calentador eléctrico de gas dulce EA-400 con una longitud total de 3499 mm y una longitud de inmersión en el fluido de 1652 mm, cuenta con baffles acondicionadores de flujo en material Incoloy 800 así como una caja a prueba de explosión inundada en nitrógeno para evitar atmósferas explosivas y oxidación de las resistencias.

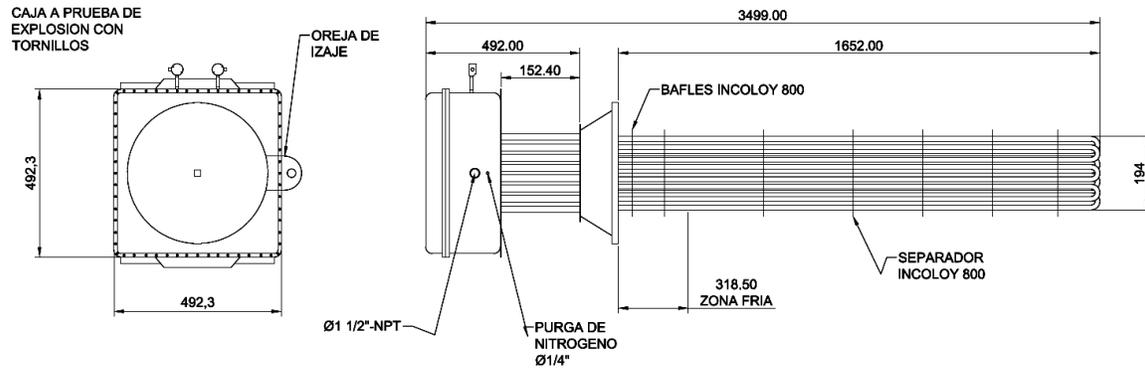


Figura 2.3. Calentador eléctrico de inmersión EA-400, diagrama constructivo. Fuente: Elaboración propia.

Las características eléctricas para el equipo EA-400 de la marca POLIMEX® así como los detalles constructivos se muestran en la Tabla 2.7, donde se pueden visualizar por un lado la potencia eléctrica, la tensión, la frecuencia entre otras características y por otra parte los materiales de construcción, así como las presiones y temperaturas de diseño del equipo.

Tabla 2.7. Características principales del calentador eléctrico EA-400, marca POLIMEX®. Fuente: Catálogo técnico del producto.

**DATOS DE DISEÑO ELÉCTRICO**

|  |       |
|--|-------|
| <b>Potencia eléctrica de diseño, kW:</b> | 556   |
| <b>Tensión, Volts:</b>                   | 480   |
| <b>Corriente (CA), A:</b>                | 78.69 |
| <b>No. De Fases</b>                      | 3     |
| <b>Frecuencia, Hz:</b>                   | 60    |

**DETALLES CONSTRUCTIVOS**

|   |   |
|---|---|
| <b>Tipo:</b>  | Calentador de inmersión en gas de elementos tubulares.              |
| <b>Construcción del calentador.</b>                         |   |
| <b>Potencia de Diseño, kW:</b>                              | 556   |
| <b>Número de elementos:</b>                                 | 1   |
| <b>Número de elementos calefactores:</b>                    | 10  |
| <b>Densidad de Vatios Max. De diseño, W m<sup>-2</sup>:</b> | 25833   |
| <b>Max. Temperatura permisible de la vaina, K:</b>          | 423   |
| <b>Material de vaina y soportes (baffles)</b>               | Inox Tipo 321 o Incoloy 800   |
| <b>Tamaño de Boquilla &amp; Temp. de diseño, K:</b>         | 8" NPS @ 327  |
| <b>Clase:</b>   | ANSI 300# RF  |
| <b>Material de la brida</b>                                 | ASME SA-105   |
| <b>Empaque:</b>   | Enrollado en espiral tipo 304 SS por API-604 con relleno de Grafito |

**CONSTRUCCIÓN DE LA CORAZA**

|                                  |                         |
|----------------------------------|-------------------------|
| <b>Diámetro del cuerpo:</b>      | 8" NPS                  |
| <b>Boquilla de entrada:</b>      | 4" CLASE 300#RF @ 327 K |
| <b>Material del cuerpo:</b>      | ASME SA-106 GR B        |
| <b>Temperatura de diseño, K:</b> | 327                     |
| <b>Presión de diseño, kPa:</b>   | 2883                    |
| <b>Corrosión permisible, mm:</b> | 3.175                   |
| <b>Espesor del cuerpo, mm:</b>   | 12.7                    |

En la Figura 2.4, se aprecia el conjunto brida y caja de interconexión a prueba de explosión, así como la longitud de inmersión de las vainas, se aprecian también los bafles de desvío de la corriente.



Figura 2.4. Calentador eléctrico EA-400, marca POLIMEX®. Fuente: Cortesía de fabricante proyecto PA-64001.

El PLC (Controlador Lógico Programable) del calentador eléctrico es “electrónico y está basado en un microprocesador, fácilmente configurable, con pantalla de cristal líquido, y capacidad para recibir señales analógicas de 4-20 mA así como digitales a 24 VCD<sup>8</sup> con puerto de comunicación RS-485 para protocolo MODBUS, así mismo cuenta con autodiagnóstico y hardware y software para realizar las funciones de monitoreo y control del calentador eléctrico del paquete de gas combustible. El suministro eléctrico es de 24 VCD y cuenta con batería de respaldo, el controlador está contenido en una caja con aprobación para áreas peligrosas Clase I, División 2 y Grupos C y D”, [28].

<sup>8</sup> Tensión en corriente directa.

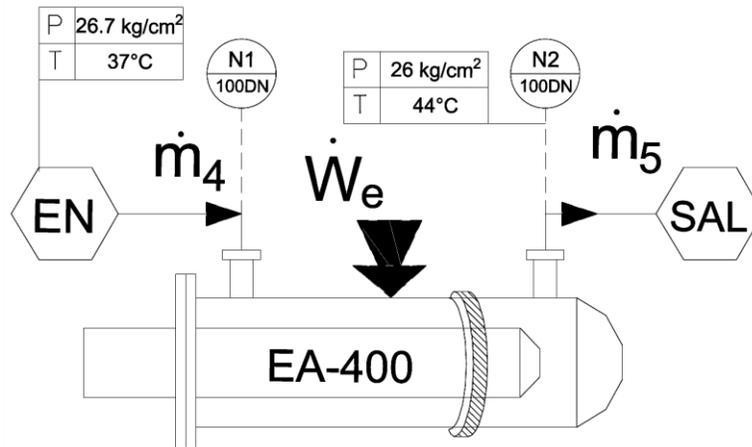


Figura 2.5. Condiciones de operación sección 4-5, calentador eléctrico EA-400. Fuente: Elaboración propia.

Para el paquete de acondicionamiento de gas PA-6401, las condiciones operativas del calentador EA-400 son como se describen a continuación (ver Figura 2.5): al equipo entra una corriente de gas dulce denominada  $\dot{m}_4$  mediante la boquilla N1 con un diámetro nominal (DN) 100 [4" NPS], con una presión normal de 26.7 kg/cm<sup>2</sup> (2618 kPa) a una temperatura de 310 K, el equipo es alimentado con un potencia eléctrica  $W$  de 556 kW de acuerdo con las características técnicas indicadas en la Tabla 2.7, para obtener una corriente de salida denominada  $\dot{m}_5$  a través de la boquilla N2 con un diámetro nominal (DN) 100 [4" NPS], con una presión normal de 26 kg/cm<sup>2</sup> (2550 kPa) a una temperatura de 317 K [29].

#### 2.4.2 Intercambiador de calor de gas dulce EA-401 sección 1-2 y 3-4 del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401

Un intercambiador de calor es todo aquel dispositivo cuya función principal es realizar una transferencia de calor desde un fluido a otro a través de paredes metálicas y sin que ocurra un contacto directo entre ellos (ver Figura 2.6).

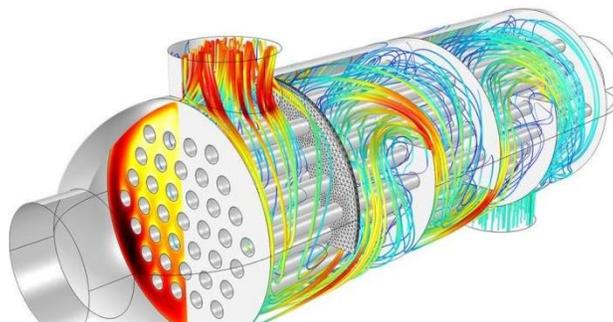


Figura 2.6. Intercambiador de tipo envoltante-haz de tubos. (2020). [https://ingenieromarino.com/intercambiadores-de-calor/#32-De\\_Haz\\_de\\_Tubos\\_y\\_Carcasa](https://ingenieromarino.com/intercambiadores-de-calor/#32-De_Haz_de_Tubos_y_Carcasa)

A pesar de la existencia de diversos tipos de intercambiadores de calor, el instalado en el proceso de acondicionamiento de gas es el tipo de tubos-coraza (haz de tubos-envolvente). Dicho intercambiador de calor EA-401 se muestra en la sección 1-2 y 3-4 de la Figura 2.1. El cual consiste en un haz de 112 tubos de material SA-179 de 19 mm de diámetro exterior calibre BWG 14 con 3048 mm de longitud de parte recta, instalados en el interior de una envolvente cilíndrica de DN 450 cédula XS con una longitud de 3200 mm, la cual posee dos cabezales posicionados cada uno en un extremo: uno de entrada y otro de salida ambos en DN 100 [4" NPS], cédula 160, boquillas N5 y N6 respectivamente. Por el interior de los tubos circula gas dulce que es suministrado por medio del cabezal en PTB, por el exterior de ellos, es decir, por el lado de la envolvente (o lado coraza), circula gas dulce que ha sido procesado por medio del separador FA-405, ver Figura 2.1. Esto significa que donde se efectúa la transferencia de calor de un fluido a otro es en el haz de tubos, a través de la pared metálica que proveen los mismos, ver Figura 2.7.

Una de las características principales de este intercambiador es el área de transferencia 10.759 m<sup>2</sup>, (ver Tabla 2.8). El intercambiador de calor EA-401 se diseñó, fabricó y probó de acuerdo a los requerimientos del código ASME Sección VIII División 1, a los de la norma ISO-16812-2002, y al estándar TEMA Clase "R" además de las consideraciones propias del proyecto.

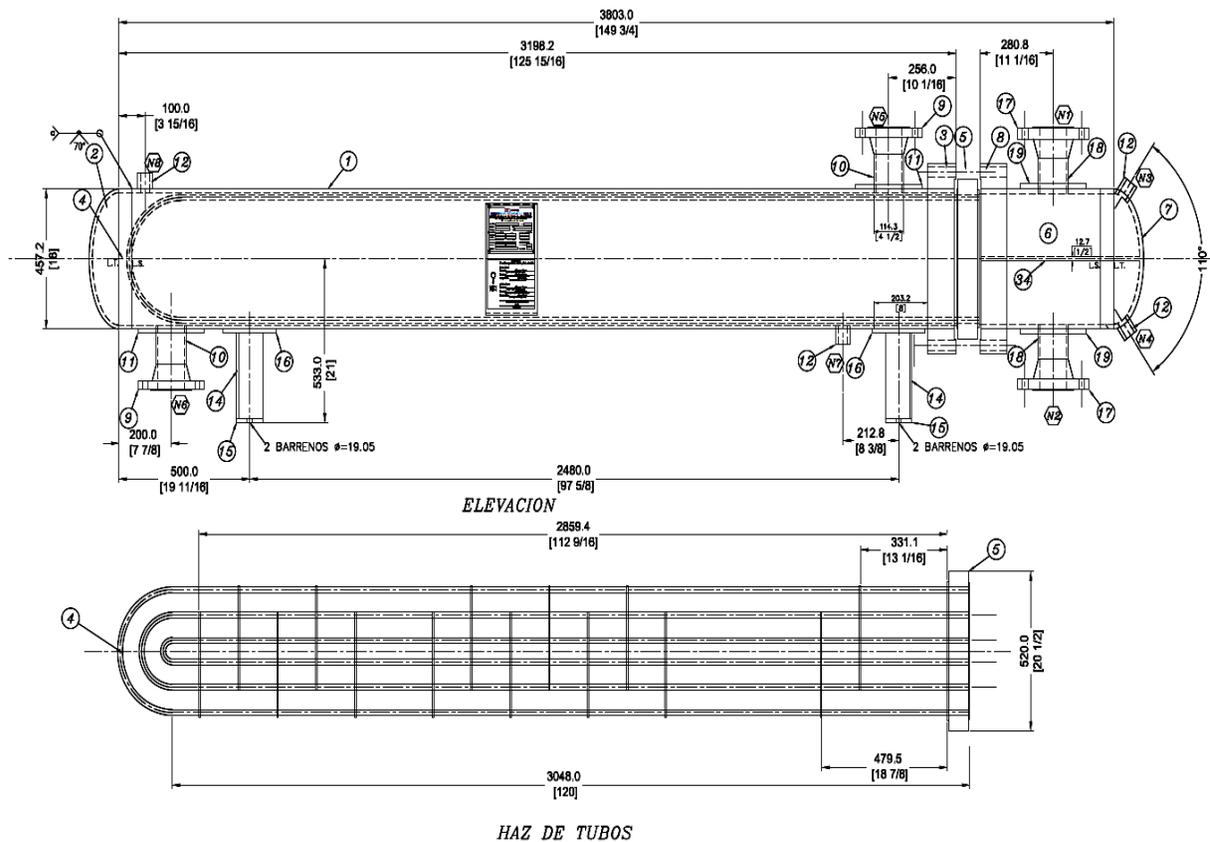


Figura 2.7. Intercambiador de calor de tubos y coraza EA-401. Fuente: Elaboración propia

El intercambiador debe efectuar, bajo el tiempo de su operación normal, el intercambio de calor planeado asociado con los cambios de fase de los fluidos que se indican en la hoja de especificaciones. Es imprescindible el cumplimiento con los casos llamados alternos de operación, esto de acuerdo con los valores mostrados en dicha hoja debido a la caída de presión permisibles.

Las especificaciones del intercambiador de calor de gas dulce EA-401 se muestran en la Tabla 2.8, donde se indican entre otras, el área de transferencia de calor, la temperatura de entrada y salida del lado cuerpo y lado tubos, las presiones de diseño y operación, el número de tubos, diámetro y calibre del mismo.

Tabla 2.8. Especificaciones del intercambiador de calor EA-401 del paquete de acondicionamiento de gas. Fuente: IMP. Especificaciones Técnicas del Equipo Paquete.

| <b>Tipo:</b> BEU. *Clase "R".<br><b>Tamaño 18" X 120" (457 mm X 3048 mm)</b> | Lado cuerpo   | Lado tubos               |
|--|---|--------------------------|
| <b>Presión de diseño PSIG (kPa)</b>  | 853.2 (5882)  | 1016.9 (7012)            |
| <b>Temperatura de diseño F (K)</b>   | 65 (291.48)   | 47 (281.48)              |
| <b>Presión de trabajo PSI (kPa)</b>  | 428.112 (2952)  | 389.710 (2686)           |
| <b>Temperatura de trabajo ent./sal. F (K)</b>                                | 57.99/99.35 (287.59/310.57)   | 131/96.8 (328.15/309.15) |
| <b>Corrosión permisible pulgadas (mm)</b>                                    | 1/8" (3.175)  | 1/8" (3.175)             |
| <b>Número de pasos</b>   | 1   | 2                        |
| <b>Presión de prueba hidrostática PSI (kPa)</b>                              | 578.34 (3987)   | 1322.1 (9115)            |
| <b>Código y diseño de fabricación</b>  | ASME sección VIII, división 1, TEMA "R".  |                          |
| <b>Número de tubos: 112</b>  | Diámetro de tubo 3/4" D.E. BWG 14   |                          |
| <b>Paso de tubos triangular 60° 0.937" (23.81)</b>                           | Área de transferencia de calor: 115.657 pie <sup>2</sup> (10.759 m <sup>2</sup> ) |                          |

Para el paquete de acondicionamiento de gas PA-6401, las condiciones de operación del intercambiador de calor EA-401 son como se describen a continuación (ver Figura 2.8): al equipo por el lado tubos, entra una corriente de gas dulce denominada  $\dot{m}_1$  mediante la boquilla N1 con un diámetro nominal (DN) 100 [4" NPS], con una presión normal de 60 kg/cm<sup>2</sup> (5884 kPa) a una temperatura de 328 K donde intercambia calor con la corriente de gas dulce del lado coraza para abandonar el intercambiador como corriente  $\dot{m}_2$  por la boquilla

N2 con un diámetro nominal (DN) 100 [4" NPS], con una presión normal de 59.3 kg/cm<sup>2</sup> (5815 kPa) y a una temperatura de 310 K. Por el lado coraza, entra una corriente de gas dulce denominada  $\dot{m}_3$  mediante la boquilla N5 con un diámetro nominal (DN) 100 [4" NPS], con una presión normal de 27.4 kg/cm<sup>2</sup> (2687 kPa) a una temperatura de 289 K donde intercambia calor con la corriente de gas dulce del lado tubos para abandonar el intercambiador como corriente  $\dot{m}_4$  por la boquilla N6 con un diámetro nominal (DN) 100 [4" NPS], con una presión normal de 26.7 kg/cm<sup>2</sup> (2618 kPa) y a una temperatura de 310 K [29].

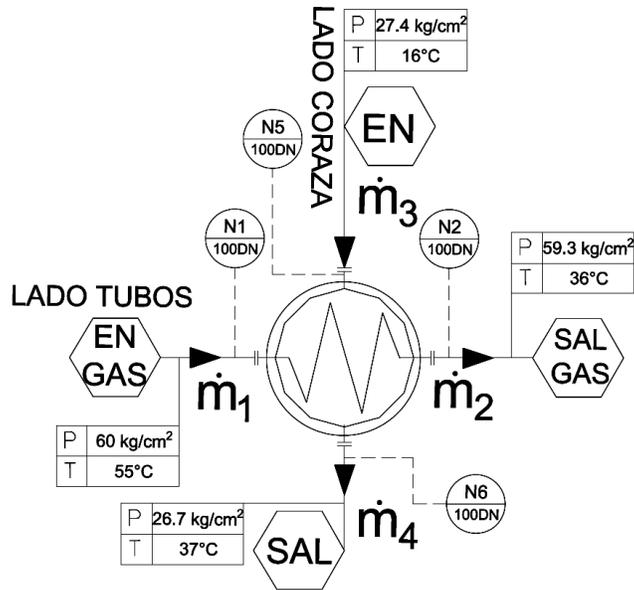


Figura 2.8. Condiciones de operación sección 1-2 y 3-4, intercambiador de calor EA-401. Fuente: Elaboración propia.



Figura 2.9. Intercambiador de calor, fabricación especial. (2021). <http://www.tycsa.com.ar/tycsa/planta-industrial.html>

2.4.3 Separador de gas combustible FA-405 sección 2'-3 y 2'-2'' del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401

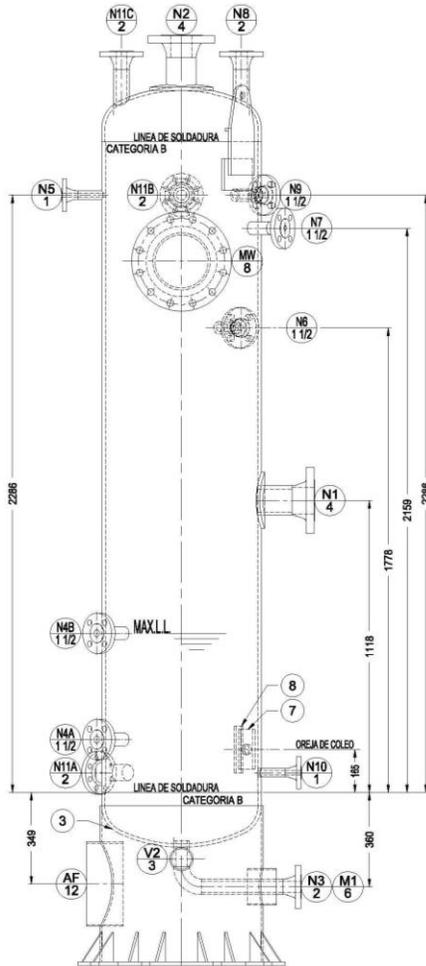


Figura 2.10. Separador de gas combustible FA-405. Fuente: Cortesía Vimexca Ingeniería.

El separador de gas FA-405 se muestra en la sección 2'-3 y 2'-2'' de la Figura 2.1. El diseño del separador de gas combustible FA-405 cumple con los requisitos del Código ASME<sup>9</sup> Sección VIII, División 1, además de los requisitos particulares del proyecto, algunas de las consideraciones que fueron tomadas en cuenta son: el diseño mecánico estructural de acuerdo con las condiciones de diseño del recipiente a presión, los requisitos de viento y sismo, fluido manejado, corrosión y combinación de cargas presentes en el equipo. “Los materiales de construcción para componentes de recipientes a presión, deben ser seleccionados para las condiciones de diseño del servicio especificado” [28], (ver Figura 2.10).

Por ejemplo, la especificación mínima de material para los recipientes sujetos a presión fabricados de placa de acero al carbono del paquete de acondicionamiento de gas, fueron SA-516 gr 70.

Los empaques metálicos para resistir las condiciones propias del proceso son de grafito laminado flexible con inserto de lámina en espiral de acero inoxidable ASTM A-240/A-240M TP 316 (UNS S31600) o equivalente y cumplieron con las características dimensionales establecidas en el estándar ASME B16.20 o equivalente, para ser utilizados en los tipos de bridas y clase indicados en ASME B16.5 y ASME B16.47 o equivalentes.

Para el separador de gas dulce del paquete de acondicionamiento PA-6401, las características y datos de diseño principales como son diámetro, posición, longitud, presiones de operación y diseño, temperaturas de operación y diseño, materiales, espesores, eficiencias, entre otras se muestran en la Tabla 2.9.

<sup>9</sup> ASME, “American Society of Mechanical Engineers”.

Tabla 2.9. Principales características del separador de gas dulce FA-405 del paquete de acondicionamiento de gas.  
Fuente: IMP. Especificaciones Técnicas del Equipo Paquete.

SEPARADOR DE GAS FA-405 COMBUSTIBLE

|  |                            |
|--|----------------------------|
| Identificación                           | FA-405                     |
| Posición                                 | Vertical                   |
| Diámetro, mm                             | 609.6 (Diámetro exterior). |
| Longitud T-T, mm                         | 2590.8                     |
| Presión de operación, kPa.               | 2687                       |
| Presión de diseño, kPa.                  | 2952                       |
| Temperatura de operación, K              | 288.6                      |
| Temperatura de diseño, K                 | 299.15                     |
| Material: Cuerpo / tapas                 | SA-106 B                   |
| Relevado de esfuerzos                    | SI                         |
| Espesor cuerpo / tapas, pulg             | 0.5 / 0.5                  |
| Espesor por corrosión, pulg.             | 1/8                        |
| Niveles de operación:                    |                            |
| Nivel mínimo de líquido, pulg.           | 6"                         |
| Nivel normal de líquido, pulg.           | 20"                        |
| Nivel máximo de líquido, pulg.           | 24"                        |
| Salida de líquido                        | Operación On/off           |
| Internos:                                |                            |
| Eliminador de arrastre, tipo             | Mesh & Vane                |
| Fabricante                               | SULZER                     |
| Separación (tamaño de partícula)         | 100%(≥ de 10 micras)       |
| Área efectiva de flujo, pie <sup>2</sup> | 0.729                      |
| Arrastre máximo permisible, gal / MMPCS  | 0.1                        |
| Flujo máximo de salida de crudo, BPD/GPM | 6 / 0.17                   |
| Caída de presión, kPa                    | 33.54                      |
| Dimensiones, pulg.                       | 7.5 x 22.2                 |
| Material                                 | SS316L                     |
| Otros internos:                          |                            |
| Servicio                                 | INLET BAFFLE               |
| Tipo                                     | PLACA DE CHOQUE            |
| Número                                   | 1                          |
| Dimensiones, pulg                        | 7" X 8"                    |
| Material                                 | SA-516-70                  |
| Peso vacío, kg                           | 963.91                     |
| Peso en Operación, kg                    | 1064.97                    |

El equipo FA-405 cumple con una función vital en el proceso la cual es separar mecánicamente de la corriente el 100% de las partículas suspendidas que tengan un tamaño mayor o igual a 0.254 mm (10 micras de pulgada) con un arrastre máximo permisible de  $1.4 \times 10^{-8} \text{ m}^3$  de crudo por cada  $\text{m}^3 \text{ día}^{-1}$  de gas procesado, esto es 0.1 galones de líquido por cada MMPCSD de gas procesado.

Para el paquete de acondicionamiento de gas PA-6401, las condiciones de operación del separador de gas dulce FA-405 son como se describen a continuación (ver Figura 2.11): posterior a la reducción de presión mediante la válvula PCV al equipo, entra una corriente de gas dulce denominada  $\dot{m}_2'$  mediante la boquilla N1 con un diámetro nominal (DN) 100 [4" NPS], con una presión normal de  $27.4 \text{ kg/cm}^2$  (2687 kPa) a una temperatura de 289 K, esta corriente choca con un baffle de entrada para generar turbulencia y favorecer la separación mecánica dentro del equipo, la corriente de gas pasa por un eliminador de neblina donde las gotas coalescen y caen por gravedad dentro del recipiente, el gas abandona el separador como corriente  $\dot{m}_3$  por la boquilla N2 con un diámetro nominal (DN) 100 [4" NPS], con una presión idéntica a la de entrada de  $27.4 \text{ kg/cm}^2$  (2687 kPa) y a una temperatura de 289 K. Por otro lado, el líquido en el fondo del separador, sale como corriente de líquido denominada  $\dot{m}_2''$  mediante la boquilla N3 con un diámetro nominal (DN) 50 [2" NPS], con una presión normal de  $27.4 \text{ kg/cm}^2$  (2687 kPa) a una temperatura de 289 K para posteriormente regular la presión deseada de salida mediante una segunda PCV [29].

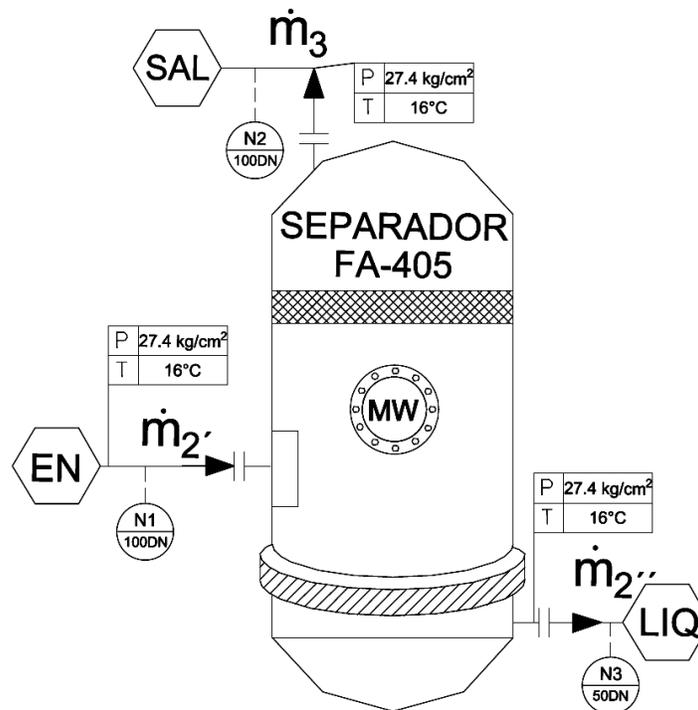


Figura 2.11. Condiciones de operación sección 2'-3 y 2'-2'', separador de gas combustible FA-405. Fuente: Elaboración propia.

#### 2.4.4 Válvulas reguladoras de presión (PCV) sección 2-2' y 2''-6 del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401

Las válvulas reguladoras de presión dentro del paquete de acondicionamiento de gas se localizan en la sección 2-2' y 2''-6 de la Figura 2.1, tienen la función principal de mantener y establecer la presión constante dentro del sistema actuando como un dispositivo principal para descargar la presión. Estas válvulas se utilizan en el sistema ya que se requiere un flujo continuo de salida durante todo el tiempo. Mediante la verificación del coeficiente de caudal de la válvula ( $C_v$ ) para los rangos de operación, se concluye que en ningún caso el fluido máximo sobrepasa el 90% de apertura. Así mismo tienen como máximo un nivel de ruido de 85 DB; medidos a 3 m de distancia de la válvula. Dichos equipos cuentan con los accesorios apropiados para evitar y/o soportar cavitación y/o flasheo de líquidos, así como el ruido que producen.



Figura 2.12. Válvula reguladora de presión CVS®. (2021). <https://www.cvs-controls.com/our-products/control-valves/>

Las válvulas de control (ver Figura 2.12), están equipadas con un indicador de posición, los actuadores u operadores están dimensionados de tal forma que pueden posicionar la válvula en cualquier punto a lo largo de su carrera, considerándose para esto la caída de presión máxima (presión de entrada máxima a válvula cerrada). En su fabricación las válvulas de control tienen cuerpo de acero al carbón y extremos bridados de acuerdo a las condiciones de operación. El actuador es del tipo diafragma, con rango del resorte de acuerdo a las condiciones de operación, empaques e internos adecuados para el fluido de proceso (gas natural dulce).

Para el paquete de acondicionamiento de gas PA-6401, las condiciones de operación de las válvulas controladoras de presión y controladora de nivel PCV y LC respectivamente son

como se describen a continuación (ver Figura 2.13): la entrada de la válvula PCV ubicada aguas arriba del separador FA-405 se define por la corriente de materia denominada  $\dot{m}_2$  que es la salida del lado tubos del intercambiador EA-401 la boquilla de entrada a la válvula es de diámetro nominal (DN) 50 [2" NPS], con una presión normal de 59.3 kg/cm<sup>2</sup> (5815 kPa) a una temperatura de 309 K bajo condiciones isoentrópicas ya que teóricamente no existe transferencia de calor ni materia, regula la presión de la corriente de gas hasta  $\dot{m}_2'$  a 27.4 kg/cm<sup>2</sup> (2687 kPa) y una temperatura de 289 K por la boquilla de salida de la válvula de diámetro nominal (DN) 50 [2" NPS]. Posteriormente la corriente alimenta al separador FA-405 [29].

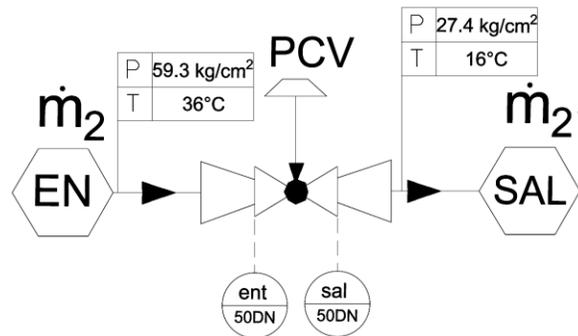


Figura 2.13. Condiciones de operación sección 2-2', válvula reguladora de presión PCV aguas arriba del separador de gas combustible FA-405. Fuente: Elaboración propia.

Por otra parte (ver Figura 2.14) la entrada de la válvula LC ubicada aguas abajo del separador FA-405 se define por la corriente de materia denominada  $\dot{m}_2''$  que es la salida de líquido del separador FA-405, la boquilla de entrada a la válvula es de diámetro nominal (DN) 50 [2" NPS], con una presión normal de 27.4 kg/cm<sup>2</sup> (2687 kPa) a una temperatura de 289 K bajo condiciones isoentrópicas ya que teóricamente no existe transferencia de calor ni materia, regula la presión de la corriente de líquido hasta  $\dot{m}_6$  a 18 kg/cm<sup>2</sup> (1765 kPa) y una temperatura de 289 K por la boquilla de salida de la válvula de diámetro nominal (DN) 50 [2" NPS]. Posteriormente la corriente es enviada al gasolinoducto [29].

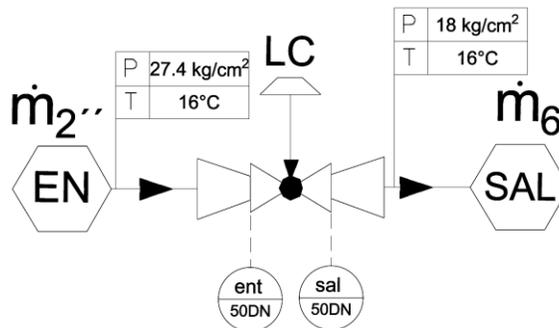


Figura 2.14. Condiciones de operación sección 2''-6, válvula reguladora de nivel LC aguas abajo del separador de gas combustible FA-405. Fuente: Elaboración propia.

En la Tabla 2.10, se presenta un resumen de las principales variables de presión y temperatura que intervienen en cada uno de los componentes del sistema y que se han descrito durante el desarrollo del Apartado 2.4, dichos valores serán utilizados posteriormente para el cálculo de valores de energía y exergía en los capítulos subsecuentes.

*Tabla 2.10. Principales variables de presión y temperatura de cada uno de los componentes del sistema de acondicionamiento de gas. Fuente: Elaboración propia.*

| COMPONENTE                          | SECCIÓN | PRESIÓN ENTRADA<br>[kPa] | PRESIÓN SALIDA<br>[kPa] | TEMPERATURA DE ENTRADA<br>[K] | TEMPERATURA DE SALIDA<br>[K] |
|-------------------------------------|---------|--------------------------|-------------------------|-------------------------------|------------------------------|
| Calentador eléctrico EA-400         | 4-5     | 2618                     | 2550                    | 310                           | 317                          |
| Intercambiador de calor EA-401      | 1-2     | 5884                     | 5815                    | 328                           | 310                          |
| Intercambiador de calor EA-401      | 3-4     | 2687                     | 2618                    | 289                           | 310                          |
| Separador de gas combustible FA-405 | 2'-3    | 2687                     | 2687                    | 289                           | 289                          |
| Separador de gas combustible FA-405 | 2'-2''  | 2687                     | 2687                    | 289                           | 289                          |
| Válvula reguladora de presión       | 2-2'    | 2687                     | 1765                    | 289                           | 289                          |
| Válvula reguladora de nivel         | 2''-6   | 2687                     | 1765                    | 289                           | 289                          |

### 3. ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE GAS EN PLATAFORMA ABKATUN N-1.

La energía es un concepto fundamental de la Termodinámica y uno de los aspectos más relevantes del análisis en ingeniería. Según Moran “una idea fundamental es que la energía puede almacenarse en los sistemas en diversas formas macroscópicas. La energía también puede transformarse de una forma a otra y transferirse entre sistemas. Para sistemas cerrados la energía se transfiere por medio de trabajo y de calor. La cantidad total de energía se conserva en todas las transformaciones y transferencias. Las leyes del movimiento de Newton, que proporcionan la base de la Mecánica clásica, llevan a los conceptos de trabajo, energía cinética y energía potencial y estos conducen posteriormente hacia un concepto ampliado de la energía [30]”.

#### 3.1 Balance energético por primera ley del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401

El paquete de acondicionamiento de gas tiene como función principal acondicionar el gas dulce que pasa a través de él a ciertas condiciones de temperatura, arrastre de partículas o gotas en suspensión y presión, para lograr tal fin existe un consumo de energía. En el presente trabajo se realiza el análisis exergético y energético como un sistema abierto y en estado estacionario.

##### 3.1.1 Balance de materia y energía general del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401

Para desarrollar el balance de energía global se asumen las siguientes consideraciones (ver Figura 3.1): el gas dulce proveniente del cabezal en PTB, entra al sistema con un flujo volumétrico de 7.5 MMPCSD<sup>10</sup> y 60 kg/cm<sup>2</sup> (5884 kPa) a 328 K, a partir de la Tabla 2.2 se determina el flujo másico a la entrada  $\dot{m}_e$  igual con 177.437 kg/min, el paquete de acondicionamiento cuenta con 2 salidas de materia; una es el condensado que es separado

---

<sup>10</sup>MMPCSD = Millones de pies cúbicos estándar por día; 1 MMPCSD = 28316,8 m<sup>3</sup>/día

con ayuda del Separador de Gas Combustible FA-405, éste es inyectado al gasolinoducto para ser enviado al Centro de Proceso Abkatun-A.

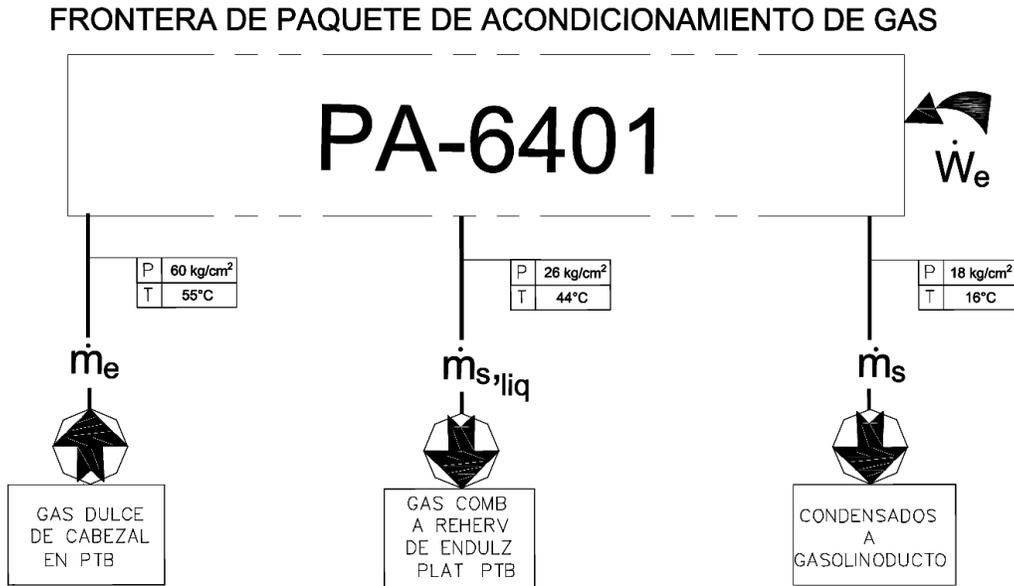


Figura 3.1. Diagrama de flujo de materia del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401. Fuente: Elaboración propia.

De acuerdo con la Tabla 2.9, el flujo volumétrico de crudo a la salida del Separador FA-405 es de  $0.00001 \text{ m}^3/\text{s}$  con una gravedad específica del líquido de 0.568, presión de  $18 \text{ kg/cm}^2$  (1765 kPa) y temperatura de 289 K, debido a la cantidad tan pequeña de materia que abandona el proceso por el separador, esta puede ser despreciada, la otra salida de materia es el gas que abandona el calentador eléctrico EA-400 y que es enviado a la plataforma PCS, de acuerdo con la Tabla 2.3, el flujo másico a la salida del paquete de acondicionamiento  $\dot{m}_s$  es igual con  $177.448 \text{ kg/min}$  a  $26 \text{ kg/cm}^2$  (2550 kPa) y 317 K, si el sistema se considera bajo estado estacionario entonces el balance de masa global se expresa de acuerdo con la Ec. [3.1]:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s + \dot{m}_{s,liq} \quad [3.1]$$

Debido a que  $\dot{m}_{s,liq} \approx 0$ , entonces:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = 177 \text{ kg/min}$$

Con ayuda de la Figura 3.1, y suponiendo estado estacionario el balance de energía general del sistema puede escribirse como se indica en la Ec. [3.2]:

$$\dot{m}_e \left( h_e + \frac{C_e^2}{2} + gz_e \right) + \dot{W}_e = \dot{m}_s \left( h_s + \frac{C_s^2}{2} + gz_s \right) \quad [3.2]$$

3.1.2 Balance de materia y energía parcial del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401

Con ayuda del diagrama de la Figura 2.1, así como la base teórica descrita anteriormente el balance de materia y energía para cada uno de los componentes del paquete de acondicionamiento de gas se presenta en la Tabla 3.1:

Tabla 3.1. Ecuaciones de balance de materia y energía de los componentes del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401. Fuente: Elaboración propia.

| Componente<br>Tag   | Diagrama | BALANCES  |   |
|---|----------|---|---|
|   |          | masa  | Energía   |
| <b>Separador<br/>bifásico vertical.<br/>FA-405</b>                  |          | $\dot{m}_{2'} = \dot{m}_{2''} + \dot{m}_3$      | $\dot{m}_{2'} h_{2'} = \dot{m}_{2''} h_{2''} + \dot{m}_3 h_3$   |
| <b>Válvula<br/>reguladora de<br/>presión.<br/>PCV</b>               |          | $\dot{m}_2 = \dot{m}_{2'}$                      | $\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_{2'} h_{2'}$                           |
| <b>Calentador de gas<br/>eléctrico de<br/>inmersión.<br/>EA-400</b> |          | $\dot{m}_4 = \dot{m}_5$                         | $\dot{m}_4 h_4 + \dot{W}_e = \dot{m}_5 h_5$                     |
| <b>Intercambiador.<br/>EA-401</b>                                   |          | $\dot{m}_1 + \dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4$ | $\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4$ |
| <b>Válvula<br/>controladora de<br/>nivel.<br/>LC</b>                |          | $\dot{m}_{2''} = \dot{m}_6$                     | $\dot{m}_{2''} h_{2''} = \dot{m}_6 h_6$                         |

|  |  |  |  |
|--|--|--|--|
|  |  |  |  |
|--|--|--|--|

### 3.1.3 Datos de proceso, cálculo de entalpías del sistema

Para la obtención de los datos de proceso se utilizó el software Aspen Hysys V11<sup>®</sup> mediante simulación de las condiciones de proceso, los datos de entrada son los presentados en la Tabla 2.2 y Tabla 2.3, que caracterizan la mezcla de trabajo del paquete separador de prueba (ver Figura 3.2).

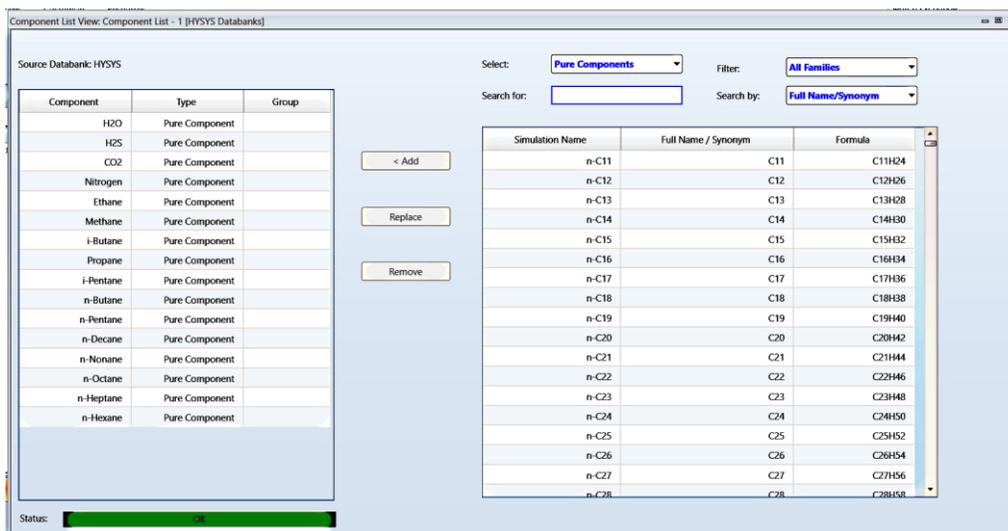


Figura 3.2. Caracterización de mezcla de entrada al paquete de acondicionamiento de gas PA-6401. Fuente: Elaboración propia, software Aspen Hysys V11<sup>®</sup>.

Una vez cargados los componentes principales de la mezcla se cargan los flujos másicos (ver Figura 3.3), obtenidos en la Tabla 2.2 y Tabla 2.3 de la caracterización de crudo se seleccionan las unidades del proceso.

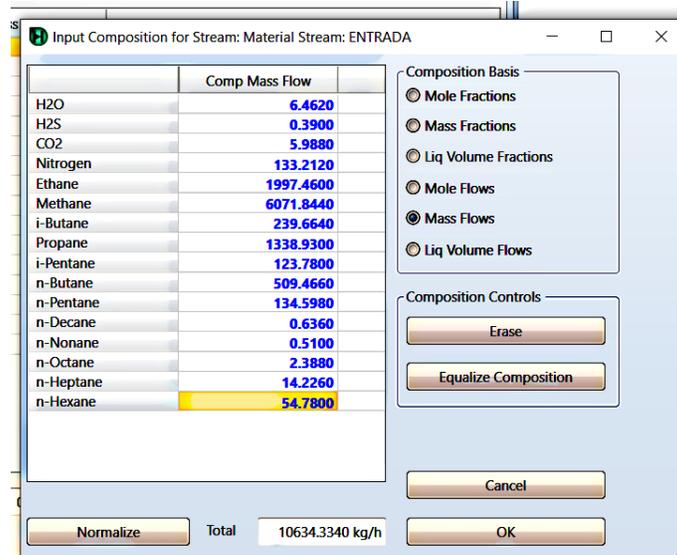


Figura 3.3. Carga de flujos másicos para cada sustancia de mezcla de gas dulce del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401. Fuente: Elaboración propia, software Aspen Hysys V11®.

Se realiza la selección del paquete de propiedades que contiene la ecuación de estado necesaria para el cálculo óptimo de los parámetros del sistema, en este caso se selecciona la ecuación de Peng-Robinson.

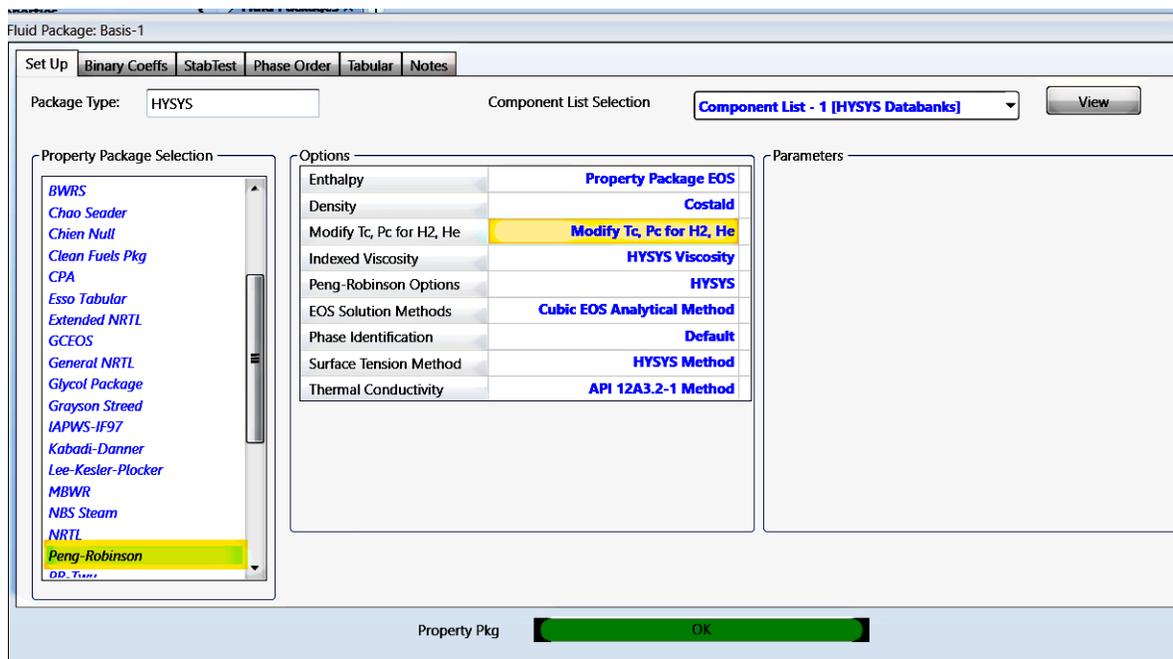


Figura 3.4. Selección de paquetería de cálculo de propiedades. Fuente: Elaboración propia, software Aspen Hysys V11®.

*Ecuación de Peng-Robinson*

Para lograr una adecuada exactitud al estimar las ecuaciones de estado EOS (Equations of State), la presencia en una mezcla de especies que se asocian es un problema. Es bien sabido que el único método de tratar tales sistemas se basa en el uso de modelos con coeficientes de actividad. Sin embargo, recientemente se han desarrollado EOS para estas mezclas. Para poder relacionar las variables que caracterizan el estado de la materia bajo un conjunto dado de condiciones físicas (específicamente de hidrocarburos), como es correlacionar las densidades de gases y líquidos con las temperaturas y presiones se ha hecho la selección de la EOS comúnmente usada en las aplicaciones petrolíferas para el desarrollo del presente trabajo, esto es la ecuación de estado de Peng-Robinson [31].

“Un intento de mejorar la calidad predictiva de la ecuación Soave-Redlich-Kwong, es la ecuación de Peng Robinson que fue propuesta en 1977, especialmente en la exactitud de los cálculos que implican equilibrio líquido-vapor. Esta ecuación realiza un cambio en el término llamado “atractivo” de la ecuación de Van der Waals y en contraparte mantiene intacto el término de repulsión” [32], tal que su expresión es conforme la Ec. [3.3]:

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a(T)}{v(v + b) + b(v - b)} \quad [3.3]$$

En dicha ecuación, “ $v$  es el volumen molar,  $a$  considera las interacciones moleculares entre las especies presentes en la mezcla y  $b$  es un parámetro que cuantifica las diferencias de tamaño de las especies presentes en el sistema de la mezcla”, [32]. Los coeficientes son calculados mediante las siguientes ecuaciones:

$$b = 0.07780 \left( \frac{RT_c}{P_c} \right)$$

$$a(T) = a(T_c) \alpha(T_R, \omega)$$

$$a(T_c) = 0.45724 \frac{R^2 T_c^2}{P_c}$$

$$\alpha = [1 + m(1 - \sqrt{T_R})]^2$$

$$m = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2$$

$$\omega = 1 - \log \left( \frac{P^{sat}}{P_C} \right)_{T_R=0.7}$$

“Donde  $T_c$  es la temperatura crítica,  $P_c$  la presión crítica,  $T_R$  la temperatura reducida ( $T_R = T/T_c$ ) y  $\omega$  es el factor excéntrico, propiedades de los componentes puros que normalmente se pueden encontrar en la literatura, especialmente si se trabaja con componentes de bajo y medio peso molecular”, [32].

### 3.1.4 Valores de entalpía obtenidos para el proceso

En la Tabla 3.2 se presentan los valores para la mezcla de crudo y gas obtenidos mediante el software Aspen Hysys V11® para las condiciones presentadas en cada una de las secciones enumeradas de la Figura 2.1:

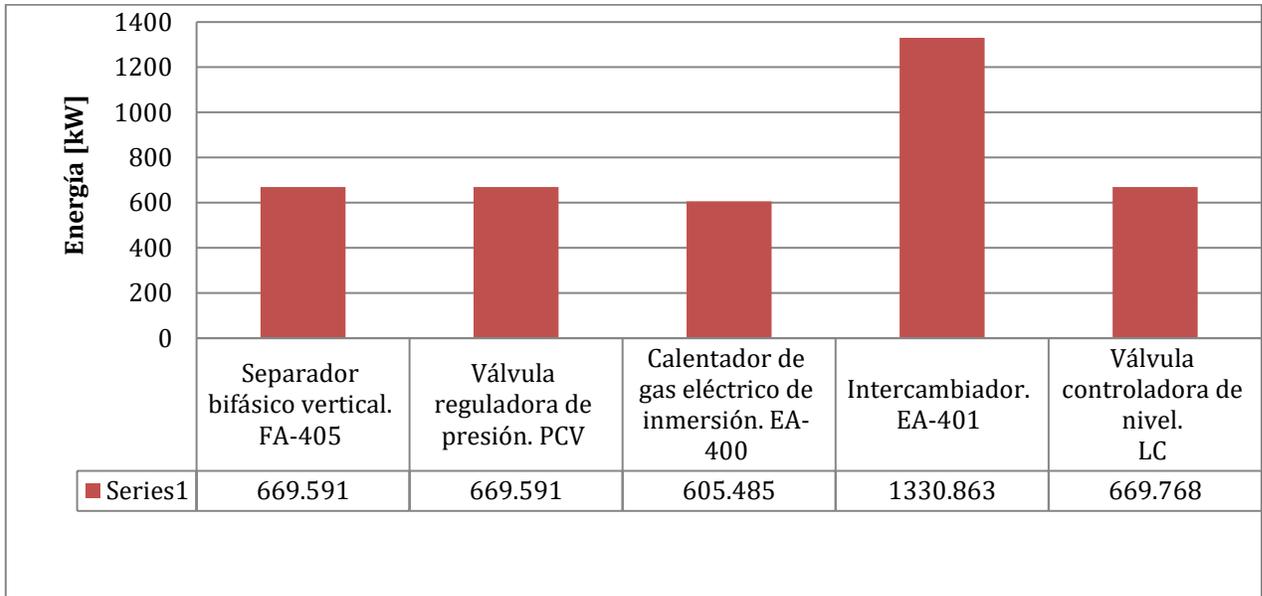
Tabla 3.2. Entalpía de mezcla de gas dulce del acondicionador de gas combustible PA-6401. Fuente: Elaboración propia.

| <b>SECCIÓN</b> | <b>PRESIÓN</b> | <b>TEMPERATURA</b> | <b>ENTALPÍA</b> |
|----------------|----------------|--------------------|-----------------|
|                | <i>kPa</i>     | <i>K</i>           | <i>kJ/kg</i>    |
| <b>1</b>       | 5884           | 328                | -3735           |
| <b>2</b>       | 5815           | 309                | -3783           |
| <b>2'</b>      | 2687           | 289                | -3784           |
| <b>2''</b>     | 2687           | 289                | -3784           |
| <b>3</b>       | 2687           | 289                | -3784           |
| <b>4</b>       | 2618           | 310                | -3735           |
| <b>5</b>       | 2550           | 317                | -3719           |
| <b>6</b>       | 1765           | 289                | -3769           |

### 3.1.5 Resultados del balance de energía del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401

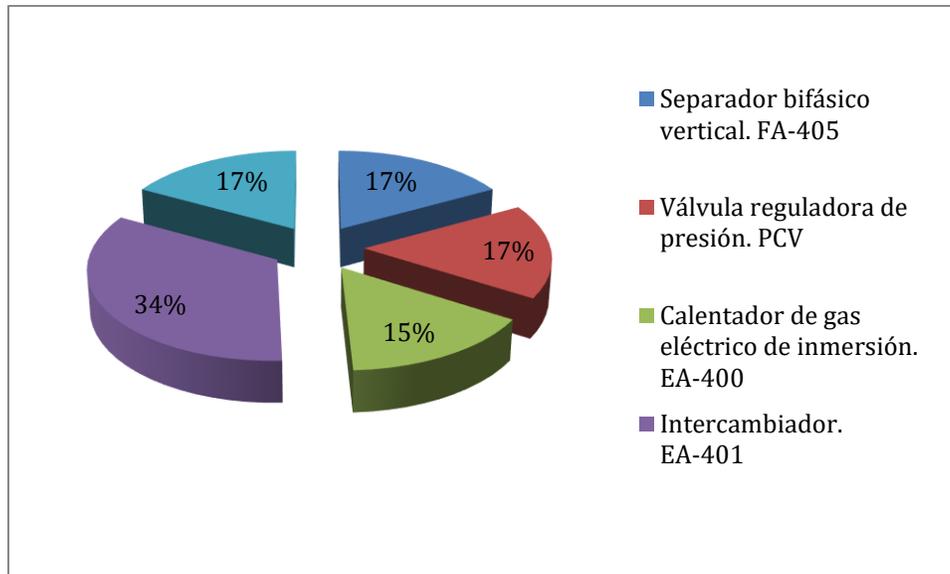
Una vez obtenidos los valores necesarios, se realizan los balances parciales de energía mediante las ecuaciones indicadas en la Tabla 3.1 para cada uno de los componentes del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401 los valores muestran que la mayor tasa de

intercambio de calor es en el equipo EA-401 con un valor de 1331 kW aproximadamente, es decir, el 34% del total de la energía del paquete, ver Gráfica 3.1 y Gráfica 3.2.



Gráfica 3.1. Cálculo de energía dentro del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401. Elaboración propia (2020).

La energía en los demás elementos permanece en una proporción más o menos similar entre ellos, es necesario desarrollar el análisis exergético para determinar cuáles son los puntos de pérdida de exergía más importantes dentro del proceso, esto se llevará a cabo en los siguientes apartados de este documento.



Gráfica 3.2. Porcentajes de manejo de energía dentro del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401. Elaboración propia (2020).

### 3.2 Análisis exergético de proceso en un sistema de acondicionamiento de gas en plataforma

Mediante este estudio se ha explorado la aplicación del análisis exergético como un método de evaluación del procesamiento de gas y crudo en un día específico de producción en un sistema de acondicionamiento de gas en una plataforma petrolera. Se ha simulado un diagrama de flujo de proceso mediante datos de proceso obtenidos mediante referencia documental. Se ha hecho una separación entre la exergía basada en la temperatura, la exergía basada en la presión y la exergía de la mezcla química de componentes. Se muestra que la exergía en las corrientes de masa es principalmente exergía basada en la presión, y la mayor parte de la destrucción de la exergía está relacionada con la disminución o el aumento de la presión. Los subprocesos con más cantidad de exergía destruida son las válvulas reguladoras de presión PCV. En esta plataforma se realizan trabajos de separación de mezcla gas-líquido y acondicionamiento de gas. Se proponen medidas para disminuir la destrucción de exergía, y que dicho análisis debe ser utilizado regularmente por la industria del petróleo y el gas. Este estudio sirve como guía sobre cómo hacer un análisis exergético exacto de un sistema de acondicionamiento de gas en una plataforma marina utilizando datos de proceso medidos.

El análisis de exergía, es un método termodinámico que aún no se utiliza sistemáticamente en la industria petrolera. La eficiencia exergética toma en cuenta el trabajo teórico mínimo que debe realizarse para un proceso dado, a través de esto nos proporciona una perspectiva

diferente a las emisiones de CO<sub>2</sub>. Al usar dicho análisis se puede calcular la exergía destruida en diferentes partes del proceso para localizar los puntos de mejora. El propósito del presente trabajo es explorar el uso del análisis exergético como una herramienta para la evaluación comparativa del rendimiento de un sistema en específico dentro de la plataforma marina. Bajo esta premisa se analizó el procesamiento de gas y crudo de un día de producción real en una plataforma marina de la sonda de Campeche. Se han usado datos reales para simular un diagrama de flujo y calcular la exergía destruida y la eficiencia exergética del sistema, se hizo la distinción entre la exergía por temperatura, la exergía por cambio de presión y la exergía química de la mezcla.

Olivera Junior y van Hombecck [33] realizaron un análisis exergético de procesamiento de crudo y gas de una plataforma petrolífera brasileña en la cual la energía era consumida con la finalidad de calentar crudo para la etapa de separación, comprimir gas natural y bombear petróleo costadentro. Un intercambiador de calor fue instalado con el objetivo de recuperar calor de los gases de escape de los quemadores en el calentador. Tanto el sistema de calefacción, a pesar del intercambiador de calor que se había instalado, como las operaciones de compresión conllevaban una importante destrucción de exergía, por lo que se señaló que el proceso de separación en sí, requería de mejoras sustanciales.

Otro estudio realizado por Voldsund [16] sobre análisis exergético en plataformas de producción de gas y crudo, reveló que la mayor parte de la destrucción de la exergía está relacionada con la disminución o el aumento de la presión, por ejemplo, los subprocesos con más cantidad de exergía destruida son el captador de producción, el tren de recompresión y los trenes de reinyección.

Particularmente el sistema que se analizó es un paquete de acondicionamiento de gas tradicional, fue elegido por que, a pesar de su relativa simpleza, es un equipo típico instalado en plataformas marinas, su objetivo es acondicionar el gas dulce para obtener un gas combustible para consumo con una temperatura de 301 K por arriba del punto de rocío<sup>11</sup>. Las condiciones de frontera del sistema dependen de las condiciones de las corrientes de pozos, especificaciones en la presión de gas y líquido, la presión y temperatura requerida a la salida del sistema, la presión y temperatura a la entrada del sistema, entre otras.

### 3.2.1 Base teórica

---

<sup>11</sup> Temperatura a la cual el gas dulce comienza a condensarse a la presión correspondiente.

Una técnica altamente empleada en el diseño de algunos sistemas térmicos es el llamado análisis exergético, su objetivo es optimizar la operación mediante la relación de la exergía de los fluidos de trabajo contra los costos ligados a su. Existen varios trabajos que centran su discusión general así como las comparaciones entre las diferentes técnicas de dicho análisis, algunos ejemplos son las investigaciones de Bejan, 1982; Szargus, 2005; Kotas, [34], entre otros, en ellos podemos encontrar la descripción de las técnicas que establecen la analogía entre las pérdidas exergéticas de diferentes sistemas térmicos”.

### 3.2.2 Definición de exergía

El termino exergía se define como “el máximo trabajo útil que se puede obtener de un sistema en un estado y ambiente específico. Para comprender mejor, debemos definir a ambiente como una parte de los alrededores cuyas propiedades no se afectan por los cambios o la transferencia de energía del sistema. Por lo tanto, el análisis exergético es una técnica que se basa en este concepto y busca incrementar la eficiencia del uso de los recursos energéticos, es decir, es la medición de la calidad de la energía desde el punto de vista termodinámico” [35].

De acuerdo con Tsatsaronis [36], la magnitud que evalúa la energía suministrada contra la proporcionada o que puede ser transformada en una planta se obtiene mediante el método exergético.

Mediante la medición, localización y conocimiento de irreversibilidades, así como pérdidas de energía los modelos exergéticos definen el rendimiento racional de sistemas con el objetivo de diseñar sistemas más eficientes y aumentar la misma de aquellos ya existentes. En el sistema de acondicionamiento de gas, una gran cantidad de energía eléctrica es convertida en calor para acondicionar el gas que alimentará a los turbocompresores o endulzadoras, empíricamente esto implica un desperdicio importante de exergía que podría ser utilizada en otro proceso, es el objetivo del presente trabajo realizar el cálculo y comprobación de la eficiencia exergética del sistema.

### 3.2.3 Componentes de la Exergía

Considerando ausencia de efectos magnéticos, eléctricos, o inclusive de tensión superficial, la exergía ( $b$ ) incluye por lo menos cuatro componentes, que son: exergía Física ( $b_f$ ), exergía cinética ( $b_K$ ), exergía potencial ( $b_{Pot}$ ) y exergía química ( $b_q$ ), por lo tanto obtenemos la Ec. [3.4]:

$$b = b_f + b_k + b_{pot} + b_q \quad [3.4]$$

### 3.2.4 Exergía cinética

La exergía cinética, es idéntica a la energía cinética, considerando que puede convertirse completamente en trabajo [37], si no se tiene en cuenta la presión y temperatura del ambiente, el sistema se lleva al reposo absoluto, es decir la exergía cinética se define de acuerdo con la Ec. [3.5]:

$$b_k = \frac{V^2}{2} \quad [3.5]$$

### 3.2.5 Exergía potencial

De acuerdo con Y. Cengel “es también una forma de energía mecánica, por lo que se puede convertir totalmente en trabajo” [37], esto se expresa como se indica en la Ec. [3.6]:

$$b_{pot} = g \cdot z \quad [3.6]$$

### 3.2.6 Exergía física

Sabemos que, el mecanismo físico de la exergía de la materia representa la capacidad para producir trabajo, debido a la inestabilidad mecánica o térmica de la misma con el medio ambiente. Kotas [34], define la exergía física “como la cantidad máxima de trabajo obtenido, cuando un flujo se lleva desde un estado inicial, cuya temperatura y presión están definidas por  $P$  y  $T$  respectivamente, hasta un estado de referencia definidos por  $P_0$  y  $T_0$  (ambiente), mediante procesos físicos que consideran solamente interacción térmica con el medio ambiente”.

Según Kotas [34], “la exergía física específica de un flujo se calcula como el resultado de la suma de su componente térmico ( $b_T$ ); el cual resulta de la diferencia de temperaturas con el medio que se usa de referencia, y el componente mecánico ( $b_M$ ) que resulta de la diferencia que existe entre presiones del flujo y el medio de referencia”, esto es conforme la Ec. [3.7]:

$$b_f = b_T + b_M \quad [3.7]$$

Es importante mencionar que el componente térmico ( $b_T$ ) de la exergía física, no debe ser negativo, aunque la exergía mecánica ( $b_M$ ) podría tener un valor negativo siempre y cuando la presión del flujo sea menor que la del medio de referencia. Esto implica, de acuerdo con Tsatsaronis [36], “que hay que realizar trabajo sobre el flujo, para conseguir llevarlo al equilibrio mecánico con el medio usado de referencia”.

De la misma manera, “la expresión del componente físico puede ser obtenida mediante la definición de un conjunto de representaciones de un componente ideal, cuando un flujo continuo pasa por un proceso reversible. Suponiendo que el sistema está en equilibrio relativo con el medio y que ( $b_K$ ) y ( $b_P$ ) son idénticas con cero, que el flujo llega al sistema a una temperatura ( $T$ ) y presión ( $P$ ), y, además, que el estado de referencia del flujo corresponde a la presión ( $P_0$ ) y temperatura ( $T_0$ )” [36]. Por lo anterior, la interacción únicamente asociada con la transferencia de calor reversible ( $q_{rev}$ ), se expresa conforme la Ec. [3.8]:

$$q_{rev} = T_0(S - S_0) \quad [3.8]$$

Por lo tanto el balance energético del sistema, se puede escribir como se indica en la Ec. [3.9]:

$$q_{rev} - (W_s)_{rev} = h_o - h \quad [3.9]$$

La cantidad de trabajo máximo que puede considerarse como reversible de la Ec. [3.9], representará la exergía total ( $E_f$ ) del sistema considerado, al sustituir el valor de ( $q_{rev}$ ), de la Ec. [3.8] en la Ec. [3.9] y despejar el trabajo reversible ( $(W_s)_{rev} = b_f$ ) se obtiene la Ec. [3.10]:

$$b_f = T_0(S - S_0) - (h_o - h) \quad [3.10]$$

De tal forma que el componente físico de la exergía es representado en la Ec. [3.11]:

$$b_f = (h - h_o) - T_0(S - S_0) \quad [3.11]$$

Específicamente, “en un gas ideal, dentro de un volumen de control, el componente físico de la exergía, puede ser representado mediante la combinación de algunas ecuaciones, tomando como base a la Ec. [3.11], que representa la exergía física. Entonces, en un gas ideal la variación de entropía podría representarse integrando la ecuación de gas ideal” [37], lo anterior se muestra en la Ec. [3.12]:

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad [3.12]$$

Si se aplica la expresión  $dS = \frac{dU}{T} + \frac{Pdv}{T}$ , llamada ecuación de Gibbs, y la siguiente relación  $dU = C_v dT$ , se podría “calcular la variación de entropía de una sustancia de composición invariable y compresible, con lo que se obtiene, para un gas ideal la Ec. [3.13]”, [36]:

$$S - S_0 = C_p \cdot \ln \ln \left( \frac{T}{T_0} \right) - R \cdot \ln \ln \left( \frac{P}{P_0} \right) \quad [3.13]$$

Es sabido que “la variación de entalpía de gas ideal, se obtiene con la Ec. [3.14]”, [37]:

$$\Delta h = C_p \cdot (T - T_0) \quad [3.14]$$

Sustituyendo, luego entonces, las Ec. [3.13] y [3.14] en la Ec. [3.11], la expresión del componente físico de la exergía para un gas ideal es obtenido mediante la Ec. [3.15]:

$$b_f = C_p \left( T - T_0 - T_0 \cdot \ln \ln \left( \frac{T}{T_0} \right) \right) + R \cdot T_0 \cdot \ln \ln \left( \frac{P}{P_0} \right) \quad [3.15]$$

Las Ecuaciones [3.12] a [3.15] fueron desarrolladas para volúmenes de control atravesados por flujos continuos. Dichas definiciones son aplicadas también para calcular la exergía en un sistema cerrado, se deben realizar algunas modificaciones pequeñas, es decir, “como si fuera un sistema cerrado donde hay solo dos tipos de interacción; calor y trabajo. Para flujos estacionarios la exergía total se divide en varios componentes como se muestra la Ec. [3.4]”, [37].

El balance energía para un proceso en un sistema cerrado, “considerándolo en estado estacionario, experimentando un proceso reversible desde  $P$  y  $T$  hasta  $P_0$  y  $T_0$  (estado de referencia), donde el trabajo útil que se entrega durante este proceso, es la exergía del sistema, en un estado inicial puede expresarse en forma diferencial con la Ec. [3.16] y [3.17]”, [37]:

$$\delta E_{ent} - \delta E_{sal} = dE_{sistema} \quad [3.16]$$

$$\delta Q - \delta W = dU \quad [3.17]$$

### 3.2.7 Componente químico de la exergía

La exergía química de un proceso, representa la capacidad de un flujo para producir trabajo, esto se consigue por su desequilibrio químico comparado contra el estado de referencia. Kotas [34], define la exergía química como la “máxima cantidad de trabajo obtenida cuando una sustancia que se encuentra a una temperatura y presión  $T_0$  y  $P_0$ , es llevada hasta un

equilibrio termodinámico con el medio de referencia, mediante procesos que involucran transferencia de calor e intercambio de fluido con el medio ambiente”. Bajo esta premisa, la exergía química molar para un gas ideal puede describirse con la Ec. [3.18]:

$$b_q = R \cdot T_0 \cdot \ln \ln \left( \frac{P_0}{P_{00}} \right) \quad [3.18]$$

Que es la exergía química estándar en fase gaseosa que incluye una mezcla de gases, como: H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> entre otros. De acuerdo con Boehm “para cualquier gas *i* presentes en fases gaseosa a temperatura ambiente  $T_0$ , y con una presión parcial  $p_i^e = x_i^e p_0$ , donde  $x_i^e$  denota la fracción molar del gas *i* presente en la mezcla. La exergía química de un gas en fase gaseosa a temperatura ambiente puede ser evaluada como: el gas *i* que entra al sistema a temperatura  $T_0$  y presión  $P_0$ , que se expande isotérmicamente con transferencia de calor con el ambiente, y el cual se encuentra a temperatura  $T_0$  y una presión parcial  $x_i^e p_0$ . De esta manera, el máximo trabajo disponible, por mol de gas *i* puede obtenerse cuando la expansión ocurre sin irreversibilidades internas [38]”. Al realizar un balance de energía y entropía para un gas ideal, de acuerdo con Boehm, la exergía química por mol *i* se representa con la Ec. [3.19]:

$$b_q = -RT_0 \ln \frac{x_i^e p_0}{P_0} = -RT_0 \ln x_i^e \quad [3.19]$$

Sabemos que “obtener la máxima cantidad de trabajo implica que un proceso deber ser reversible, luego entonces, para un proceso reversible el estado inicial es el medio ambiente ( $T_0$  y  $P_0$ ) y el estado final debe ser el estado muerto, que se define por la temperatura ( $T_{00}$ ) además de la presión parcial ( $P_{00}$ ). En una mezcla de flujos gaseosos que se comporta tal cual una mezcla de los gases ideales, (supongamos los combustibles gaseosos y los productos de la combustión entre otros) para calcular la exergía química de la mezcla se aplica la Ec. [3.20]”, [37]:

$$b_q = - \sum X_i b_{q,i} + R \cdot T_0 \sum x_i \cdot \ln (x_i) \quad [3.20]$$

Donde  $b_{q,i}$  son las exergías de cada uno de los componentes en el estado de referencia y  $X_i$ , representa la fracción molar de cada uno de los componentes de la mezcla

### 3.2.8 Balance de exergía

Es imperante subrayar que “el balance de exergía es la base de los análisis exergéticos, un sistema puede alcanzar algún nuevo tipo de estado termodinámico mediante la interacción de energía en forma de trabajo y calor con el entorno, por otro lado, la variación de exergía

de un sistema mediante un proceso no será igual a la exergía neta que ha sido transferida, ya que la exergía puede ser destruida dadas las irreversibilidades presentes dentro del sistema durante el proceso”, [30].

La exergía puede ser transferida dados tres mecanismos: el primero es la transferencia de exergía que viene asociada con trabajo, la segunda es “la transferencia de exergía asociada a la transferencia de calor” [39] y finalmente, “la transferencia de exergía asociada al flujo másico en los volúmenes de control”, [39].

Diversos tipos de transferencia de exergía, deben ser valuados contra el mismo estado de referencia, esto permite demostrar, que “la exergía es destruida debido a las irreversibilidades en el sistema o en el volumen de control” [39].

“El balance de exergía, para sistemas cerrados se puede escribir de manera conveniente de la forma que se muestra en la Ec. [3.21]”, [38]:

$$\frac{dE}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) Q_j - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV}{dt}\right) - \dot{E}_d \quad [3.21]$$

Donde  $\frac{dE}{dt}$  es la variación de la exergía. El término  $\left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) Q_j$ , “representa la transferencia de exergía que acompaña la transferencia de calor  $Q_j$ , que ocurre a temperatura instantánea  $T_j$ .  $\dot{W}$ , representa la tasa de transferencia de energía asociada al trabajo y la transferencia de exergía que lo acompaña es  $\left(\dot{W} - P_0 \frac{dV}{dt}\right)$ , donde  $\frac{dV}{dt}$  es la variación del volumen, y el término  $\dot{E}_d$ , es la exergía destruida por la generación de entropía dentro del sistema, por lo que  $\dot{E}_d = T_0 \dot{S}_{gen}$ . La ecuación del balance de exergía para volumen de control (ver, Ec. [3.22]), incluye el término debido a la exergía transferida por entrada y salida de  $n$ , flujos másicos” [38], esto se escribe como lo muestra la Ec. [3.22]:

$$\begin{aligned} \frac{dE}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) Q_j - \left(\dot{W}_{cv} - P_0 \frac{dV}{dt}\right) + \sum_m m_i e_i \\ - \sum_n m_e e_e - \dot{E}_d \end{aligned} \quad [3.22]$$

En la Ec. [3.22], los subíndices  $i$  y  $e$ , denotan la entrada (*int*) y salida (*exit*), de flujo másico respectivamente.

Para estado estacionario, la Ec. [3.22] se reduce a:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) Q_j - \dot{W}_{cv} + \sum_m m_i e_i - \sum_n m_e e_e - \dot{E}_d \quad [3.23]$$

Bajo esta ecuación, “se desprecian los efectos de la exergía transferida con el calor entre el volumen de control y los alrededores ( $Q_j$ ), el intercambio de energía debido al trabajo sobre el volumen de control ( $W$ ), y factorizando el flujo másico que atraviesa el volumen de control, el balance de exergía para un volumen de control”, [39] se escribe conforme la Ec. [3.24]:

$$0 = \sum_m m_i e_i - \sum_n m_e e_e - \dot{E}_d \quad [3.24]$$

“La exergía específica de flujo ( $e$ ), puede evaluarse con la Ec. [3.11], ya que es equivalente a la exergía física ( $b_f$ ), con lo que la destrucción de exergía para un volumen de control”, [39], se expresa como se indica en la Ec. [3.25]:

$$\dot{E}_d = \sum_m m_i e_i - \sum_n m_e e_e \quad [3.25]$$

Finalmente, “la Ec. [3.25], establece la destrucción de exergía para  $m$ , flujos másicos que entran y  $n$ , flujos que salen del volumen de control”, [39].

### 3.3 Balance exergético por segunda ley del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401

Como se indicó en la sección 2.2, el paquete de acondicionamiento de gas tiene como función principal acondicionar el gas dulce que pasa a través de él a ciertas condiciones de temperatura, arrastre de partículas o gotas en suspensión y presión, en esta sección se analizará la destrucción de exergía que se lleva a cabo en los componentes del equipo.

#### 3.3.1 Balance de exergía general del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401

Para desarrollar el balance de exergía global se asumen las mismas consideraciones (ver Figura 3.1) de la sección 3.1.1 para el gas dulce proveniente del cabezal en PTB, a partir de la Tabla 2.2 se determina el flujo másico a la entrada  $\dot{m}_e$  igual con 177.437 kg/min, como se indicó anteriormente el paquete de acondicionamiento cuenta con 2 salidas de materia; una es el condensado que es separado con ayuda del Separador de Gas Combustible FA-405, éste es inyectado al gasolinoducto para ser enviado al Centro de Proceso, la otra salida de materia es el gas que abandona el calentador eléctrico EA-400 y que es enviado a la plataforma PCS, de acuerdo con la Tabla 2.3 el flujo másico a la salida del paquete de acondicionamiento  $\dot{m}_s$  es igual con 177.448 kg/min a 26 kg/cm<sup>2</sup> (2550 kPa) y 317 K, si el sistema se considera bajo

estado estacionario entonces el balance de exergía general del sistema se escribe conforme a la Ec. [3.26]:

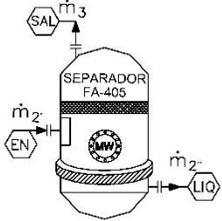
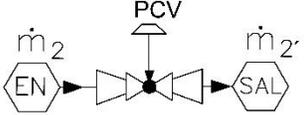
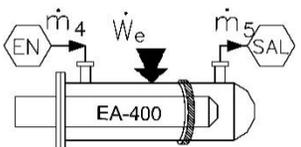
$$\dot{m}_e(e_e) + \dot{W}_e = \dot{m}_s(e_s) + \dot{m}_{s,liq}(e_{s,liq}) + \dot{E}_d \quad [3.26]$$

### 3.3.2 Balance de exergía parcial del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401

Con ayuda del diagrama de la Figura 2.1 así como la base teórica descrita anteriormente el balance de exergía para cada uno de los componentes del paquete de acondicionamiento de gas se presenta en la

Tabla 3.3:

Tabla 3.3. Ecuaciones de balance de materia y exergía de los componentes del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401. Fuente: Elaboración propia.

| Componente<br>Tag   | Diagrama  | BALANCES  |  |
|---|---|---|--|
|   |   | masa  | Exergía  |
| Separador<br>bifásico vertical.<br>FA-405                 |   | $\dot{m}_{2'} = \dot{m}_{2''} + \dot{m}_3$      | $\dot{m}_{2'}e_{2'}$<br>$= \dot{m}_{2''}e_{2''} + \dot{m}_3e_3$<br>$+ E_{d,sep}$ |
| Válvula<br>reguladora de<br>presión.<br>PCV               |  | $\dot{m}_2 = \dot{m}_{2'}$                      | $\dot{m}_2e_2 = \dot{m}_{2'}e_{2'} + E_{d,PCV}$                                  |
| Calentador de gas<br>eléctrico de<br>inmersión.<br>EA-400 |  | $\dot{m}_4 = \dot{m}_5$                         | $\dot{m}_4e_4 + \dot{E}_q$<br>$= \dot{m}_5e_5 + E_{d,cal}$                       |
| Intercambiador.<br>EA-401                                 |   | $\dot{m}_1 + \dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4$ | $\dot{m}_1e_1 + \dot{m}_3e_3$<br>$= \dot{m}_2e_2 + \dot{m}_4e_4 + E_{d,int}$     |

|   |  |                             |  |
|---|--|-----------------------------|--|
|   |  |                             |  |
| <p><b>Válvula controladora de nivel. LC</b></p> |  | $\dot{m}_{2''} = \dot{m}_6$ | $\dot{m}_{2''}e_{2''} = \dot{m}_6e_6 + E_{d,LC}$ |

Las ecuaciones para cada uno de los componentes del acondicionador de gas combustible PA-6401 desglosando la exergía en sus componentes físico, cinético, potencial y químico se escribirían de la siguiente manera:

Para el separador bifásico de gas combustible FA-405, el balance de exergía se escribe como:

$$E_{2'} = E_{2''} + E_3 + E_{d,sep}$$

Lo que a su vez se puede indicar a partir de la Ec. [3.25] como:

$$\dot{m}_{2'}e_{2'} = \dot{m}_{2''}e_{2''} + \dot{m}_3e_3 + E_{d,sep} \tag{3.27}$$

Donde a partir de la Ec. [3.4], sustituyendo las Ecuaciones [3.5] a [3.19] tenemos la siguiente expresión:

$$e_i = \underbrace{(h_i - h_0)}_{\text{Exergía física}} - T_0(s_i - s_0) + \underbrace{\frac{C_i^2}{2}}_{\text{Exergía cinética}} + \underbrace{gz_i}_{\text{Exergía potencial}} - \underbrace{RT_0 \ln x_i^e}_{\text{Exergía química}}$$

Ahora bien, despreciando las exergías potencial y química debido a que en el proceso no ocurren reacciones químicas que sean de nuestro interés  $gz_i = 0$  y  $-RT_0 \ln x_i^e = 0$ , entonces cada término de la Ec. [3.27] se desglosa de la siguiente manera, (ver Tabla 3.4):

Tabla 3.4. Balance de exergía en términos de exergía física y cinética del separador bifásico FA-405. Fuente: Elaboración propia.

| Ecuaciones de balance de exergía en función de masa, exergía, entalpía y entropía del sistema. |  |  |
|--|--|--|
| $E_{2'} =$   | $\dot{m}_{2'} e_{2'} =$                | $\dot{m}_{2'} * \left[ (h_{2'} - h_0) - T_0 (s_{2'} - s_0) + \frac{C_{2'}^2}{2} \right]$     |
| $E_{2''} =$  | $\dot{m}_{2''} e_{2''} =$              | $\dot{m}_{2''} * \left[ (h_{2''} - h_0) - T_0 (s_{2''} - s_0) + \frac{C_{2''}^2}{2} \right]$ |
| $E_3 =$  | $\dot{m}_3 e_3 =$                      | $\dot{m}_3 * \left[ (h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0) + \frac{C_3^2}{2} \right]$                 |
| $E_{d,sep} =$  | <b>EXERGÍA DESTRUIDA EN EL PROCESO</b> |  |

Realizando el mismo procedimiento descrito anteriormente para cada uno de los componentes del paquete de acondicionamiento de gas, las ecuaciones propuestas para el balance de exergía son como siguen, (ver Tabla 3.5,

Tabla 3.6, Tabla 3.7 y

Tabla 3.8):

Tabla 3.5. Balance de exergía en términos de exergía física y cinética de la válvula reguladora de presión PCV. Fuente: Elaboración propia.

| Ecuaciones de balance de exergía en función de masa, exergía, entalpía y entropía del sistema. |  |  |
|--|--|--|
| $E_2 =$  | $\dot{m}_2 e_2 =$                      | $\dot{m}_2 * \left[ (h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0) + \frac{C_2^2}{2} \right]$             |
| $E_{2'} =$   | $\dot{m}_{2'} e_{2'} =$                | $\dot{m}_{2'} * \left[ (h_{2'} - h_0) - T_0 (s_{2'} - s_0) + \frac{C_{2'}^2}{2} \right]$ |
| $E_{d,PCV} =$  | <b>EXERGÍA DESTRUIDA EN EL PROCESO</b> |  |

Tabla 3.6. Balance de exergía en términos de exergía física y cinética del calentador de gas eléctrico EA-400. Fuente: Elaboración propia

| Ecuaciones de balance de exergía en función de masa, exergía, entalpía y entropía del sistema. |  |  |
|--|--|--|
| $E_4 =$  | $\dot{m}_4 e_4 =$                        | $\dot{m}_4 * \left[ (h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0) + \frac{C_4^2}{2} \right]$ |
| $E_q =$  | $\left( 1 - \frac{T_0}{T_j} \right) * Q$ |  |

$$E_5 = \dot{m}_5 e_5 = \dot{m}_5 * \left[ (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) + \frac{C_5^2}{2} \right]$$

$E_{d,cal} =$  EXERGÍA DESTRUIDA EN EL PROCESO

Tabla 3.7. Balance de exergía en términos de exergía física y cinética del intercambiador de calor EA-401. Fuente: Elaboración propia

*Ecuaciones de balance de exergía en función de masa, exergía, entalpía y entropía del sistema.*

$$E_1 = \dot{m}_1 e_1 = \dot{m}_1 * \left[ (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) + \frac{C_1^2}{2} \right]$$

$$E_3 = \dot{m}_3 e_3 = \dot{m}_3 * \left[ (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) + \frac{C_3^2}{2} \right]$$

$$E_2 = \dot{m}_2 e_2 = \dot{m}_2 * \left[ (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) + \frac{C_2^2}{2} \right]$$

$$E_4 = \dot{m}_4 e_4 = \dot{m}_4 * \left[ (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) + \frac{C_4^2}{2} \right]$$

$E_{d,int} =$  EXERGÍA DESTRUIDA EN EL PROCESO

Tabla 3.8. Balance de exergía en términos de exergía física y cinética de la válvula reguladora de nivel LC. Fuente: Elaboración propia.

*Ecuaciones de balance de exergía en función de masa, exergía, entalpía y entropía del sistema.*

$$E_{2''} = \dot{m}_{2''} e_{2''} = \dot{m}_{2''} * \left[ (h_{2''} - h_0) - T_0(s_{2''} - s_0) + \frac{C_{2''}^2}{2} \right]$$

$$E_6 = \dot{m}_6 e_6 = \dot{m}_6 * \left[ (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) + \frac{C_6^2}{2} \right]$$

$E_{d,LC} =$  EXERGÍA DESTRUIDA EN EL PROCESO

### 3.3.3 Datos de proceso, cálculo de exergías del sistema

Para la obtención de los datos de proceso se utilizó el software Aspen Hysys V11® mediante simulación de las condiciones de proceso, los datos de entrada son los presentados en la Tabla 2.2 y Tabla 2.3, que caracterizan la mezcla de trabajo del paquete separador de prueba, los pasos a seguir son los mismos que los desarrollados en el inciso 3.1.3 de la sección anterior. Una vez cargados los componentes principales de la mezcla se cargan los flujos másicos obtenidos en la Tabla 2.2 y Tabla 2.3 de la caracterización de crudo y se seleccionan las unidades del proceso. Se realiza la selección del paquete de propiedades que contiene la ecuación de estado necesaria para el cálculo óptimo de los parámetros del sistema, en este caso se selecciona la ecuación de Peng-Robinson.

### 3.3.4 Valores de exergía obtenidos para el proceso

En la Tabla 3.9 se presentan los valores obtenidos para la mezcla de crudo y gas obtenidos mediante el software Aspen Hysys V11® para las condiciones presentadas en cada uno de las secciones enumeradas de la Figura 2.1:

*Tabla 3.9. Exergía de mezcla de gas dulce de componentes del acondicionador de gas combustible PA-6401. Fuente: Elaboración propia.*

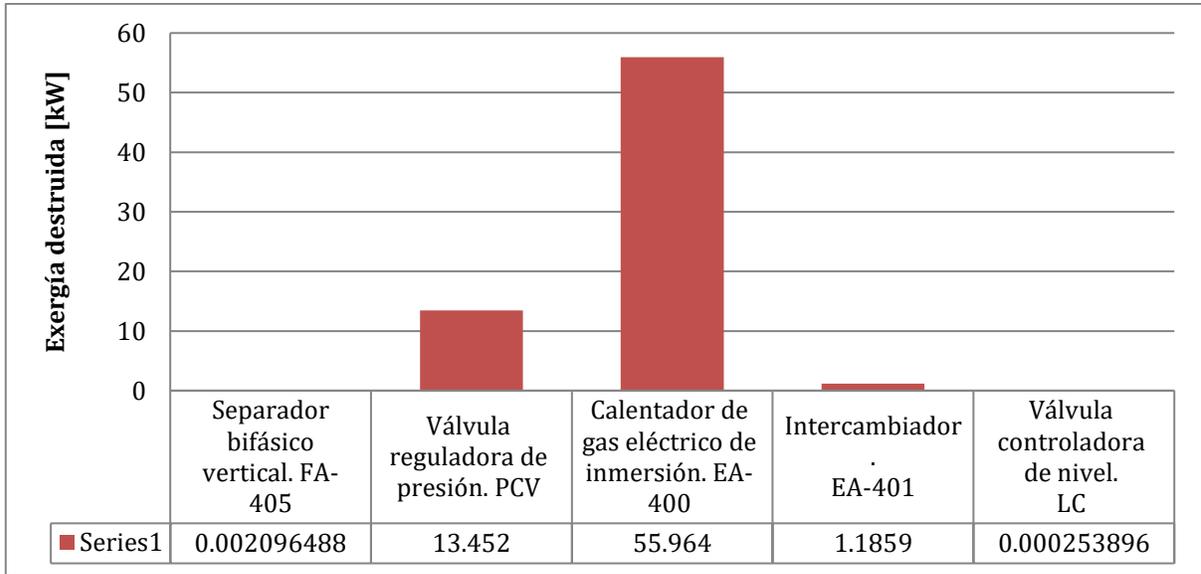
| <b>SECCIÓN</b> | <b>PRESIÓN</b> | <b>TEMPERATURA</b> | <b>EXERGÍA</b> |
|----------------|----------------|--------------------|----------------|
|                | <i>kPa</i>     | <i>K</i>           | <i>kJ/kg</i>   |
| <b>1</b>       | 5884           | 328                | 449.3          |
| <b>2</b>       | 5815           | 309                | 445.1          |
| <b>2'</b>      | 2687           | 289                | 369.1          |
| <b>2''</b>     | 2687           | 289                | 369.1          |
| <b>3</b>       | 2687           | 289                | 369.1          |
| <b>4</b>       | 2618           | 310                | 366.6          |
| <b>5</b>       | 2550           | 317                | 364.6          |
| <b>6</b>       | 1765           | 289                | 324.4          |

### 3.3.5 Resultados del balance de exergía del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401

*Una vez obtenidos los valores necesarios, se realizan los balances parciales de exergía mediante las ecuaciones indicadas en la*

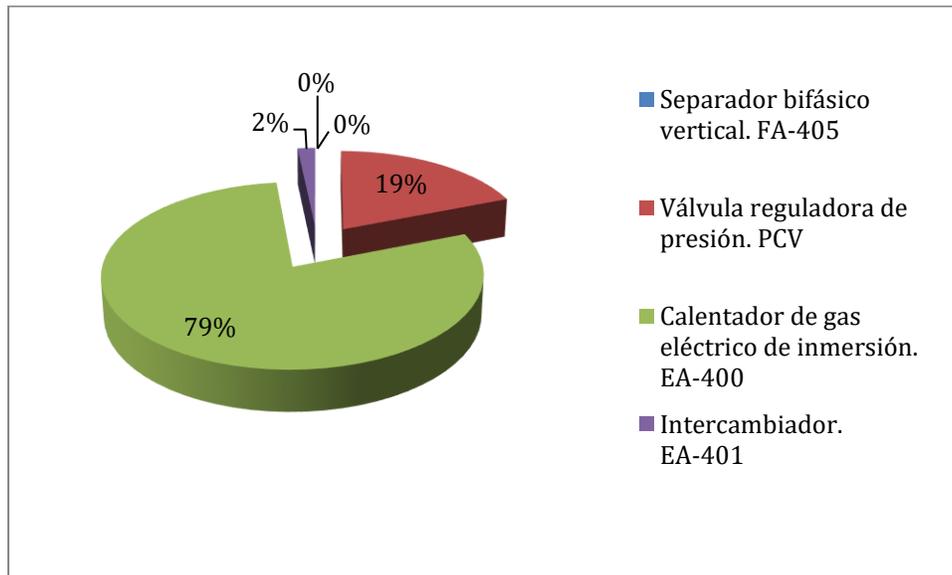
Tabla 3.3 para cada uno de los componentes del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401 los valores muestran que el punto de mayor pérdida de exergía es el calentador de resistencias eléctricas EA-400 con 55.964 kW, en seguida la válvula reguladora de presión PCV con 13.452 kW, estos corresponden aproximadamente al 79 y 19% del total de pérdidas exergéticas en el sistema respectivamente.

Con los datos de la Gráfica 3.3 y Gráfica 3.4 llegamos a una conclusión, los elementos del sistema de acondicionamiento de gas PA-6401 que implican una pérdida de exergía significativa son aquellos que regulan presión (como lo es la PCV) y el calentador eléctrico de resistencias por lo que, definitivamente, se trata de un punto de mejora del proceso.



Gráfica 3.3. Cálculo de exergía destruida dentro del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401, valores netos. Elaboración propia (2020).

La exergía en los demás elementos (separador bifásico, intercambiador de calor y válvula controladora de nivel) son menores al 5% del total de exergía destruida dentro del paquete de acondicionamiento (ver Gráfica 3.4).



Gráfica 3.4. Representación porcentual de destrucción de exergía dentro de los componentes del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401. Elaboración propia (2020).

## 4. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA TERMOSOLAR PARA ACONDICIONAMIENTO DE GAS EN LA INDUSTRIA DEL PETRÓLEO.

La crisis energética debido al uso incontrolable de fuentes fósiles principalmente en la generación de electricidad, ha influido de sobremanera en el calentamiento global, lo mismo que en la degradación de la capa de ozono, o con la presencia de lluvias ácidas que desafortunadamente traen como consecuencia una terrible degradación del ambiente que conlleva a mermar la calidad de vida. Los captadores solares son capaces de transformar la radiación solar en energía térmica, con ello es posible reemplazar el uso de electricidad por lo tanto es posible reducir significativamente la emisión de gases de efecto invernadero hacia la atmósfera. Coadyuvan también hacia un mejor beneficio, que los costos de operación y funcionamiento de los mismos son relativamente bajos con respecto a los sistemas eléctricos y que además son amigables con el ambiente [40].

Los captadores solares térmicos son instrumentos que transforman la radiación proveniente del sol en calor útil para elevar la temperatura de fluidos. En esta transformación se involucran pérdidas que pueden ser por radiación, conducción o convección en todo lo largo de cada parte que compone al captador. Posteriormente, la energía obtenida es transportada mediante un intercambiador de calor al fluido de consumo (puede ser agua, o cualquier otro).

La elección del captador óptimo depende de la temperatura de operación requerida para la aplicación específica y de las condiciones climáticas del lugar de la instalación.

### 4.1 Principio de funcionamiento.

La energía solar representa una de las fuentes de energía renovable más prometedoras, de tal manera que, recientemente se han realizado grandes esfuerzos para su desarrollo y difusión. Es bien conocido que la radiación solar no es constante durante el día, tal problema hace que la eficiencia de los procesos relacionados de absorción, entrega y almacenamiento de energía sea un tema crucial para ser solucionado. Con base en dicha premisa, los captadores solares son los componentes más importantes en cualquier sistema captador de energía solar.

El término *captador solar* hace referencia a un dispositivo que, a través de la absorción de la radiación solar, recoge calor transfiriéndolo a un fluido (heat transfer fluid; HTF) que fluye dentro del mismo. La energía obtenida se utiliza para diferentes propósitos. El HTF puede, de hecho, adaptarse directamente para fines de calefacción [calefacción de espacios o calor

de procesos industriales (industrial process heat; IPH)], puede ser almacenado, utilizado para la producción de electricidad a través de centrales eléctricas adecuadas, entre otros.

Los captadores solares térmicos se pueden clasificar siguiendo diferentes criterios. El más popular consiste en distinguirlos entre captadores con concentración y sin concentración [41]. A través de esta clasificación se pueden definir dos superficies diferentes: el área del captador, que es la que intercepta la radiación solar incidente; y el área absorbente, que es la que absorbe eficazmente la radiación.

Específicamente, un dispositivo de concentración solar recolecta la radiación en el área del captador y la enfoca en un área absorbente pequeña por medio de superficies reflectantes (el área del captador es más ancha que el área absorbente). Esta característica hace que este tipo de captadores sea adecuado para aplicaciones de temperatura media y alta. Por el contrario, las áreas del captador y absorbedor coinciden en el caso de un dispositivo solar sin concentración, resultando en una salida de HTF a una temperatura más baja, por lo que dichos dispositivos son adecuados para aplicaciones de temperatura baja y media. Debemos enfatizar que los dispositivos con concentración pueden únicamente recolectar radiación directa, mientras que los sin concentración pueden utilizar la radiación difusa.

En la Figura 4.1 se muestra una descripción general de los captadores solares térmicos existentes. Los captadores de placa plana (flat-plate collectors; FPCs) y los captadores de tubos al vacío (evacuated tube collectors; ETCs) pertenecen a la familia de los captadores sin concentración. Por otro lado, los dispositivos concentradores necesitan en todos los casos de sistemas de seguimiento solar, son la excepción los concentradores parabólicos compuestos (compound parabolic concentrators; CPCs). Los tipos de captadores con concentración que requieren dispositivos de seguimiento solar son los Fresnel lineales (linear Fresnel collectors; LFCs), captadores de canal cilíndrico (cylindrical trough collectors; CTCs), captadores de canal parabólicos (parabolic trough collectors PTCs) y captadores de reflector de plato parabólico (parabolic dish reflectors; PDRs). Ahora bien, la clasificación propuesta es bastante general, ya que existen varios prototipos no incluidos en las familias consideradas en la Figura 4.1. En la Tabla 4.1 la clasificación se presenta especificando también el tipo de absorbedor, la relación de concentración y el rango de temperatura de trabajo [42]. Se debe tomar en cuenta que, cuanto mayor sea la relación de concentración, mayor será el rango de temperatura.

En general, se pueden identificar tres niveles de temperatura de funcionamiento:

- baja temperatura (<373 K)
- temperatura media (de 373 K a 673 K)
- alta temperatura (> 673 K)

Evidentemente, la aplicación de uno u otro tipo de captador solar térmico depende de la temperatura que alcance su HTF. Los captadores de baja temperatura se emplean

generalmente para aplicaciones de preparación de agua caliente sanitaria (ACS) o calefacción (y refrigeración) de espacios.

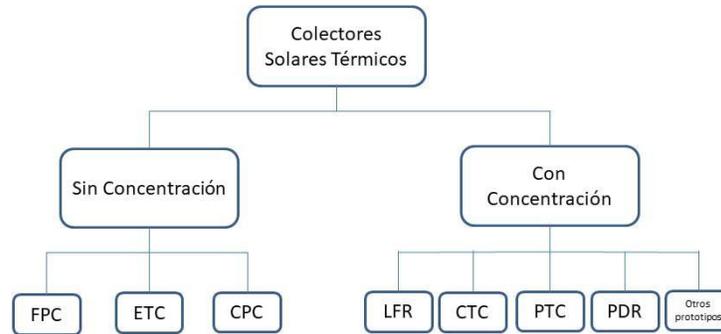


Figura 4.1. Clasificación de dispositivos solares térmicos. Fuente:[41].

Tabla 4.1. Clasificación de dispositivos solares térmicos. Fuente: [41].

| Tipo de Movimiento             | Tipo del captador | Tipo del absorbedor | Relación de concentración | Rango de temperatura |
|--------------------------------|-------------------|---------------------|---------------------------|----------------------|
| <b>Estacionario</b>            | FPC               | Plano               | 1                         | 303–353 K            |
|                                | ETC               |                     | 1                         | 323–473 K            |
|                                | CPC               | Tubular             | 1-5                       | 333–513 K            |
| <b>Seguimiento en un-eje</b>   |                   |                     | 5-15                      | 333–573 K            |
|                                | LFR               |                     | 10-40                     | 333–523 K            |
|                                | CTC               |                     | 15-50                     | 333–573 K            |
|                                | PTC               |                     | 10-85                     | 333–673 K            |
| <b>Seguimiento en dos-ejes</b> | PDR               | Puntual             | 600-2000                  | 373–1773 K           |
|                                | HFC               |                     | 300-1500                  | 423–2273 K           |

Los captadores de temperatura media (de 373 K a 673 K) son comúnmente utilizados para aplicaciones industriales, mientras que los captadores de alta temperatura son normalmente usados para producir electricidad en plantas de energía solar térmica.

Dado el requerimiento de temperatura media del proceso (ver Capítulo 2, Sección 2.1), la selección de los sistemas de captación sin concentración parece ser la adecuada para el proceso de acondicionamiento de gas natural, por esta razón en los siguientes apartados se realiza una breve descripción de los tipos, sus componentes, funcionamiento, modelado, curva de eficiencia y modelado de los análisis térmicos de los ETC, que son la tecnología específicamente seleccionada para el desarrollo de la presente investigación y propuesta de sustitución de sistema tradicional.

#### 4.1.1 Captadores sin concentración.

Los captadores sin concentración son los dispositivos térmicos solares más populares y económicos, en ellos el área del captador es igual a la del receptor, devolviendo una relación de concentración igual a 1. Dichos captadores aprovechan tanto la radiación directa como la difusa y, por tal motivo, el seguimiento suele ser innecesario, por lo tanto, la ausencia de mecanismos de seguimiento solar hace que estos captadores sean más económicos que los de concentración y seguimiento solar (su desventaja es el menor rendimiento).

En la siguiente sección se describen los dispositivos sin concentración más populares, particularmente los FPCs y ETCs porque son solo los de interés para el proyecto que aquí se analiza.

##### 4.1.1.1 Captador solar térmico de placa plana (FPC).

Los FPC tradicionales son los sistemas solares térmicos adoptados más comúnmente y se clasifican como dispositivos de baja temperatura ( $<100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Sin sistema de seguimiento y con un diseño muy simple, dichas características los posicionan como sistemas económicos (ver Figura 4.2).



Figura 4.2. Captador plano selectivo con cubierta antirreflejante. (2021). Fuente: WUNDER ALS® (2021).

Se pueden considerar varias clasificaciones para distinguir los tipos de FPC existentes la más frecuente se basa en el HTF utilizado, que puede ser líquido o aire [41], entre ellos, el diseño externo y los principios de funcionamiento son bastante similares, sin embargo, existen varias diferencias en términos de geometría interna, temperaturas de funcionamiento, fenómenos de transferencia de calor, etc.

Son de nuestro interés únicamente los FPC basados en HTF líquido, por lo que realizaremos una breve descripción de los mismos. En un FPC líquido, el HTF fluye dentro de los tubos (generalmente fabricados en cobre o aluminio) que se sueldan a una placa absorbente. Es importante señalar que la calidad en la manufactura de soldaduras es fundamental para asegurar un buen intercambio de calor por conducción entre la placa y los tubos. Existen dos diseños de FPC diferentes: uno con cabezal y otro en serpentín de tubería.

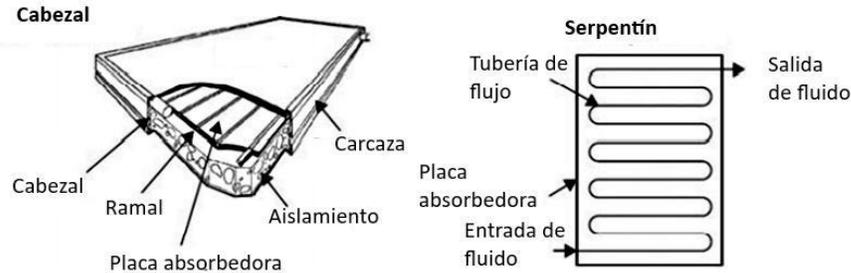


Figura 4.3. Croquis de un FPC [20].

La configuración FPC de cabezal-ramal se muestra en la Figura 4.3 (izquierda), aquí, los flujos de HTF en los ramales están conectados a dos tubos de gran diámetro (cabezales). El diseño de serpentín se muestra en la Figura 4.3 (derecha), donde se puede notar la ausencia de cabezales. En el caso de diseño de cabezal-ramal, la circulación del líquido puede ser tanto natural como forzada (a través de una bomba adecuada). En caso del tipo serpentín y debido a las mayores pérdidas de presión que se producen, solo se puede adaptar la circulación forzada [20]. Los FPC se utilizan normalmente para la producción de ACS<sup>12</sup> o para la calefacción (o refrigeración) de espacios (ver Tabla 4.2). Como se mencionó anteriormente, los FPC son captadores solares sin seguimiento. Por tal motivo, deben estar ubicados en una posición fija durante todo el año, se debe prestar especial atención para poder realizar correctamente su instalación. Específicamente, para obtener la máxima ganancia, el captador debe mirar hacia el ecuador (orientación sur en el hemisferio norte y orientación norte en el hemisferio sur). La pendiente de instalación óptima depende de la latitud. Sin embargo, algunas variaciones deben tomarse en consideración para maximizar las eficiencias estacionales en función de la aplicación considerada [43], [44].

Tabla 4.2. Características principales de FPC típicos. Fuente: [45].

| Parámetro  | Valor                   |
|--|-------------------------|
| Fijación de ramales en la placa absorbedora.   | Embebidos.              |
| Recubrimiento del absorbedor.  | Pintura negra mate.     |
| Cristal.   | Vidrio bajo en hierro.  |
| Modo de eficiencia.  | $\eta v_s(T_i - T_a)/G$ |
| $G_{test}$ : Caudal por unidad de área en condiciones de prueba ( $\text{kg s}^{-1} \text{m}^2$ ). | 0.015                   |

<sup>12</sup> Agua caliente sanitaria.

|  |      |
|--|------|
| $a_0$ : Eficiencia de intercepción.  | 0.79 |
| $a_1$ : Negativo del coeficiente de eficiencia de primer orden ( $W m^{-2} K$ ). | 6.67 |
| $b_0$ : Constante modificadora del ángulo de incidencia.                         | 0.1  |
| Ángulo de pendiente del captador.  | 40°  |

En la Figura 4.3 se muestran los diferentes elementos que componen a los FPCs: (i) cubierta de vidrio; (ii) placa absorbente; (iii) ramales y cabezales (o serpentines); (iv) aislamiento; y (v) cubierta.

#### *Cubierta de vidrio*

Se pueden obtener varios beneficios mecánicos y térmicos instalando dicha cubierta. Primero, aumenta la cantidad de energía solar absorbida por el captador, de hecho, el espacio de aire entre la cubierta de vidrio y la placa absorbente disminuye las pérdidas térmicas del captador debido a la convección del aire. La cubierta de vidrio podría recubrirse en el lado interior con materiales selectivos para reducir las pérdidas de calor por radiación. Es útil para proteger varias partes del captador contra la intemperie (polvo, lluvia, granizo, etc.) extendiendo la vida útil del dispositivo.

#### *Placa absorbente*

La placa absorbente es el componente principal de cualquier FPC. Su función es absorber la radiación solar y convertirla en energía térmica. Los tubos suelen estar soldados a la placa, con el objetivo de transferir la mayor cantidad de calor posible al HTF que fluye en la tubería. El absorbedor, y la soldadura deben realizarse con materiales de alta conductividad.

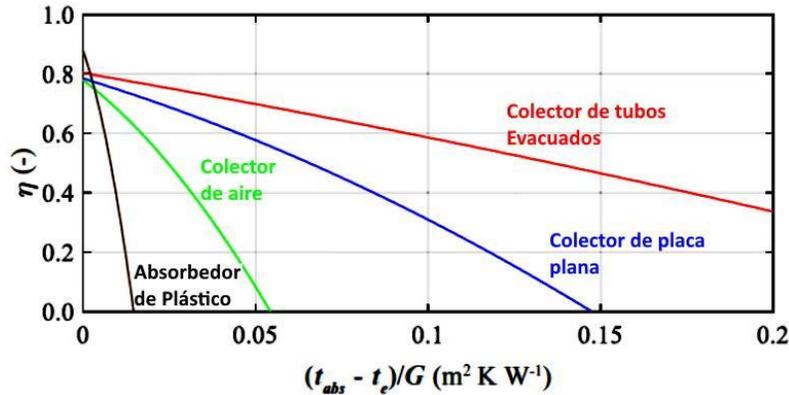
#### *Carcasa y capa de aislamiento térmico.*

La carcasa y la capa de aislamiento térmico tienen dos funciones diferentes. La primera, por lo general se obtiene de aluminio anodizado y debe proteger el captador de posibles daños debidos a la influencia atmosférica o por contactos accidentales. Por otro lado, el aislamiento térmico reduce las pérdidas de calor hacía el entorno de la parte posterior y los bordes del captador.

#### 4.1.1.2 Captador de tubos de vacío (ETC)

Los ETC son dispositivos no concentradores (ver Figura 4.4) y, a diferencia de los FPC, son caracterizados por menores pérdidas térmicas [46] consiguiendo así un mayor rango de temperatura (323 a 473 K). Por lo tanto, estos dispositivos son adecuados tanto para zonas con climas soleados o templados e incluso tienen comportamientos satisfactorios en zonas de clima frío [47], [48]. La diferencia de rendimiento energético entre FPC y ETC se puede observar bien en la Gráfica 4.1 [49].

Dónde las curvas de eficiencia de los captadores sin concentración más populares (incluyendo FPC con absorbedor plástico), son obtenidas mediante las ecuaciones de Hottel-Whillier-Bliss. Es posible notar que la eficiencia de ETC's es mayor que la de los FPC, especialmente cuando existe diferencias de temperatura importante (es decir, cuando se producen mayores pérdidas térmicas por convección). Con el fin de evaluar el diferencial de rendimientos entre ETC y FPC en aplicaciones reales, Ayompe et al. [50] realizaron un estudio comparativo entre FPC y ETC para la preparación de ACS en idénticas condiciones. Las eficiencias resultantes fueron del 46,1% y 60,7% para FPC y ETC, respectivamente [50].



Gráfica 4.1. Curvas de Hottel-Whillier-Bliss para captadores solares de baja y media temperatura. Fuente: [49].

Debido a la mayor eficiencia de los ETC frente a los FPC, en las últimas dos décadas se ha prestado una atención mayor tanto de investigadores como de industrias a estos dispositivos, gracias a su resistencia, a la relativa alta presión de trabajo y las características anticongelantes [51]. De cualquier manera, es importante mencionar que, desde el punto de vista económico, el costo inicial de los ETCs es considerado alto, por tal motivo, se han preferido con frecuencia los FPC. Por otro lado, los FPC se caracterizan por menores eficiencias y mayores costos de mantenimiento frente a ETC [46].

En general, un ETC está hecho de varios tubos de vidrio conectados a un tubo captador común (cabezal), como se muestra en la Figura 4.5. El término "evacuado" sugiere que el aire casi se ha eliminado del cilindro de vidrio (que contiene el absorbedor) para reducir fuertemente las pérdidas de calor por convección al ambiente. Sin embargo, en los últimos años varias mejoras han sido ampliamente investigadas como son nuevas geométricas (ETC de vidrio simple donde el absorbedor se presenta como tubo en forma de U [51]) o nuevos HTF (nanofluidos [52]). En la Tabla 4.3 se muestran las características típicas de ETC.



Figura 4.4. Instalación de captador con tubos al vacío (ETC). (2021). <https://vilssa.com/tubos-solares-de-vacio-energia-solar-termica>

Recientemente, las innovaciones sobre FPC han realizado una mejora creando vacío en el espacio existente entre los absorbedores y la tapa de vidrio (huevo de vacío). Ambas tipologías (tubos de vacío y huevo de vacío) se describirán a continuación.

Tabla 4.3. Características principales de ETC típicos. Fuente: [41].

| Parámetro  | Valor                   |
|--|-------------------------|
| Diámetro del tubo de vidrio.   | 65 mm                   |
| Espesor del vidrio.  | 1.6 mm                  |
| Longitud del captador.   | 1965 mm                 |
| Placa absorbedora.   | Cobre                   |
| Recubrimiento.   | Selectivo               |
| Área del absorbedor para cada captador.  | 0.1 m <sup>2</sup>      |
| Modo de eficiencia.  | $\eta v_s(T_i - T_a)/G$ |
| $G_{test}$ : Caudal por unidad de área en condiciones de prueba (kg s <sup>-1</sup> m <sup>-2</sup> ). | 0.014                   |
| $c_0$ : Eficiencia de intercepción.  | 0.82                    |
| $c_1$ : Negativo del coeficiente de eficiencia de primer orden (W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ).   | 2.19                    |
| $b_0$ : Constante modificadora del ángulo de incidencia.   | 0.2                     |
| Ángulo de pendiente del captador.  | Latitud +5° a 10°       |

Existen dos tipologías de ETC diferentes: heat pipe ETC y ETC de flujo directo.

### Heat Pipe ETC

Los heat pipe representan una de las tecnologías de transferencia de calor pasiva más eficientes [53]. En la Figura 4.5 se muestra un esquema de un heat-pipe-ETC. El dispositivo está compuesto por un tubo exterior de vidrio en el que se obtiene vacío. Un tubo de metal de alta conductividad térmica (heat-pipe, generalmente hecho de cobre) se encuentra a lo largo del eje del cilindro y se asienta en una lámina absorbente. Con el objetivo de reducir las pérdidas por radiación, la superficie del cilindro de vidrio interior está recubierta con un material selectivo para reducir las pérdidas de calor por radiación. Finalmente, el cilindro de metal se conecta a un intercambiador de calor colocado dentro de un cabezal aislado (ver Figura 4.4).

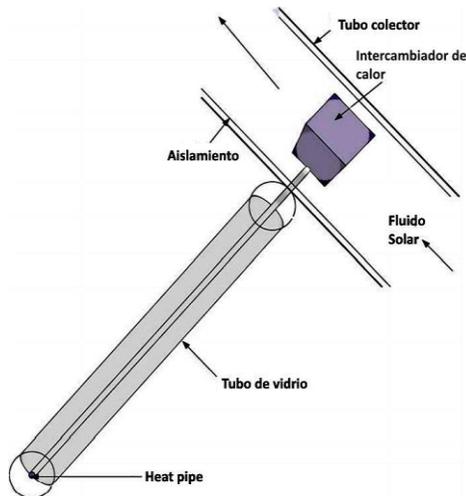


Figura 4.5. Diagrama esquemático de heat pipe-ETC. Fuente: [46].

El tubo interno a vacío se llena con fluido de cambio de fase líquido-vapor (por ejemplo, metanol). El vacío en el cilindro interno no está hecho para reducir pérdidas de calor (como en el caso del cilindro de vidrio externo) sino para permitir que el fluido de cambio de fase se evapore fácilmente. Cuando la radiación solar alcanza el absorbedor, se proporciona calor al líquido dentro del heat-pipe evaporándose y subiendo a través del mismo para alcanzar el intercambiador de calor dentro del captador. En este punto, el HTF (por ejemplo, agua, glicol, etc.) extrae calor del vapor que se condensa volviendo al heat-pipe. Se debe tomar en cuenta que para permitir que el fluido interno se mueva a través del heat-pipe, un ángulo de inclinación mínimo de  $25^\circ$  debe tomarse en cuenta.

#### *ETC de flujo directo*

Los ETC de flujo directo (también denominados ETC de tipo Dewar) se caracterizan por una construcción diferente del cilindro interior. Dentro del cilindro de vidrio se coloca una aleta absorbente plana (o curva) soldada a una tubería de metal (por ejemplo, cobre). Se asegura un espacio adecuado entre el absorbedor y el cilindro de vidrio para evitar pérdidas por conducción. Un boceto de un ETC de flujo directo, con entrada y salida concéntricas, se muestra en la Figura 4.6. Se debe tomar en cuenta que se encuentran disponibles diferentes configuraciones de tubo: (i) flujo coaxial; (ii) entrada y salida separadas; y (iii) dos tubos de vidrio.

Los ETC de flujo directo permiten menores pérdidas de calor con respecto a los heat-pipe-ETCs lo mismo que menores costos iniciales [20], [43], sin embargo, no son recomendables para altas presiones de trabajo [54]. Además, en caso de rotura de un solo tubo, se podría perder todo el líquido del captador.

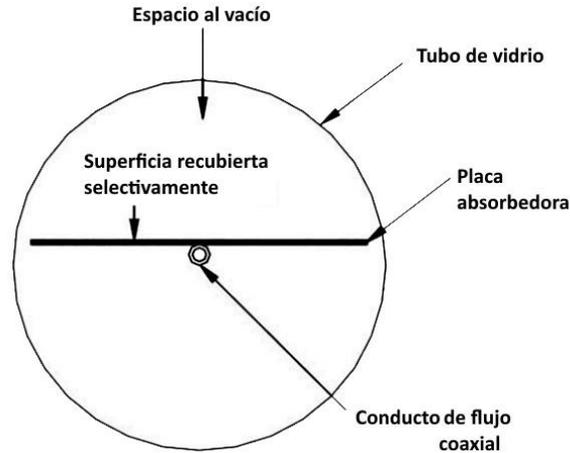


Figura 4.6. Diagrama esquemático de ETC de flujo directo. Fuente: [55].

#### 4.1.2 Modelado de FPC

Para predecir el rendimiento energético de los FPC, se han desarrollado varios modelos matemáticos. Sin embargo, el más aceptado se obtiene siguiendo el enfoque de Hottel-Whillier-Bliss [41]. Dicho modelo, ampliamente adoptado para simular FPC, también se puede adaptar a otras tipologías de captadores solares térmicos.

Se presentan a continuación el conjunto de ecuaciones que modelan tal proceso. Vale la pena señalar que dicho procedimiento de simulación se divide en tres etapas diferentes que consisten en la evaluación de: pérdidas ópticas; pérdidas térmicas; y calor útil.

##### *Pérdidas ópticas del captador*

El primer paso para evaluar el rendimiento del captador solar térmico es calcular su radiación solar efectivamente absorbida. Los resultados dependen estrictamente de la geometría y características ópticas del dispositivo considerado. Generalmente, la radiación solar absorbida es función del coeficiente  $\tau\alpha$ , donde  $\tau$  es la transmitancia<sup>13</sup> de la cubierta de vidrio y  $\alpha$  es la absorbancia<sup>14</sup> de la placa. En la Figura 4.7 se muestra una cubierta de vidrio y su placa absorbente.

<sup>13</sup> La transmitancia, es el flujo de calor, en régimen estacionario, dividido por el área y por la diferencia de temperaturas de los medios situados a cada lado del elemento constructivo considerado, siendo su recíproca la resistencia térmica [72].

<sup>14</sup> La absorbancia es una medida de la radiación que absorbe una sustancia cuando se somete a luz de una determinada longitud de onda [73].

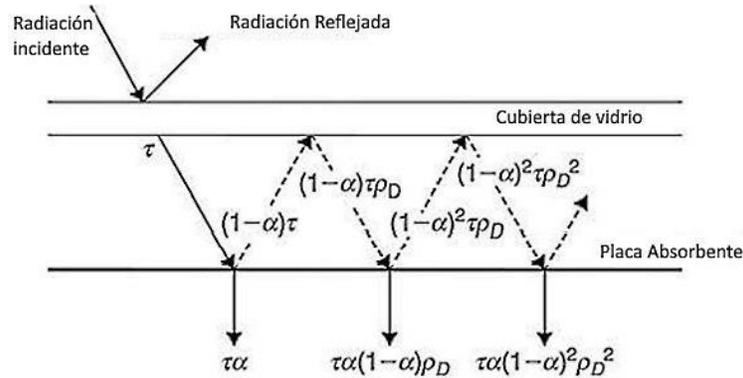


Figura 4.7. FPC radiación incidente, transmisión, reflexiones múltiples y absorción. Fuente: [43].

En la Figura 4.7 se observa que la radiación solar es parcialmente reflejada por la placa absorbente y se refleja de nuevo una vez que incide sobre la cubierta de vidrio. Para la evaluación del coeficiente real ( $\tau\alpha$ ) para reflexiones múltiples [42], se puede considerar la Ec. [4.1]:

$$(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{n=1}^{\infty} [(1 - \alpha)\rho_D]^n = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_D} \quad [4.1]$$

Una forma empírica simplificada de la fórmula es la Ec. [4.2]:

$$(\tau\alpha) = 1.01\tau\alpha \quad [4.2]$$

Tenga en cuenta que el término  $\rho_D$  en la Ec. [4.1], representa la reflectancia<sup>15</sup> de la cubierta de vidrio. Ciertamente, tanto las precisiones mecánicas como las propiedades ópticas de los componentes del captador solar afectarían la eficiencia óptica y, evidentemente, pueden resultar en errores ópticos; incluyendo los errores por especularidad, por la no uniformidad en la pendiente de los espejos (superficie), error en la posición propia del receptor y el error asociado al seguimiento [56].

#### *Pérdidas de energía del captador*

Para evaluar las pérdidas térmicas del captador, es necesario calcular la energía absorbida. Generalmente, estas pérdidas se deben a la parte superior, trasera y los bordes del captador. Por tanto, la ecuación generalizada de las pérdidas térmicas presentada por Duffie y Klein [42], es [4.3]:

<sup>15</sup> Se refiere al valor porcentual de la energía radiante que es reflejada por un material, del total de energía radiante que incide su superficie [74].

$$Q_{p\acute{e}rdida} = U_L \cdot A_C \cdot (T_p - T_a) \text{ donde: } U_L = (U_t + U_e + U_b) \quad [4.3]$$

Donde  $U_L$  representa el coeficiente de pérdida térmica general que es función del área de apertura del captador  $A_C$ ;  $U_t$ ,  $U_b$  y  $U_e$ , son los coeficientes de pérdida superior, inferior y de borde, respectivamente. Es importante mencionar que  $U_b$  y  $U_e$  son fáciles de calcular dado que dependen de factores geométricos y de propiedades físicas del captador únicamente. Por otro lado,  $U_t$  requiere un procedimiento más complejo ya que es función de parámetros térmicos y operativos.  $U_b$  y  $U_e$  pueden evaluarse como se indica en la Ec. [4.4] y la Ec. [4.5]:

$$U_b = \frac{1}{\frac{t_b}{k_b} + \frac{1}{h_{c,b-a}}} \quad [4.4]$$

$$U_e = \frac{1}{\frac{t_e}{k_e} + \frac{1}{h_{c,e-a}}} \quad [4.5]$$

Donde  $t_b$  y  $t_e$  son los espesores del aislamiento de la parte posterior y del borde, respectivamente;  $k_b$  y  $k_e$  son la conductividad del aislamiento de la parte posterior y del borde, respectivamente;  $h_{c,b-a}$  y  $h_{c,e-a}$  son los coeficientes de pérdida térmica por convección al ambiente de la parte posterior y del borde, respectivamente. Se debe tomar en cuenta que los valores típicos de  $U_b$  y  $U_e$  están entre 1.0 y 2.5  $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ . Ahora bien, para la evaluación del coeficiente de pérdidas térmicas por la parte superior del captador, se requiere un procedimiento totalmente diferente. Se debe hipotetizar una condición de estado estacionario, de esta manera es posible suponer que la pérdida térmica de la placa absorbidora a la cubierta de vidrio es igual a la existente de esta última al ambiente. Las pérdidas térmicas desde la placa al vidrio pueden evaluarse como se indica en la Ec. [4.6]:

$$Q_{t,placa \text{ absorbidora a cubierta de vidrio}} = A_c h_{c,p-g} (T_p - T_a) + \frac{A_c \sigma (T_p^4 - T_g^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_p}\right) + \left(\frac{1}{\varepsilon_g}\right) - 1} \quad [4.6]$$

Aquí,  $A_c$  representa el área del captador solar,  $\varepsilon_p$  y  $\varepsilon_g$  son las emitancias<sup>16</sup> de la placa y el vidrio respectivamente y  $h_{c,p-g}$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa absorbente y la cubierta de vidrio. Este último depende de varios factores geométricos y de la pendiente del captador. Específicamente, para ángulos de inclinación del captador de hasta 60 ° es posible hacer referencia a la correlación dada por Hollands et al.,

<sup>16</sup>La emitancia es una propiedad de la superficie que determina la cantidad de radiación que emite un objeto a una temperatura determinada en comparación con un cuerpo negro a la misma temperatura [75].

mientras que en el caso de los captadores verticales es posible utilizar la propuesta por Shewen et al [57].

Considerando, la Ec. [4.6], es posible linealizarla como sigue (ver Ec. [4.7]):

$$h_{r,p-g} = \frac{\sigma(T_p + T_g)(T_p^2 + T_g^2)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_p}\right) + \left(\frac{1}{\varepsilon_g}\right) - 1} \quad [4.7]$$

De tal forma que se obtiene la siguiente forma de la Ec. [4.6]:

$$\begin{aligned} Q_{t,placa\ absorbidora\ a\ cubierta\ de\ vidrio} &= A_c(h_{c,p-g} + h_{r,p-g})(T_p - T_g) \\ &= \frac{T_p - T_g}{R_{p-g}} \end{aligned} \quad [4.8]$$

Del mismo modo, es posible evaluar la pérdida térmica de la cubierta de vidrio al ambiente como se indica en la Ec. [4.9]:

$$Q_{t,cubierta\ de\ vidrio\ al\ ambiente} = A_c(h_{c,g-a} + h_{r,g-a})(T_g - T_a) = \frac{T_g - T_a}{R_{g-a}} \quad [4.9]$$

Por lo tanto, se obtiene la Ec. [4.10] para evaluar las pérdidas térmicas desde la parte superior del captador:

$$\dot{Q}_t = \frac{T_p - T_a}{R_t} = U_t A_c (T_p - T) \quad [4.10]$$

De esta manera se explica el término  $U_t$ . Es importante mencionar que se requiere un procedimiento iterativo para poder evaluarlo.

#### 4.1.2.1 Potencia térmica útil del captador solar térmico.

Una vez evaluadas las pérdidas térmicas y ópticas, es posible calcular la potencia térmica útil del captador (que se puede utilizar también para calcular la eficiencia energética del mismo) mediante la Ec. [4.11]:

$$\dot{Q}_u = A_c[G_t(\tau\alpha) - U_L(T_p - T_a)] = \dot{m}c_p[T_o - T_i] \quad [4.11]$$

donde  $G_t(\tau\alpha)$  representa la radiación solar absorbida real,  $U_L$  representa el coeficiente de pérdida térmica general (ver Ec. [4.3]),  $\dot{m}$  es el caudal de fluido y  $T_o$  y  $T_i$  son las temperaturas del fluido de entrada y salida, respectivamente.

Para usar tal ecuación, se requiere un procedimiento iterativo, el calor útil está vinculado a la temperatura de salida (que a su vez está relacionada con la eficiencia del sistema y, por tanto, con la energía útil). Para simplificar este procedimiento de evaluación, es posible calcular la potencia térmica útil en función de la temperatura de entrada en lugar de la de salida por el factor de eliminación de calor  $F_R$ . Dicho parámetro representa la relación entre la ganancia de potencia térmica útil real y la potencia térmica que se obtendría si la superficie absorbente del captador se pudiera considerar a la temperatura local del fluido (ver Ec. [4.12]):

$$F_R = \frac{\dot{Q}_u}{A_c[G_t(\tau\alpha) - U_L(T_i - T_a)]} \quad [4.12]$$

siendo  $F_R$  función de las características geométricas del sistema. Este se calcula de forma diferente para las configuraciones de captador con serpentín y captador con cabezal-ramal. En el caso de la configuración del cabezal-ramal, el factor de eliminación de calor se puede calcular de acuerdo con la Ec. [4.13]:

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p}{A_c U_L} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{U_L F' A_c}{\dot{m}c_p}\right) \right] \quad [4.13]$$

aquí, todos los términos se conocen excepto  $F'$ , llamado "*factor de eficiencia del captador*". Este término, dependiendo de los parámetros geométricos del captador y las condiciones de flujo, se puede evaluar según la Ec. [4.14]:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left\{ \frac{1}{U_L [D + (W - D)F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right\}} \quad [4.14]$$

donde,  $D$  y  $D_i$  son los diámetros externo e interno de los ramales,  $W$  representa la distancia entre los cabezales,  $C_b$  es la conductancia del vínculo [20] y  $h_{fi}$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección debido al flujo interno dentro de los ramales.  $F$  es el factor de eficiencia de la aleta, el cual es una función de las propiedades geométricas y térmicas del captador [20].

Una vez calculada la  $F_R$ , es posible evaluar el valor de la potencia térmica útil del captador y su eficiencia relacionada, conforme a la Ec. [4.15] y [4.16]:

$$\dot{Q}_u = A_c F_R [G_t(\tau\alpha) - U_L(T_i - T_a)] \quad [4.15]$$

$$\eta = F_R \left[ (\tau\alpha) - \frac{U_L(T_i - T_a)}{G_t} \right] \quad [4.16]$$

### 4.1.3 Modelado de ETC

De la misma manera que los FPC, para los ETC se pueden seguir varios enfoques para simular su desempeño. Sin embargo, el conjunto de ecuaciones de Hottel-Whillier-Bliss [41] también se puede utilizar para ETC adoptando nuevas ecuaciones para la evaluación de las pérdidas térmicas del captador y del factor de eliminación de calor,  $F_R$ . De manera similar a los FPC, la potencia térmica útil de los ETC puede calcularse mediante la Ec. [4.15], [58]:

$$\dot{Q}_u = A_c F_R [G_t - U_L(T_m - T_a)] \quad [4.17]$$

La ecuación resultante para la evaluación de la eficiencia es la Ec. [4.18]:

$$\eta = \eta_0 IAM_b + \eta_0 IAM_d - c_1 \frac{(T_m - T_a)}{G} - c_2 \frac{(T_m - T_a)^2}{G} - c_3 u \frac{(T_m - T_a)}{G} + c_4 \frac{(E_L - \sigma T_a^4)}{G} - c_6 \frac{1}{G} \frac{dT_m}{dT} - K_d u \quad [4.18]$$

donde:  $\eta_0$ ,  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$ ,  $c_4$ ,  $c_6$  y  $K_d$  son coeficientes evaluados experimentalmente que caracterizan cada captador solar térmico y son proporcionados por los fabricantes con certificación solar Keymark,  $IAM_b$  e  $IAM_d$  son el modificador de ángulo de incidencia para la radiación solar directa y difusa, respectivamente;  $u$  es la velocidad del viento;  $E_L$  es la emitancia del frente del captador solar (es decir, el vidrio es el frente para captadores vidriados, mientras que el absorbedor será el frente en caso de captadores sin vidriar);  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann.

En la Tabla 4.4, se describen los valores típicos para captadores sin concentración.

Tabla 4.4. Características típicas de captadores sin concentración (SC, sin concentración; FPC captador de placa plana; ETC, captador de tubos evacuados; TVP, captador de brecha evacuada. Fuente:[41].

| Tipo | Tecnología | $\eta_{0,b}$ (-) | $c_1$<br>(W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ) | $c_2$<br>(W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ) | $c_3$<br>(J m <sup>-3</sup> K <sup>-1</sup> ) | $c_4$ (-) | $c_6$<br>(s m <sup>-1</sup> ) | $K_d$ (-) |
|------|------------|------------------|---|---|---|-----------|-------------------------------|-----------|
| NC   | EPC        | 0.764            | 3.953   | 0.0080  | -   | -         | -                             | -         |
| NC   | ETC        | 0.541            | 0.930   | 0.0033  | -   | -         | -                             | -         |
| NC   | TVP        | 0.737            | 0.504   | 0.0060  | 0.000   | 0.000     | 0.000                         | 0.957     |

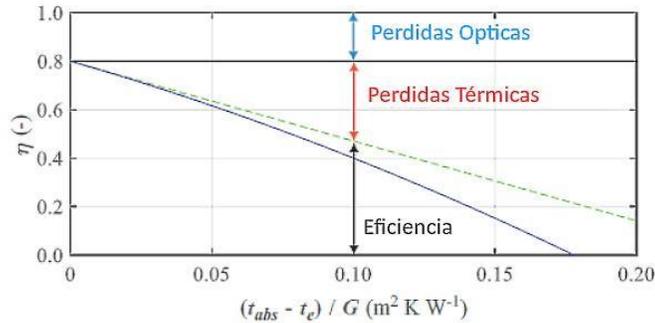
### Modificador del ángulo de incidencia

El concepto de un modificador de ángulo de incidencia (llamado  $IAM$  o  $K_{\tau\alpha}$ ) es útil para describir los datos de prueba del captador. En ese contexto  $K_{\tau\alpha}$  se define para cada flujo de radiación solar como la relación del producto de transmitancia-absortancia en algún ángulo con el producto de transmitancia-absortancia a incidencia normal [42]. Por ejemplo, para la radiación directa el modificador del ángulo de incidencia se puede definir como la relación  $\frac{\tau\alpha_b}{\tau\alpha_n}$ .

#### 4.1.4 Curva de eficiencia de los captadores solares.

Dentro de la clasificación mencionada en la Tabla 4.1, los niveles térmicos son función de la eficiencia general del captador considerado, para cualquiera de ellos se deben tener en consideración dos tipos de eficiencias: óptica y térmica. La eficiencia óptica representa la tasa de energía que llega al absorbedor del total de la energía que recibe al captador. Básicamente, representa el límite más alto de la eficiencia global del captador y es función únicamente de parámetros geométricos y ópticos. Por otro lado, la eficiencia térmica depende de las características físicas y termodinámicas del captador seleccionado. Cuanto menor sean las pérdidas térmicas del captador, mayor es su eficiencia térmica.

Un ejemplo genérico de eficiencia óptica y térmica se muestra en la Gráfica 4.2 para un FPC, en este caso las pérdidas ópticas son función de los parámetros geométricos y ópticos únicamente, estas no se ven afectadas por los niveles de temperatura, mientras que las pérdidas térmicas aumentan proporcionalmente al diferencial de temperatura.



Gráfica 4.2. Perdas ópticas y térmicas para un concentrador FPC. Fuente: [41].

#### 4.1.5 Temperatura de estancamiento

Se entiende como **temperatura de estancamiento** aquel punto de la curva de rendimiento del captador en que la eficiencia se hace nula, es decir, cuando dicha curva corta el eje x (ver Gráfica 4.1). Esto constantemente ocurre cuando no hay flujo a través del captador, lo que provoca un incremento de la temperatura dada su exposición a la radiación sin eliminación de calor, hasta el punto en que la energía que entra equivale a las pérdidas del captador.

Cuando ocurre tal fenómeno es producida una ebullición dentro del captador y ocurre una expansión del sistema que puede ocasionar ciertas fallas en los distintos componentes. Mientras menor sea la inercia térmica (el volumen interno) del captador, es más fácil que el sistema alcance este valor.

#### 4.1.6 Aplicaciones de captadores solares

Los captadores solares se han utilizado en una variedad de aplicaciones. En la Tabla 4.5 se enumeran las tecnologías más importantes en uso junto con el tipo de captador que se puede utilizar en cada caso.

Tabla 4.5. Aplicaciones de energía solar y tipo de captadores utilizados. Fuente: [20].

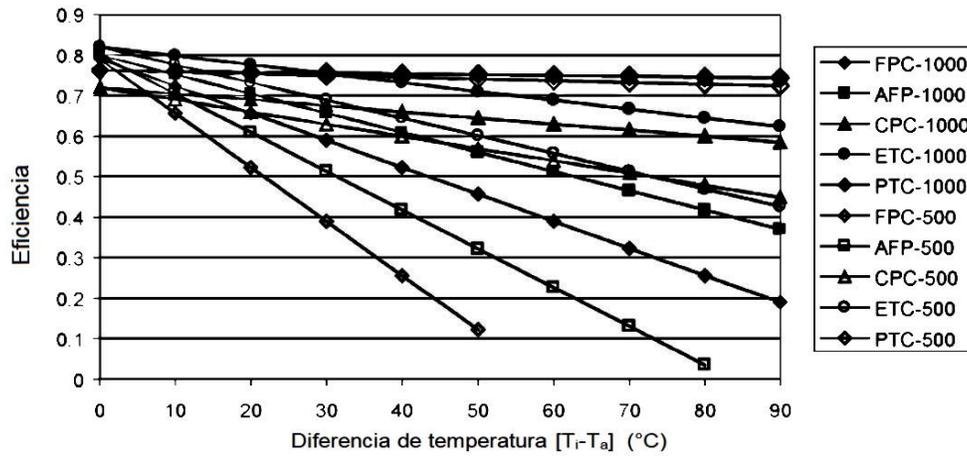
| Aplicación  | Sistema | Captador      |
|---|---------|---------------|
| <i>Calentamiento de agua solar.</i>                   |         |               |
| Sistema de termosifón.                                | Pasivo  | FPC           |
| Almacenamiento con captador integrado.                | Pasivo  | CPC           |
| Circulación directa.                                  | Activo  | FPC, CPC, ETC |
| Sistema de calentamiento de agua indirecto.           | Activo  | FPC, CPC, ETC |
| Sistema de aire.                                      | Activo  | FPC.          |
| <i>Calefacción y refrigeración de espacios.</i>       |         |               |
| Calefacción de espacios y agua caliente de servicios. | Activo  | FPC, CPC, ETC |
| Sistema de aire.                                      | Activo  | FPC           |
| Sistema de agua.                                      | Activo  | FPC, CPC, ETC |
| Sistema de bomba de calor.                            | Activo  | FPC, CPC, ETC |
| Sistema de absorción.                                 | Activo  | FPC, CPC, ETC |
| Enfriamiento por adsorción (desecante).               | Activo  | FPC, CPC, ETC |
| Sistemas mecánicos.                                   | Activo  | PDR           |
| <i>Refrigeración solar.</i>                           |         |               |
| Unidades de adsorción.                                | Activo  | FPC, CPC, ETC |
| Unidades de absorción.                                | Activo  | FPC, CPC, ETC |
| <i>Calor de procesos industriales.</i>                |         |               |
| Sistemas industriales de agua y aire.                 | Activo  | FPC, CPC, ETC |
| Sistemas de generación de vapor.                      | Activo  | PTC, LFR      |
| <i>Desalación solar.</i>                              |         |               |
| Alambiques solares.                                   | Pasivo  | -             |
| Flash multietapas (MSF).                              | Activo  | FPC, CPC, ETC |
| Ebullición de efecto múltiple (MEB).                  | Activo  | FPC, CPC, ETC |
| Compresión de vapor (VC).                             | Activo  | FPC, CPC, ETC |
| <i>Sistemas de energía solar térmica.</i>             |         |               |
| Sistemas captadores cilíndrico-parabólicos.           | Activo  | PTC           |
| Sistemas de torres parabólicos.                       | Activo  | HFC           |
| Sistemas de platos parabólicos.                       | Activo  | PDR           |

|                                   |        |                      |
|-----------------------------------|--------|----------------------|
| <b>Hornos solares.</b>            | Activo | <b>HFC, PDR</b>      |
| <b>Sistemas de química solar.</b> | Activo | <b>CPC, PTC, LFR</b> |

4.1.7 Comparación de eficiencias entre diferentes captadores.

Kalogirou et al. [59], realiza una comparación de eficiencias de varios captadores a niveles de radiación de 500 y 1000  $Wm^{-2}$ . Dicho análisis se muestra en la Gráfica 4.3 donde 5 tipos de captadores representativos fueron considerados:

- Captador de placa plana (FPC).
- Captador de placa plana de última generación (“Advanced flat-plate collector” AFP). En este tipo de captadores los ramales son soldados ultrasónicamente a la placa absorbadora, la cual también es galvanizada con un revestimiento de cromo selectivo.
- CPC estacionario orientado en su eje mayor en una dirección este-oeste.
- Captador de tubos evacuados (ETC).
- Canal parabólico (PTC) con seguimiento este-oeste.



Gráfica 4.3. Comparación de eficiencia de varios captadores a dos niveles de radiación 500 y 1000  $Wm^{-2}$ . Fuente: [20].

Como se muestra en la Gráfica 4.3 a mayor nivel de irradiancia, se da una mayor eficiencia y los captadores de mayor rendimiento como el CPC, ETC y PTC conservan un alto valor de eficiencia incluso a diferenciales de temperatura altos. De acuerdo con Kalogirou et al. [59], los niveles de radiación examinados se consideran globales para todos los tipos de captadores excepto el PTC cuyos valores de radiación son considerados como radiación directa. Otro dato importante es que, en los captadores concentradores, las pérdidas de calor son inversamente proporcionales a la relación de concentración. De tal modo que se observa una pequeña pendiente en la curva de rendimiento. De esta manera la eficiencia de dichos captadores sigue siendo alta con valores  $\Delta T$  altos.

#### 4.1.8 Modelado de análisis térmico del ETC.

El dimensionamiento adecuado de los componentes de un sistema solar es un problema complejo que incluye variables predecibles (como es la selección del captador y las características de rendimiento de los componentes) e impredecibles (por ejemplo, los datos meteorológicos). El modelado informático de sistemas térmicos presenta muchas ventajas, como son las siguientes [60]:

1. Elimina los gastos de construcción de prototipos.
2. Los sistemas complejos se organizan de forma comprensible.
3. Proporcionan un conocimiento profundo del funcionamiento del sistema y de las interacciones de sus componentes.
4. Es posible optimizar los componentes del sistema.
5. Es posible estimar la cantidad de energía suministrada por el sistema.
6. Proporciona las variaciones de temperatura del sistema.
7. Estima la eficiencia por los cambios en las variables de diseño del sistema usando las mismas condiciones climáticas.

El paso inicial en el modelado del sistema es la construcción de la estructura que se utilizará para representarlo. Es evidente que no existe una única forma de representar un sistema, debido a que la forma en que se representa el sistema interfiere en un enfoque de modelado específico, la posibilidad de usar diferentes alternativas de estructuras debe dejarse abierta mientras se realiza el modelado con el enfoque deseado. La estructura que representa al sistema no debe ser confundido con el sistema real. Dicho modelado siempre será una copia imperfecta de la realidad. Sin embargo, desarrollar una estructura del sistema y la estructura en sí, fomentará la comprensión del sistema real. Al desarrollar una estructura para representar un sistema se deben establecer en primera instancia las fronteras consistentes con el problema que está siendo analizado. Esto se logra especificando qué elementos, procesos y efectos son internos y externos al sistema.

Los métodos de análisis simplificados tienen ventajas como velocidad en cómputo, bajo costo, respuesta rápida (que es especialmente importante durante las fases de diseño iterativo), son fáciles de usar por personas con poca experiencia técnica. Las desventajas son poca flexibilidad para la optimización del diseño, falta de control sobre supuestos de operación y una selección limitada de sistemas que se pueden analizar. Por lo tanto, si las características de carga, configuración o aplicación del sistema bajo consideración no son estándar, es posible que se requiera una simulación por computadora detallada para lograr los resultados precisos. Existen softwares comerciales como son TRNSYS<sup>®</sup>, WATSUN<sup>®</sup>, Polysun<sup>®</sup>, F-Chart<sup>®</sup>, así como redes neuronales artificiales aplicadas al modelado y predicción del comportamiento de sistemas de energía solar.

## 4.2 Ubicación y datos generales del campo Abkatún.

El primer paso para realizar el análisis térmico, es conocer las condiciones de irradiación, para ello se debe conocer la ubicación exacta del sitio. En el trabajo que aquí se presenta se consideró el campo A-0001-2M - Campo Abkatún que se localiza 130 Km al Noreste (NE) del puerto de Dos Bocas, Tabasco y a 65 Km al Noroeste (NW) de Ciudad el Carmen, Campeche, con colindancia al Sur con la Asignaciones A-0151-M-Campo Homol y A-0184-M-Campo Kuil; al Este colinda con la Asignación A-0053-M-Campo Caan; al Oeste con las Asignaciones A-0245-M-Campo Onel, A-0042-M-Campo Batab, A-0278-M-Campo Poi y A-0089-M-Campo Chuc; al Noroeste con las Asignaciones A-0160-M-Campo Ixtal y A-0324-M-Campo Taratunich (ver Figura 4.8).

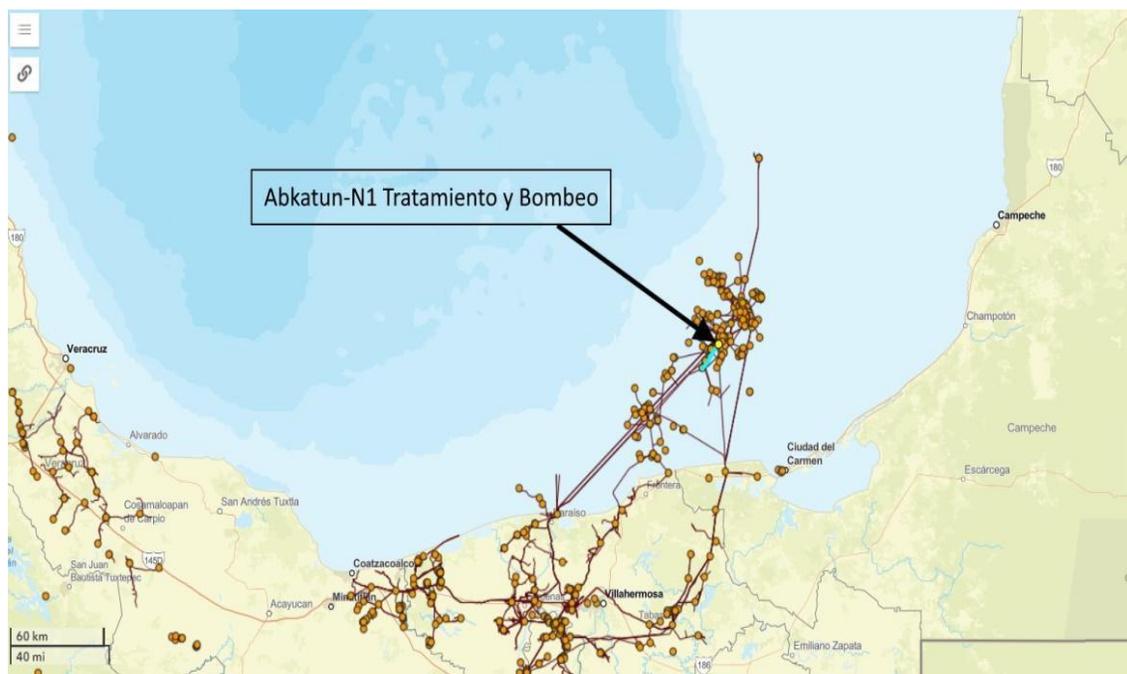


Figura 4.8. Ubicación de plataforma Abkatun-N1 tratamiento y bombeo. (2021). <https://mapa.hidrocarburos.gob.mx/>

### 4.2.1 Parámetros climáticos e irradiación solar.

Los datos para caracterizar el clima e irradiación solar de la zona se obtuvieron a partir de la DAV (Power Data Access Viewer) una plataforma desarrollada por la NASA<sup>17</sup>, la cual, a través de su programa de investigación en Ciencias de la Tierra, ha apoyado durante mucho tiempo los sistemas de satélites y la investigación que proporciona datos importantes para el estudio del clima y sus procesos.

Estos datos incluyen estimaciones promediadas a largo plazo de cantidades meteorológicas y flujos de energía solar superficial. Además, los valores medios diarios de los datos meteorológicos y solares se proporcionan en un formato que implica una serie de tiempo. Se ha demostrado que estos datos basados en modelos y satélites son lo suficientemente precisos como para proporcionar fiabilidad en temas de recursos solares y meteorológicos en regiones donde las mediciones de superficie son escasas o inexistentes.

Para fomentar el uso de datos solares y meteorológicos globales, el Programa de Ciencias Aplicadas de la División de Ciencias de la Tierra de la NASA apoya el desarrollo de conjuntos de datos fáciles de usar formulados específicamente para comunidades de usuarios designadas y el acceso a estos datos a través de una web fácil de usar a través de un portal basado en un mapa.

A partir del dictamen técnico de la modificación al plan de desarrollo para la extracción de hidrocarburos de la asignación A-0001-2M- Campo Abkatún publicado en el Diario Oficial de la Federación (en adelante, DOF) el 5 de enero de 2017 [29], se obtienen los datos de ubicación del polígono que conforma dicho campo, en la

Tabla 4.6 se muestran las características principales de la asignación, mientras que en la

Tabla 4.7 se muestran las coordenadas del polígono que conforma la asignación.

*Tabla 4.6. Datos generales de la asignación A-0001-2M- Campo Abkatún. Fuente: (Comisión Nacional de Hidrocarburos con datos de la Asignación y con información proporcionada por PEP, 2021).*

|   | <b>Descripción</b>                        |
|---|---|
| <b>Nombre</b>   | A-0001-2M - Campo Abkatún                 |
| <b>Estado y municipio</b>                                   | Aguas Territoriales del Golfo de México   |
| <b>Área de Asignación</b>                                   | 286.156 Km <sup>2</sup>                   |
| <b>Fecha de emisión del título de asignación modificado</b> | 21 de mayo de 2019                        |
| <b>Vigencia</b>   | 20 años a partir del 13 de agosto de 2014 |

<sup>17</sup>La Administración Nacional de Aeronáutica y el Espacio, NASA (en inglés, National Aeronautics and Space Administration) es una agencia creada por el gobierno estadounidense y se responsabiliza de la investigación aeroespacial, aeronáutica, así como los programas espaciales civiles.

|                                    |                             |
|------------------------------------|-----------------------------|
| <b>Tipo de Asignación</b>          | Extracción de Hidrocarburos |
| <b>Profundidad para extracción</b> | 3 100 m                     |

Tabla 4.7. Vértices de la Asignación - Polígono A'. Fuente: (Fuente, Comisión Nacional de Hidrocarburos con información del título de asignación).

| Vértice | longitud Oeste | longitud Norte |
|---------|----------------|----------------|
| 1       | 92° 13'30"     | 19° 22' 00"    |
| 2       | 92° 13'30"     | 19° 21' 30"    |
| 3       | 92° 12' 30"    | 19° 21' 30"    |
| 4       | 92° 12' 30"    | 19 ° 20' 30"   |
| 5       | 92° 15' 00"    | 19 ° 20' 30"   |
| 6       | 92° 15' 00"    | 19 ° 22' 00"   |

En la Figura 4.9 se muestran los vértices del campo de asignación, con un área aproximada de 286 km<sup>2</sup> frente a las costas de Tabasco y Campeche.

Dada la ubicación del polígono de la

Tabla 4.7, en la Gráfica 4.4 se muestran los valores máximos y mínimos de irradiación mensual para un periodo de 4 años para el vértice 1 del polígono de la asignación del campo Abkatún.

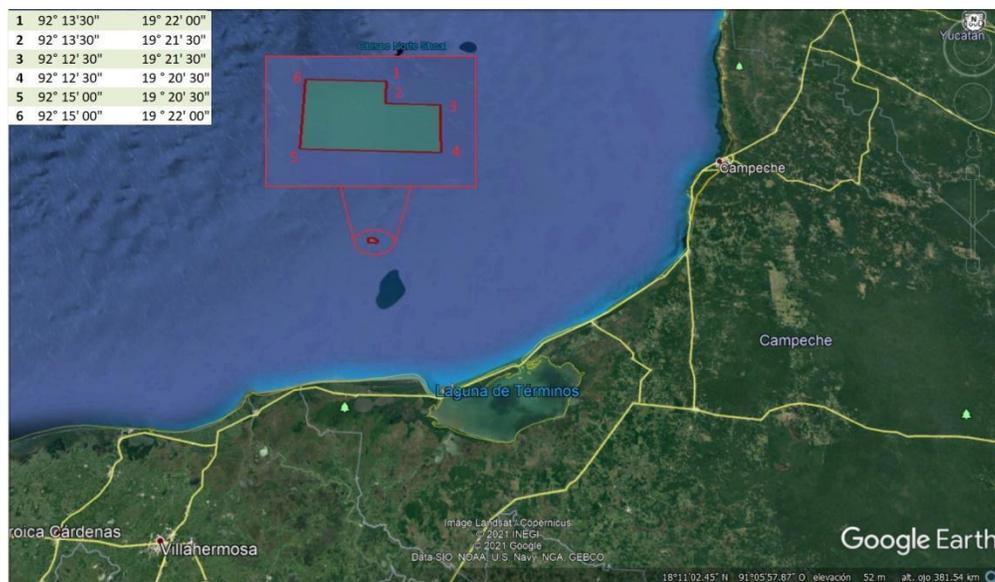
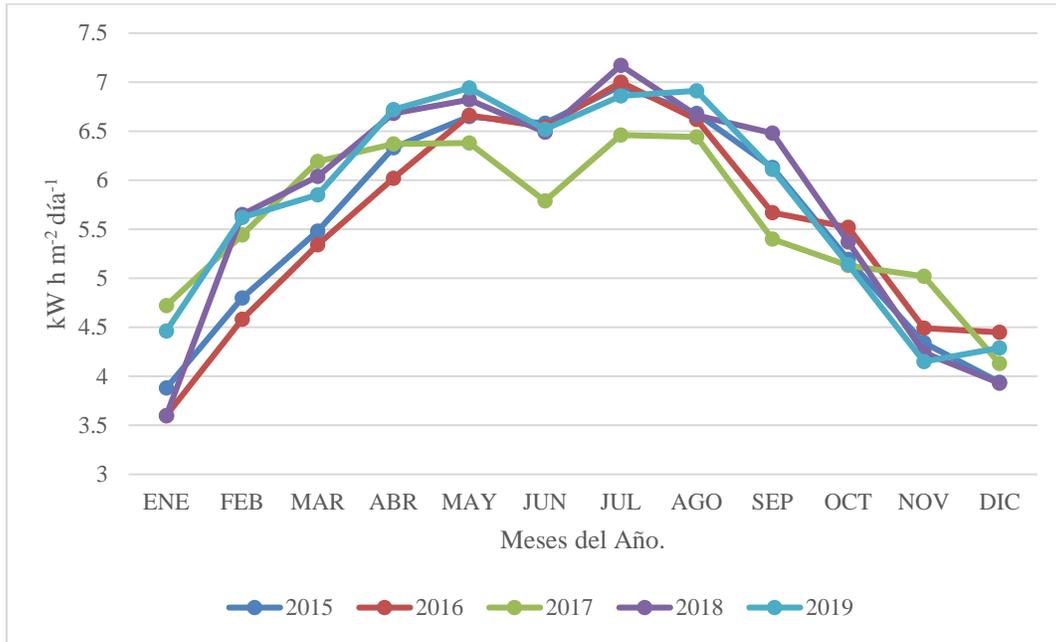


Figura 4.9. Ubicación de polígono de asignación A-0001-2M - Campo Abkatún. Fuente: Elaboración propia.

Mientras que en la

Tabla 4.8 se muestra un promedio mensual y anual de los valores obtenidos para cada uno de los vértices del polígono. De tal manera que se obtienen 4 valores de irradiación que se utilizarán en los cálculos del sistema propuesto.



Gráfica 4.4. Irradiación global mensual sobre superficie horizontal para el vértice 1 de la Asignación A-0001-2M - Campo Abkatún. Fuente: DAV-NASA. 2021.

Tabla 4.8. Ponderación de irradiación [kWh m-2 d-1] global diaria sobre superficie horizontal para los 6 vértices mostrados de la Asignación A-0001-2M - Campo Abkatún. Fuente: DAV-NASA. 2021.

| AÑO              | ENE   | FEB   | MAR  | ABR   | MAY  | JUN   | JUL  | AGO   | SEP   | OCT  | NOV   | DIC   | PROMEDIO ANUAL |
|------------------|-------|-------|------|-------|------|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|----------------|
| 2015             | 3.88  | 4.8   | 5.48 | 6.33  | 6.65 | 6.58  | 6.96 | 6.68  | 6.13  | 5.19 | 4.34  | 3.94  | 5.58           |
| 2016             | 3.6   | 4.58  | 5.34 | 6.02  | 6.66 | 6.54  | 7    | 6.62  | 5.67  | 5.52 | 4.49  | 4.45  | 5.54           |
| 2017             | 4.72  | 5.44  | 6.19 | 6.37  | 6.38 | 5.79  | 6.46 | 6.44  | 5.4   | 5.13 | 5.02  | 4.13  | 5.62           |
| 2018             | 3.6   | 5.65  | 6.04 | 6.68  | 6.82 | 6.49  | 7.17 | 6.66  | 6.48  | 5.37 | 4.24  | 3.93  | 5.76           |
| 2019             | 4.46  | 5.62  | 5.85 | 6.72  | 6.94 | 6.52  | 6.86 | 6.91  | 6.11  | 5.14 | 4.15  | 4.29  | 5.80           |
| PROMEDIO MENSUAL | 4.052 | 5.218 | 5.78 | 6.424 | 6.69 | 6.384 | 6.89 | 6.662 | 5.958 | 5.27 | 4.448 | 4.148 |                |

Los valores máximos y mínimos correspondientes a  $6.89$  y  $4.052 \text{ kWhm}^{-2}\text{d}^{-1}$  estimados en la ponderación de todos los valores, así como  $7.17$  y  $3.6 \text{ kWhm}^{-2}\text{d}^{-1}$  como valores de irradiación diaria máxima y mínima medida en el mes de julio de 2018 y enero de 2016 respectivamente como condiciones atípicas.

### 4.3 Diagrama de bloques y flujo del proceso.

En el diagrama de la Figura 4.10 se muestran las operaciones requeridas para cada una de las etapas del proceso, es especialmente útil comprender la secuencia de éstas para la selección y cálculo del sistema requerido.

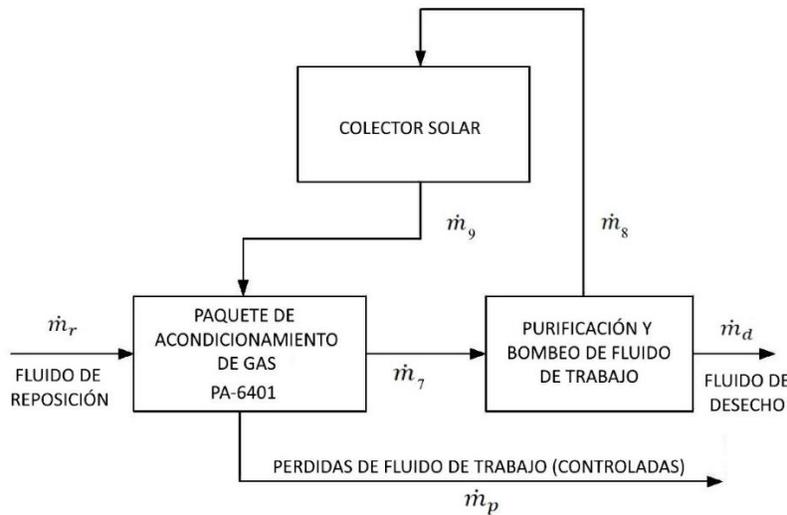


Figura 4.10. Diagrama de bloques del proceso. Fuente: Elaboración propia.

Los sistemas requeridos de acuerdo al bloque de proceso, son: una sección para bombeo y purificación del fluido de trabajo que es alimentado al paquete de acondicionamiento de gas mediante la corriente  $\dot{m}_9$  al abandonar el captador solar, encargado de la limpieza y recirculación del fluido de trabajo, son consideradas también una corriente de reposición de fluido, así como una corriente de pérdida de fluido por control de sobrepresión en el sistema (entre otras causas). Así mismo dentro del PA-6401, se deberá instalar un intercambiador de calor para transferir el calor útil al sistema, dichos elementos se calcularán posteriormente.

Específicamente, en el diagrama del flujo del proceso mostrado en la Figura 4.11 el fluido de reposición es alimentado al paquete de acondicionamiento de gas PA-6401 (corriente 1) a una temperatura ambiente, esta alimentación se realiza para reponer el fluido que se pierde. El sistema cuenta con 2 salidas de fluido controladas por válvulas independientes (V-2 y V-3), la primera se realiza por medio de una toma directa al acondicionador de gas (corriente

2) y la segunda es usada únicamente para el mantenimiento del sistema (corriente 3), estas corrientes se hacen pasar por una bomba (P-101) en la cual se aumenta la presión hasta la requerida (corriente 4) para luego limpiar el fluido de impurezas, suciedad o arena por medio de un filtro (F-101) que es controlado por las válvulas (V-4 y V-5), otra válvula (V-7) ubicada junto a la entrada del filtro (corriente 5) controla el drenado del fluido el cual se realiza únicamente para mantenimiento del sistema.

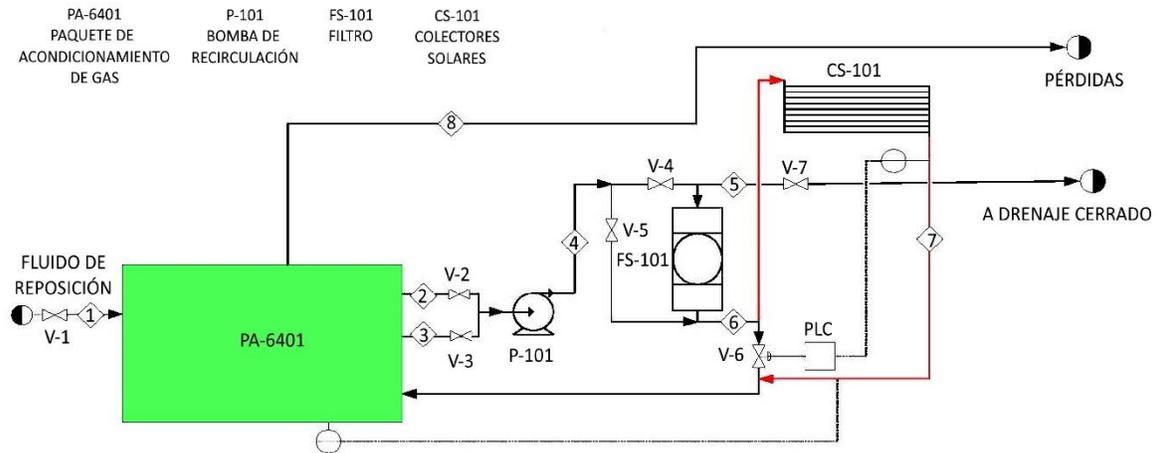


Figura 4.11. Diagrama de flujo del proceso. Fuente: Elaboración propia.

El fluido sale del filtro (corriente 6) dirigiéndose a los captadores solares (E-101) en los que se incrementa su temperatura hasta el nivel requerido (corriente 7) este flujo es regulado por una válvula de control automático (V-6) que se cierra cuando está en funcionamiento un sistema de respaldo en el PA-6401 o se abre durante la operación normal del sistema. El fluido sale de los captadores (corriente 7) y es retornado al paquete de acondicionamiento de gas por medio de una entrada en el calentador de gas.

#### 4.4 Cálculo de captador solar de tubos evacuados.

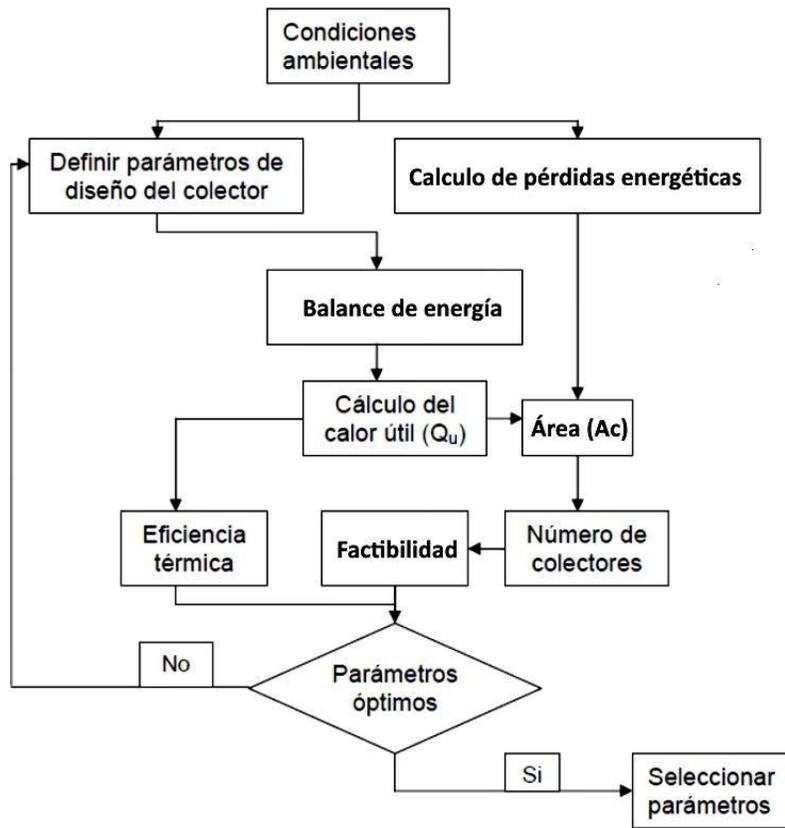
En este numeral se presenta las ecuaciones utilizadas para la selección del captador solar que satisfaga los requerimientos del sistema.

Bajo las siguientes consideraciones:

- El sistema se encuentra en estado estacionario.
- El cambio en la energía potencial y cinética es despreciable.

- La temperatura del absorbedor es constante. Considerando que se seleccionó un material de alta conductividad, las pérdidas por conducción se consideran cero.

Para el diseño de los captadores solares se aplicó un algoritmo desarrollado en EXCEL con base en la sección 4.1.3 y 4.1.4 que describe el cálculo de ETC. Este algoritmo arroja el número de captadores necesarios para satisfacer los requerimientos energéticos ( $Q_{gas}$ ) a partir de valores proporcionados por el fabricante de ETC como son diámetro interior, diámetro exterior, absorptancia, emitancia, etc.



El primer paso es definir las condiciones ambientales necesarias para trabajar con las ecuaciones que a lo largo del desarrollo del presente trabajo se han indicado; las condiciones ambientales se enumeran más no se limitan a: temperatura, velocidad del viento, irradiancia, presión, entre otras, todas estas variables fueron obtenidas de fuentes confiables mediante reportes meteorológicos, plataforma de datos, documentos técnicos de Pemex entre otros.

Al continuar con el desarrollo del algoritmo, se deben definir los parámetros de diseño del captador, esto implica conocer la cantidad de potencia calorífica requerida para el proceso (ver sección 4.4), se realiza una preselección del sistema, es de gran valor la información técnica de diseño que indique las características o parámetros requeridos en el presente

trabajo, ya que existe gran cantidad de información en el mercado pero que difícilmente cumple con los requisitos mínimos necesarios en el presente trabajo para el cálculo del sistema (ver sección 4.5.5).

Los parámetros que se establecen en el paso anterior son requeridos para desarrollar los cálculos del balance de energía y el cálculo de las pérdidas energéticas en la sección 4.5, cada una de estas secciones nos ayudará a determinar i) la potencia calorífica requerida por el sistema termosolar para satisfacer la demanda de potencia calorífica del proceso de acondicionamiento de gas, es decir, el cálculo del calor útil y ii) calcular el área requerida en función del ETC considerado para el proceso resultando en una cantidad específica de captadores, este último dato nos permitirá conocer el área bruta requerida para la instalación del sistema a partir de datos de la ficha técnica del fabricante seleccionado.

Al valorar los parámetros de eficiencia (a partir del cálculo de energía útil) y área disponible para la instalación del sistema (a partir del cálculo de número de captadores), se podrá determinar la factibilidad o no del sistema, evaluar si dicho sistema es óptimo o no, de serlo, se seleccionan los parámetros y sistema calculado, en caso contrario se inicia con la selección de parámetros de diseño y se desarrollan todos los pasos del algoritmo previamente descritos hasta encontrar el sistema óptimo.

#### 4.5 Balance de energía de un tubo evacuado

Bajo el criterio de estado estacionario, un balance de energía que indica la distribución de la energía solar incidente convertida en energía útil, pérdidas térmicas y pérdidas ópticas describe el rendimiento de un tubo de evacuado [61]. La radiación solar absorbida por el ETC  $\dot{Q}_{abs}$  por hora es igual a multiplicar la radiación solar incidente directa  $I_{dn}$ , por el área de apertura del absorbedor  $A_a$  y la eficiencia óptica  $\eta_{opt}$  como se muestra en la Ec. [4.19].

$$\dot{Q}_{abs} = A_a \eta_{opt} I_{dn} \quad [4.19]$$

La pérdida térmica del ETC hacia el entorno se calcula mediante ecuaciones de transferencia de calor. La energía útil de salida de un tubo evacuado  $\dot{Q}_u$  es entonces la diferencia entre la radiación solar absorbida y la pérdida térmica  $\dot{Q}_{pérdida}$  como se muestra en la Ec. [4.20]. La cual representa una ecuación de tasa de energía en  $W$ , mientras que  $I_{dn}$  se expresa en  $\frac{W}{m^2}$ .

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_{pérdida-térmica} \quad [4.20]$$

La radiación solar es absorbida por el tubo de borosilicato (tubo de vidrio exterior) y por el tubo absorbedor (tubo de vidrio interior con recubrimiento selectivo), esto se representa en la Figura 4.12 y Tabla 4.9 y su valor puede ser calculado mediante la Ec. [4.21], [61].

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{Q}_{6,SolAbs} + \dot{Q}_{3,SolAbs} \tag{4.21}$$

Dónde:

$\dot{Q}_{abs}$  es la radiación solar absorbida (W).

$\dot{Q}_{6,SolAbs}$  es la radiación solar absorbida por el tubo de vidrio exterior (W).

$\dot{Q}_{3,SolAbs}$  es la radiación solar absorbida por el tubo absorbedor o interior (W).

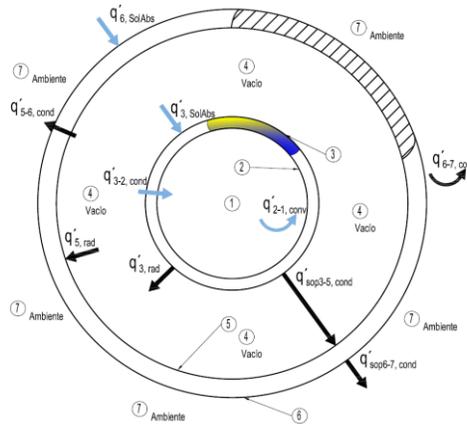


Figura 4.12. Componentes de energía en un tubo evacuado. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 4.9. Definición de las superficies del ETC. Fuente: Elaboración propia.

| Índice | Superficie                   | Índice | Superficie                            |
|--------|------------------------------|--------|---------------------------------------|
| 1      | Fluido de trabajo            | 5      | Pared interna de tubo de borosilicato |
| 2      | Pared interna del absorbedor | 6      | Pared externa de tubo de borosilicato |
| 3      | Pared externa del absorbedor | 7      | Ambiente.                             |
| 4      | Vacío                        |        |                                       |

La pérdida de energía de la envoltura de vidrio es el resultado del fenómeno de convección y radiación desde la superficie del vidrio exterior hasta el ambiente y se calcula mediante la Ec. [4.22].

$$\dot{Q}_{pérdida-térmica} = \dot{Q}_{6-7,conv} + \dot{Q}_{6-7,rad} \tag{4.22}$$

Dónde:

$\dot{Q}_{6-7,conv}$  es la transferencia de calor por convección desde el exterior del tubo (W).

$\dot{Q}_{6-7,rad}$  es la transferencia de calor por radiación desde el exterior del tubo (W).

Para la superficie exterior del vidrio la ganancia de calor por radiación solar y conducción por el interior del tubo es igual a la pérdida de calor de la superficie exterior del tubo al ambiente por medio de convección y radiación [62], de tal manera que:

$$\dot{Q}_{6,SolAbs} + \dot{Q}_{5-6,cond} = \dot{Q}_{6-7,conv} + \dot{Q}_{6-7,rad} \quad [4.23]$$

Dónde:  $\dot{Q}_{5-6,cond}$  es la transferencia de calor por conducción a través del vidrio exterior (W).

Por otro lado, para la superficie interna del vidrio (tubo de borosilicato), el calor de ingreso se obtiene desde la superficie externa del absorbedor por radiación y ésta es igual a la pérdida de calor por conducción a través del vidrio, ver Ec. [4.24].

$$\dot{Q}_{3-5,rad} = \dot{Q}_{5-6,cond} \quad [4.24]$$

Dónde:  $\dot{Q}_{3-5,cond}$  es la transferencia de calor por radiación a través del espacio vacío entre el tubo exterior e interior (W).

Para la superficie exterior del absorbedor, el calor obtenido proviene directamente de la energía solar, afectada por la transmitancia del vidrio de borosilicato y es igual al calor transferido por medio de radiación y conducción [79].

$$\dot{Q}_{3,SolAbs} = \dot{Q}_{3-5,rad} + \dot{Q}_{3-2,cond} \quad [4.25]$$

Finalmente, el calor conducido al absorbedor es igual al calor transferido por convección del absorbedor al fluido caloportador.

$$\dot{Q}_{3-2,cond} = \dot{Q}_{2-1,conv} \quad [4.26]$$

Dónde:  $\dot{Q}_{2-1,conv}$  es la transferencia de calor por convección al fluido (W).

En la Tabla 4.10 se muestra la definición de los flujos de calor que incluye la forma y ruta en que es transferido dicho flujo, de tal manera que se ilustren de mejor manera las Ecuaciones [4.21] a [4.26].

#### 4.5.1 Cálculo teórico de las pérdidas térmicas de un tubo evacuado

El calor en un ETC se pierde en la superficie exterior del tubo de vidrio, tanto por radiación como por convección [63] y desde el absorbedor a la superficie interior del tubo de borosilicato solo por radiación (ver Figura 4.12) debido a que las pérdidas por convección y conducción son prácticamente eliminadas gracias al vacío creado entre estas dos superficies (alrededor de  $5 \times 10^{-3} Pa$ ).

Tabla 4.10. Definición de flujos de calor en el ETC. Fuente: Elaboración propia.

| Flujo de calor<br>[W]   | Modo de transferencia<br>de calor | Ruta de transferencia de calor                 |  |
|-------------------------|-----------------------------------|--|--|
|                         |                                   | De   | Hacia  |
| $\dot{Q}_{2-1,conv}$    | Convección                        | Superficie interna del<br>absorbedor           | Fluido de trabajo  |
| $\dot{Q}_{3-2,cond}$    | Conducción                        | Superficie externa del<br>absorbedor           | Superficie interna del absorbedor                        |
| $\dot{Q}_{sop3-5,cond}$ | Conducción                        | Superficie externa del<br>absorbedor           | Superficie interna del tubo de<br>vidrio de Borosilicato |
| $\dot{Q}_{3,SolAbs}$    | Absorción de<br>irradiancia solar | Irradiación solar incidente                    | Superficie externa del absorbedor                        |
| $\dot{Q}_{3-5,rad}$     | Radiación                         | Superficie externa del<br>absorbedor           | Superficie interna del tubo de<br>borosilicato           |
| $\dot{Q}_{5-6,cond}$    | Conducción                        | Superficie interna del tubo<br>de borosilicato | Superficie externa del tubo de<br>borosilicato           |
| $\dot{Q}_{6,SolAbs}$    | Absorción de<br>irradiancia solar | Irradiación solar incidente                    | Superficie externa del tubo de<br>borosilicato           |
| $\dot{Q}_{sop6-7,cond}$ | Conducción                        | Superficie externa del tubo<br>de borosilicato | Ambiente   |
| $\dot{Q}_{6-7,conv}$    | Convección                        | Superficie externa del tubo<br>de borosilicato | Ambiente   |
| $\dot{Q}_{6-7,rad}$     | Radiación                         | Superficie externa del tubo<br>de borosilicato | Ambiente   |

Existe una pequeña cantidad de calor que se pierde la cual que va desde las paredes de los tubos de vidrio hacia la estructura de soporte, sin embargo, esta cantidad de calor  $\dot{Q}_{sop3-5,cond}$  y  $\dot{Q}_{sop6-7,cond}$  se desprecia, bajo esta premisa, la pérdida de calor por cada tubo está dada por la Ec. [4.27] (ver [65]):

$$\dot{Q}_{pérdida-tubo} = U_L A_{abs} (T_{abs} - T_a) \quad [4.27]$$

Dónde:

$U_L$  es el coeficiente total de pérdida de calor del tubo absorbedor ( W/m<sup>2</sup>K).

$A_{abs}$  es el área del absorbedor (m<sup>2</sup>).

$T_{abs}$  es la temperatura de la superficie del absorbedor (K).

$T_a$  es la temperatura del ambiente (K).

La resistencia térmica es una propiedad de los materiales y una medida de la diferencia de temperatura mediante la cual un objeto o material se opone al flujo de calor. El empleo de resistencias térmicas permite dar solución de manera simple a sistemas de transferencia de calor de media o alta complejidad [64]. El coeficiente de pérdida de calor  $U_L$  se calcula a partir de la resistencia térmica que existe entre el tubo absorbedor y el tubo exterior y entre este último y el entorno (ver Figura 4.13 y Ec. [4.28]) de tal modo que [63]:

$$U_L = \left\{ \frac{1}{h_{rad,te} + h_{wp}} + \frac{1}{h_{rad,abs}} \right\}^{-1} \quad [4.28]$$

Dónde:

$h_{rad,te}$  es el coeficiente de transferencia de calor por radiación del tubo de vidrio exterior.

$h_{wp}$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección ajustado del tubo de vidrio exterior.

$h_{rad,abs}$  es el coeficiente de transferencia de calor por radiación del tubo absorbedor.

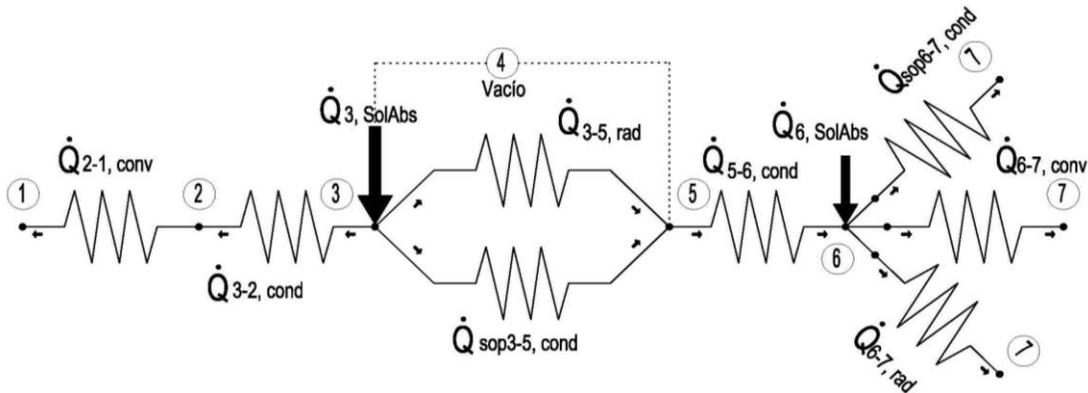


Figura 4.13. Modelo de resistencia térmica para el ETC. Fuente: Elaboración propia.

#### 4.5.2 Radiación desde el exterior del tubo de vidrio (Borosilicato)

La pérdida radiativa de la superficie exterior del tubo de vidrio se explica por el intercambio de radiación con el cielo a temperatura  $T_c$ . Para simplificar esta se referencia a la temperatura

del aire en el ambiente  $T_a$ , así que el coeficiente de transferencia de calor desde la superficie externa del tubo de vidrio puede ser escrita conforme a la Ec. [4.29], (ver [65]):

$$h_{rad,te} = \varepsilon_{te} \sigma \frac{T_{te}^4 - T_c^4}{T_{te} - T_a} \quad [4.29]$$

Dónde:

$\varepsilon_{te}$  es la emitancia del tubo exterior igual con 0.92 (ver Tabla 4.12).

$\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann ( $5.6697 \times 10^{-8}$ )  $W m^{-2} K^{-4}$ .

$T_{te}$  es la temperatura del tubo de vidrio externo, K.

$T_a$  es la temperatura ambiente, K.

$T_c$  es la temperatura del cielo equivalente en función de la temperatura ambiente del aire, K.

Swinbank [42] relaciona la temperatura del cielo equivalente con la temperatura ambiente del aire mediante la Ec. [4.30]:

$$T_c = 0.0552 T_a^{1.5} \quad [4.30]$$

La superficie radiativa de cada tubo de vidrio exterior es igual a su área, de hecho, una gran sección de cada tubo de vidrio se enfrenta al tubo de vidrio vecino o a la estructura de soporte debajo, asumiendo que esas superficies a los lados y detrás del cilindro se encuentran a la misma temperatura el calor es irradiado solo del frente. Por lo tanto, el área de radiación del valor calculado  $h_{rad,te}$ , es el producto del diámetro del tubo exterior de vidrio por su longitud ( $D_{te}L$ ) [66]. Para referenciar la pérdida a la ecuación del absorbedor [83] se multiplica por  $\frac{(D_{te}L)}{A_{abs}}$  (ver Tabla 4.12, para identificar las variables a usarse en las ecuaciones).

#### 4.5.3 Convección en el tubo de vidrio exterior (Borosilicato)

El coeficiente de transferencia de calor por convección ajustado  $h_{wp}$  de la superficie exterior del tubo de vidrio se aproxima por el coeficiente de transferencia de calor alrededor del tubo de vidrio exterior. Es importante saber que la expresión para  $h_w$  se ha determinado experimentalmente por Holman [67] para un tubo. Para el caso de transferencia de calor por convección natural se usa la Ec. [4.31]:

$$h_w = 5.7 + 3.8v_v \quad [4.31]$$

Dónde:

$h_w$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección alrededor del tubo de vidrio exterior.

$v_v$  es la velocidad del viento ( $m\ s^{-1}$ ).

El valor de  $h_w$  representa la pérdida por unidad de área de la superficie del tubo de vidrio exterior. Para ser consistentes, todas las pérdidas se deben referenciar al área del absorbedor neta  $A_{abs}$ . Así que  $h_w$  se multiplica por  $\frac{A_{te}}{A_{abs}}$  antes de combinar las pérdidas por radiación, el coeficiente de pérdidas por viento ajustado [66] se calcula conforme la Ec. [4.32]:

$$h_{wp} = \frac{A_{te}}{A_{abs}} \times 0.6xh_w \quad [4.32]$$

#### 4.5.4 Radiación desde el absorbedor al tubo de vidrio exterior

El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre el tubo absorbente y el tubo de vidrio exterior [66] se puede escribir conforme la Ec. [4.33]:

$$h_{rad,abs} = \varepsilon_{abs-te} \sigma \frac{T_{abs}^4 - T_{te}^4}{T_{abs} - T_{te}} \quad [4.33]$$

Dónde  $\varepsilon_{abs-te}$  es la emitancia efectiva entre el tubo de vidrio absorbente (tubo interior) y el tubo de vidrio exterior, el valor de  $\varepsilon_{abs}$  es igual con 0.6 (ver Tabla 4.12) por la Ec. [4.34]:

$$\varepsilon_{abs-te} = \left\{ \frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{A_{abs}}{A_{te}} \left( \frac{1}{A_{te}} - 1 \right) \right\}^{-1} \quad [4.34]$$

El coeficiente de pérdida de calor general se puede obtener combinando las ecuaciones [4.29], [4.33] y [4.34].

La temperatura del vidrio  $T_{te}$  se puede encontrar observando que la pérdida de calor del absorbedor al tubo de vidrio exterior es la misma que del absorbedor a los alrededores, por lo tanto se expresa conforme la Ec. [4.35]:

$$T_{te} = T_{abs} - \frac{U_L(T_{abs} - T_a)}{h_{rad,abs}} \quad [4.35]$$

El procedimiento consiste en adivinar una temperatura para el tubo de vidrio exterior a partir de la cual  $h_{rad,abs}$  y  $h_{rad,te}$  son calculadas. Con estos coeficientes de transferencia de calor y  $h_{wp}$ , el coeficiente de pérdida de calor general  $U_L$  se calcula a partir de la Ec. [4.28]. Estos resultados se utilizan luego para calcular  $T_{te}$  a partir de la Ec. [4.35]. Si  $T_{te}$  es muy cercano a la suposición inicial, no se requieren más cálculos. De lo contrario, se utiliza el  $T_{te}$  actual y se repite el procedimiento.

#### 4.5.5 Características de tubo evacuado comercial marca SunMaxx Solar®

Los captadores solares de tubos de vacío (ETC) se encuentran entre los más eficientes, fiables y rentables captadores en el mercado actual. Hay muchos tipos de ellos para elegir, lo que los hace extremadamente versátiles en las aplicaciones para las que se pueden utilizar. Esto también ayuda a dimensionar los sistemas que se pueden crear y a ayudar con la factibilidad del sistema termosolar en general.

SunMaxx Solar® ofrece la línea más completa de captadores solares de tubo de vacío, con modelos diseñados y probados para cumplir con las necesidades de cualquier sistema de agua caliente solar, de cualquier tamaño, en casi cualquier lugar. Es también de suma importancia contar con el reporte de los parámetros de diseño del captador, mientras que con otros fabricantes la información es escasa o deficiente, SunMaxx Solar® facilita la información técnica requerida para el desarrollo del proceso.

Los tubos evacuados SunMaxx Solar® trabajan bajo el principio del recubrimiento selectivo absorbente del tubo de vacío para recolectar la energía solar, algunas de sus características técnicas que pueden ser localizadas en hojas comerciales y fichas técnicas son: se trata de tubos dobles al alto vacío de vidrio boro-silicio, concéntricos con el mismo espaciamiento al vacío entre ellos que alcanza  $5 \times 10^{-3}$  Pa con un recubrimiento de material selectivo absorbente AL/N/AL, reportan también una alta eficiencia de absorción ya que los coeficientes de absorción del recubrimiento selectivo es  $>0.94$  mientras que su emitancia es  $<0.07$ .

En relación al tiempo útil de vida pueden alcanzar los 15 años son capaces también de soportar el impacto de granizo de menos de 25 mm de diámetro (las cuales son condiciones estándar en el mercado).

Comercialmente existen dos modelos con las especificaciones de diámetro y longitud que se muestran en la Tabla 4.11.

*Tabla 4.11. Especificaciones de tubos evacuados SunMaxx Solar®. Recuperado de: [Http://https://www.sunmaxxsolar.com](http://https://www.sunmaxxsolar.com) (2021).*

| MODELO | ESPECIFICACIÓN    |                         |              |
|--------|-------------------|-------------------------|--------------|
|        | CANTIDAD DE TUBOS | DIÁMETRO (EXT-INT) (mm) | LONGITUD (m) |
| VDF-20 | 20                | 37-34.5                 | 1.5          |
| VDF-30 | 30                | 37-34.5                 | 1.8          |

Las características principales de los ETC, se muestran en la Tabla 4.12 (para mayor información, refiérase a la ficha técnica en los anexos del presente trabajo).

Tabla 4.12. Especificaciones ópticas y físicas de tubos evacuados SunMaxx Solar®. Recuperado de: [Http://https://www.sunmaxxsolar.com](http://https://www.sunmaxxsolar.com) (2021).

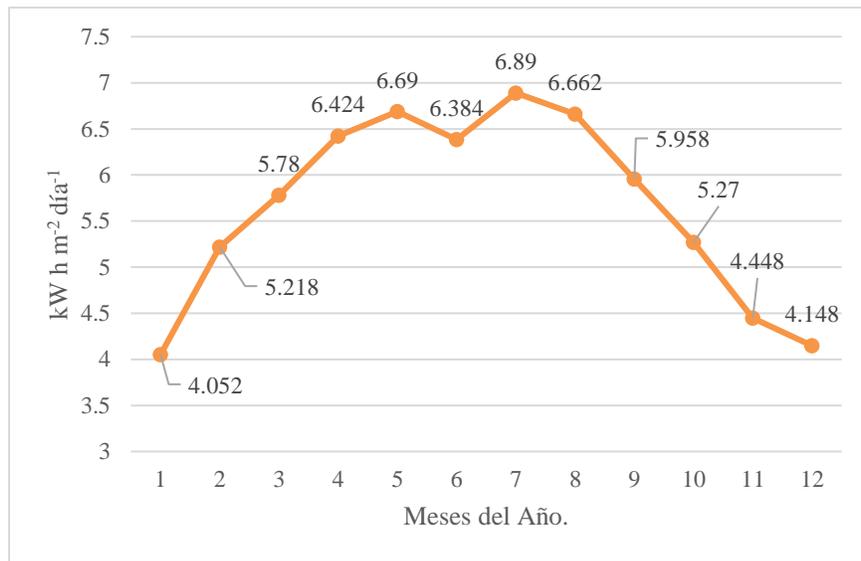
| Modelo  | VDF 20      | VDF 30      |
|---|-------------|-------------|
| <b>Dimensiones (m)</b>  | 1.52 x 1.65 | 2.22 x 1.65 |
| <b>Área Bruta (m<sup>2</sup>)</b>   | 2.50        | 3.65        |
| <b>Área de apertura neta (m<sup>2</sup>)</b>                              | 1.79        | 2.68        |
| <b>Área del absorbedor (m<sup>2</sup>)</b>                                | 1.060       | 1.59        |
| <b>Peso (kg)</b>  | 52.16       | 77.1        |
| <b>Coefficiente de pérdida de calor (W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>)</b> | <0.7        | <0.7        |
| <b>Absortancia del recubrimiento selectivo.</b>                           | 0.94        | 0.94        |
| <b>Emitancia del recubrimiento selectivo <math>\epsilon_{abs}</math></b>  | 0.6         | 0.6         |
| <b>Emitancia del tubo de borosilicato <math>\epsilon_{te}</math></b>      | 0.92        | 0.92        |
| <b>Capacidad (l)</b>  | 1.89        | 2.65        |
| <b>Tasa de flujo nominal (lpm)</b>  | 1.51        | 2.27        |
| <b>Tasa de flujo mínimo (lpm)</b>   | 0.76        | 1.14        |
| <b>Tasa de flujo máximo (lpm)</b>   | 11.4        | 12.9        |
| <b>Separación entre tubos (m)</b>   | 0.116       | 0.116       |
| <b>Capacidad del tanque de almacenamiento (l)</b>                         | 151.4       | 227         |

#### 4.6 Resultados del cálculo del sistema solar térmico e intercambiador de calor del sistema de acondicionamiento de gas.

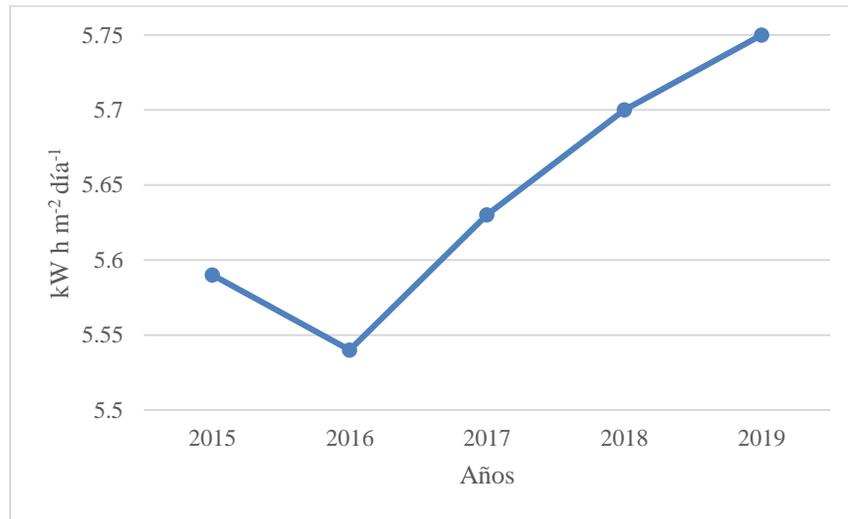
##### 4.6.1 Sistema solar térmico.

En esta sección se muestra el procedimiento y resultados del cálculo del sistema solar necesario para suplir el calor proporcionado por el acondicionador de gas de resistencias, se describen las consideraciones específicas del conjunto en adición a las indicadas en 4.4), se desarrollan y reportan los resultados del algoritmo de cálculo así como las gráficas que muestran la factibilidad del sistema dada la irradiancia promedio mensual y anual en la zona de interés, como se explicó en la sección 4.2.1, se obtuvieron datos del portal libre DAV-NASA, correspondientes a los años 2015 a 2019, estos se ponderaron y analizaron para obtener los valores de las variables requeridas en los cálculos que se desarrollan más adelante.

En la Gráfica 4.5, se muestran los valores de irradiación horaria diaria por unidad de superficie por cada día, dichos valores promediados, se obtuvieron con base en una muestra de datos diarios para cada mes del año de los años 2015 a 2019, de tal manera que el valor mínimo promediado es del orden de 4.052 kWh m<sup>-2</sup>d<sup>-1</sup> correspondiente al mes de enero. Por otro lado, el valor máximo ponderado de irradiación correspondiente al mes de julio es de 6.89 kWh m<sup>-2</sup>d<sup>-1</sup>.



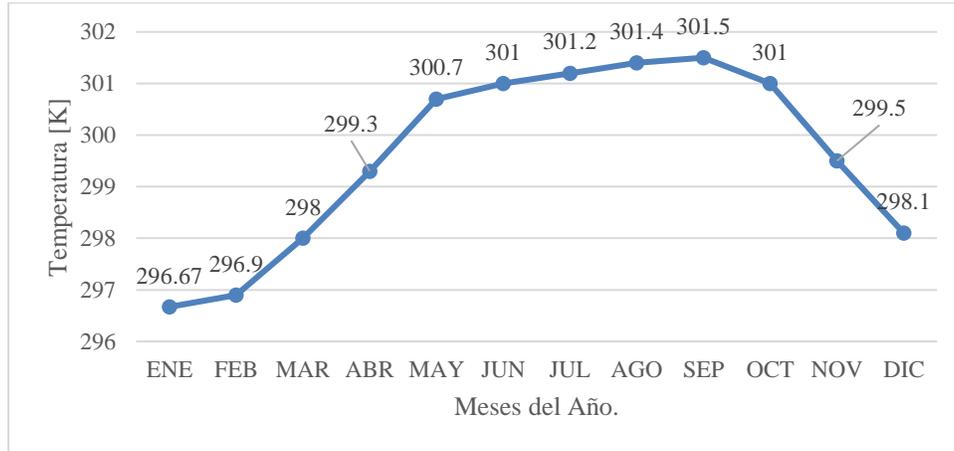
Gráfica 4.5. Irradiación promedio mensual del año 2015 a 2019. Fuente: DAV-NASA. 2021.



Gráfica 4.6. Irradiación promedio anual 2015 a 2019. Fuente: DAV-NASA. 2021.

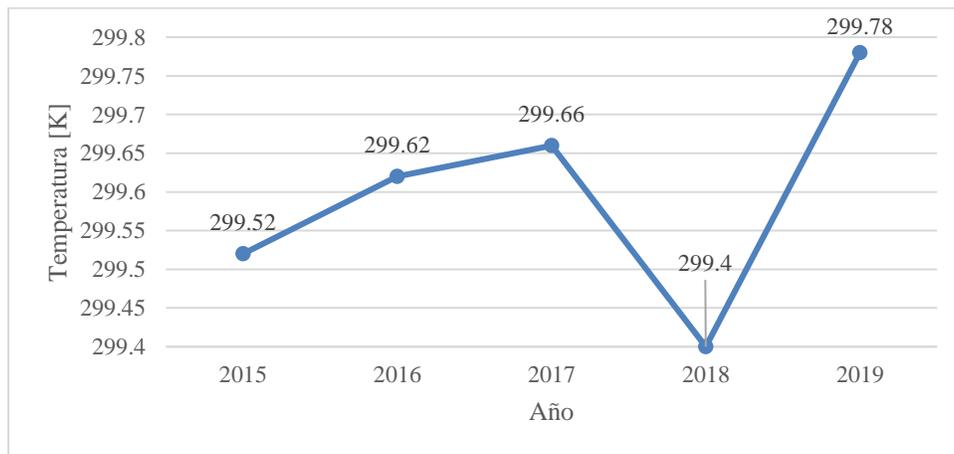
Adicionalmente en la Gráfica 4.6 se muestra un promedio de la misma variable con una frecuencia anual, este último parece ser muy constante ya que su desviación estándar es relativamente baja, en términos numéricos tan solo 0.108 y 0.102 kWhm<sup>-2</sup>d<sup>-1</sup> arriba y abajo de la media calculada respectivamente.

En lo referente a la variable temperatura ambiente en la Gráfica 4.7, se muestran los valores de la misma, estos datos fueron analizados para cada día del mes de cada año de 2015 a 2019 y posteriormente ponderados, como resultado el valor mínimo es de 296.67 K correspondiente al mes de enero. Para la misma variable, el valor máximo ponderado corresponde al mes de septiembre con 301.5 K.



Gráfica 4.7. Temperatura ambiente mínima promedio mensual del año 2015 a 2019. Fuente: DAV-NASA. 2021.

En la Gráfica 4.8 se muestra un promedio de la misma variable con una frecuencia anual, este último, al igual que la irradiación solar, parece ser muy constante ya que su desviación estándar es relativamente baja, en términos numéricos tan solo 0.19 y 0.20 K arriba y debajo de la media calculada respectivamente, los valores de las variables que se utilizarán en la simulación y cálculo del sistema son los mínimos y máximos ponderados.



Gráfica 4.8. Temperatura ambiente mínima promedio anual 2015 a 2019. Fuente: DAV-NASA. 2021.

Una vez resueltas las variables de irradiación y temperatura ambiente se calcula el calor requerido para incrementar la temperatura del gas de proceso, esto desde la condición de entrada al equipo, hasta la condición de salida del sistema:

$$\dot{Q}_{gas} = \dot{m}_{gas}c_p(T_s - T_e) \quad [4.36]$$

Dónde:

$\dot{Q}_{gas}$  es el calor requerido para llevar el flujo de gas desde la temperatura de entrada al proceso a la temperatura de salida (W).

$\dot{m}_{gas}$  es el flujo másico de gas en el calentador de resistencias ( $2.95 \text{ kg s}^{-1}$ ).

$c_p$  calor específico del gas  $\text{J kg}^{-1} \text{ K}$ .

$T_s$  Temperatura de salida del gas (K).

$T_e$  Temperatura de entrada del gas (K).

De acuerdo con la Ec. [4.36], la potencia calorífica requerida para mantener un  $\Delta T$  de 7 K en el gas de proceso que entra al sistema a 310.15 K y es requerido en la siguiente etapa del proceso a 317.15 K con un flujo másico constante de  $2.95 \text{ kg s}^{-1}$  es de aproximadamente 45.967 kW, con la misma ecuación se puede calcular la variación de dicha variable si existe un incremento o decremento en el diferencial de temperatura. En la siguiente etapa, conocido el calor requerido y mediante el uso de un intercambiador de calor con una eficiencia estimada de  $\eta = 0.95$  de acuerdo con Rohsenow [67], valor típico estándar de eficiencia de intercambiador de calor, se busca calcular el calor requerido que satisfaga la transferencia de calor, calcular la temperatura y el flujo del fluido de trabajo. Ahora bien, considerando la factibilidad de controlar el flujo másico, se propone un valor del mismo, de tal manera que se pueda obtener la temperatura del fluido del sistema a la salida, la ventaja de modificar el flujo del fluido del trabajo es lograr condiciones óptimas de operación. El calor específico del agua  $C_p$  se considera constante ya que no existe incremento en la presión ni cambio de fase dentro del sistema.

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{m}_{agua}c_p(T_s - T_e) \quad [4.37]$$

Dónde:

$Q_{agua}$  es el calor requerido para llevar el fluido de trabajo desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de intercambio de calor (W).

$\dot{m}_{agua}$  es el flujo másico de agua, corresponde a una variable fácilmente manipulable que se propone en el sistema ( $\text{kg s}^{-1}$ ).

$c_p$  calor específico del agua ( $\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ).

$T_s$  Temperatura de salida del agua hacia el intercambiador de calor (K).

$T_e$  Temperatura de entrada del agua, temperatura ambiente (K).

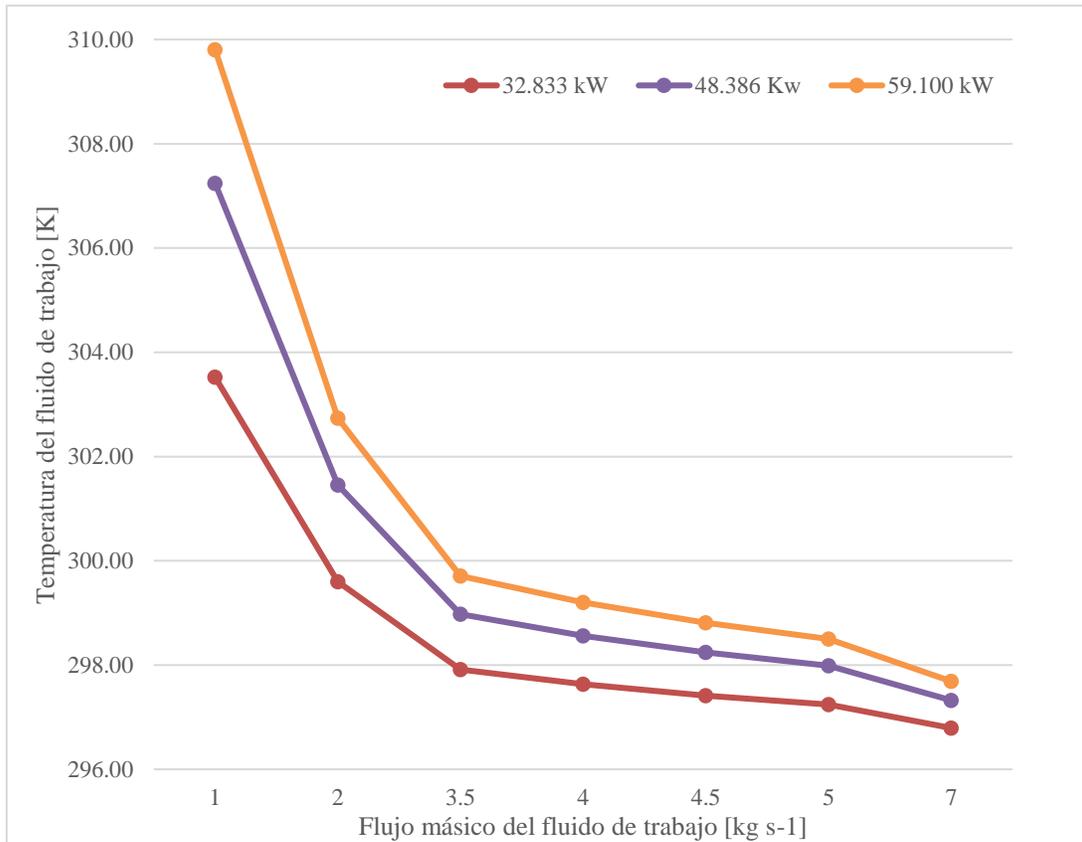
$$\dot{Q}_{agua} = \frac{\dot{Q}_{gas}}{0.95} = \frac{45.967}{0.95} = 48.386 \text{ kW} \quad [4.38]$$

El valor propuesto de  $\dot{m}_{agua}$  se considera en  $4 \text{ kg s}^{-1}$ , despejando el valor de temperatura de la Ec. [4.37] para dicho flujo se obtiene un valor de  $T_s$  igual con 298.56 K. En la Gráfica 4.9, se muestran las curvas de temperatura objetivo para un flujo másico dado en función del calor requerido por el sistema, podemos ver la variación por ejemplo al requerir 59.1 kW de energía calorífica si existiera un  $\Delta T$  igual con 9 K, en ese caso la temperatura requerida para el fluido de trabajo es de 299.2 K para el mismo flujo másico propuesto; al disminuir o incrementar esta última variable, la temperatura objetivo del sistema disminuye o se incrementa respectivamente.

De la misma manera, al requerir una menor cantidad de energía calorífica, por ejemplo, 32.83 kW, que corresponden a un  $\Delta T$  igual con 5 K en el fluido de trabajo, la temperatura objetivo resultante a partir de la Ec. [4.37] es de 297.63 K.

Una vez entendida la metodología del cálculo de los valores de la potencia calorífica el paso subsecuente es calcular el factor de eficiencia del captador  $F'$  a partir de la Ec. [4.14], donde ahora ya se conocen los valores de  $W$  que es la separación entre tubos y se obtiene de la ficha técnica del fabricante (ver Tabla 4.12) y  $D$  que es el diámetro exterior de los tubos evacuados, reportado en la ficha técnica del fabricante (ver Tabla 4.11).

$F$  es el factor de eficiencia de la aleta, se desprecia, ya que no se consideran aletas en el arreglo de los tubos del captador mientras que  $C_b$  es el coeficiente de conductancia y también se desprecia ya que no se consideran aletas en el arreglo de los tubos del captador,  $D_i$  es el diámetro interior del tubo evacuado y se obtiene de la ficha técnica del fabricante (ver Tabla 4.11),  $h_{fi}$  es el coeficiente de transferencia de calor y se calcula específicamente para el ETC de la propuesta.



Gráfica 4.9. Temperatura objetivo del sistema, valor dependiente del calor requerido por proceso y del flujo másico propuesto. Elaboración propia (2021).

Para poder determinar  $F'$  es necesario calcular el coeficiente de transferencia de calor  $h_{fi}$  y el coeficiente de pérdida de calor  $U_L$ , para ello, se seguirá la metodología establecida por Duffie y Beckman [42] y dado que se conoce el flujo másico máximo de cada tubo a partir de la ficha técnica del fabricante, se calcula el número de Reynolds para determinar si se trata de un flujo laminar mediante la Ec. [4.39]:

$$\frac{VD}{\nu} = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} = 270.38 < 2300 \quad [4.39]$$

Donde:

$\dot{m}$  es el flujo másico de agua en el tubo de vidrio obtenido de la ficha técnica del fabricante con al ajuste de densidad a la temperatura requerida y presión atmosférica ( $\text{kg s}^{-1}$ ).

$D$  es el diámetro exterior a partir de la ficha técnica del fabricante (ver Tabla 4.11) (m).

$\mu$  es la viscosidad absoluta a partir de tablas [42] interpolando para el valor de temperatura objetivo del fluido de trabajo ( $N s m^{-2}$ ).

De acuerdo con la metodología desarrollada por Duffie y Beckman [42] una vez obtenido el número de Reynolds para determinar que el flujo se comporta de manera laminar, se obtiene el número de Prandtl interpolando para la temperatura objetivo del fluido a partir de la tabla de propiedades térmicas de líquidos saturados, en este caso agua, (ver Tabla 4.13).

Tabla 4.13. Propiedades térmicas de líquidos saturados. Fuente: [50].

| Temperatura [K] | N.º d Prandtl [Pr.] |
|-----------------|---------------------|
| 273.15          | 13,7                |
| 293.15          | 7,02                |
| 313.15          | 4,34                |
| 333.15          | 3,02                |
| 353.15          | 2,22                |
| 273.15          | 1,75                |

Al realizar la interpolación requerida, el número de Prandtl se determina en 6.29 y se aplica la Ec. [4.40], de acuerdo con la metodología de Duffie y Beckman [50] que será útil para el cálculo del número Nusselt:

$$\frac{Re Pr Pr D_h}{L} = 41.982 \tag{4.40}$$

Goldberg, Rohsenow y Choi [42] presentan un modelo del número de Nusselt para el caso de temperatura constante en las paredes. El dato buscado puede ser representado por medio de la Ec. [4.41], pero con los valores de  $a, b, m, n$  y  $Nu_\infty$  mostrados en la Tabla 4.14, ahora bien, el cálculo del número de Nusselt se realiza interpolando los valores de la tabla para los coeficientes  $a, b, m, n$  y  $Nu_\infty$  con respecto al número de Prandtl previamente calculado.

Tabla 4.14. Constantes de la ecuación del número promedio de Nusselt propuesta por Goldberg, Rohsenow y Choi para tubos con una tasa constante de calor. Fuente: [42].

| Numero de Prandtl | a       | b       | m    | n    |
|-------------------|---------|---------|------|------|
| 0.7               | 0.00398 | 0.0114  | 1.66 | 1.12 |
| 6.29              | 0.0172  | 0.0096  | 1.66 | 1.12 |
| 10                | 0.00236 | 0.00857 | 1.66 | 1.13 |
| $\infty$          | 0.00172 | 0.00281 | 1.66 | 1.29 |

$Nu_\infty = 4.4$

Continuando con la metodología propuesta por Duffie y Beckman [42], a partir de los datos obtenidos en la Tabla 4.14 y a partir de la Ec. [4.41], se calcula el número de Nusselt, cuyo valor para esta sección es 14.540.

$$Nu = Nu_{\infty} + \frac{a(Re Pr Pr D_h)^m}{1 + b(Re Pr Pr D_h/L)^n} \quad [4.41]$$

A partir de los datos obtenidos con las ecuaciones [4.39], [4.40] y [4.41] se obtiene el coeficiente de transferencia de calor con ayuda de la Ec. [4.42]:

$$h = \frac{Nu k}{D} = 238.44 \quad [4.42]$$

Donde:

$h$  es el coeficiente de transferencia de calor calculado ( $W m^{-1} K^{-1}$ ).

$Nu$  es el número de Nusselt promedio calculado con ayuda de la Tabla 4.14 y con la Ecuación [94] y [95].

$k$  conductividad térmica a partir de tablas e interpolando para el valor de temperatura objetivo correspondiente a  $0.606 W m^{-1} K^{-1}$ .

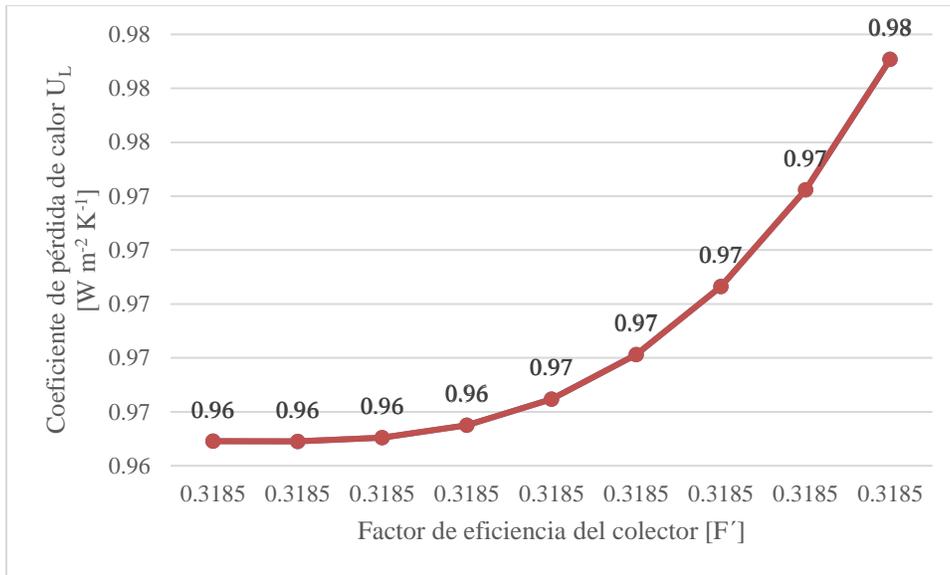
$D$  es el diámetro exterior del tubo obtenido a partir de las fichas técnicas del equipo (m).

El coeficiente de pérdida de calor  $U_L$ , se calcula mediante las ecuaciones [4.28] a [4.35], las condiciones de entrada para desarrollar dicho cálculo son la temperatura objetivo  $T_s$  que es la temperatura de salida del agua hacia el intercambiador de calor y que se ha fijado en 298.56 K por la Ec. [4.37], así como la temperatura ambiente mínima correspondiente a 295.67 K.

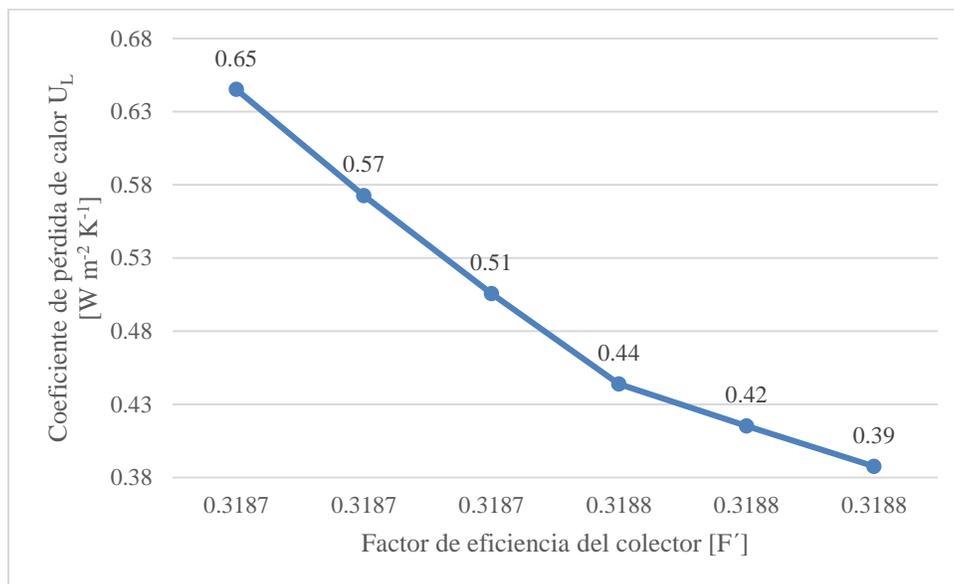
Una vez conocidos tanto el coeficiente de pérdida de calor  $U_L$  como el coeficiente de transferencia de calor  $h_{fi}$  (ver Ecuación [96]), se procede al cálculo del factor de eficiencia del captador  $F'$  mediante la Ec. [4.14].

En la Gráfica 4.10 se muestran los valores del factor de eficiencia del captador ( $F'$ ) para diferentes coeficientes de pérdida de calor, que a su vez dependen de las variaciones de temperatura en el arreglo del sistema de captadores. Se observa que el factor de eficiencia se mantiene más o menos constante en 0.3185 a lo largo de la gráfica.

Para el proceso de validación del modelo, se simularon las condiciones indicadas en la ficha técnica como son temperatura de estancamiento, emitancia, absortancia, flujo promedio y condiciones estándar de temperatura, obteniendo un valor del coeficiente de pérdida de calor  $U_L$  reportado en la Gráfica 4.11 que puede compararse con la Gráfica 4.10, de acuerdo con la ficha técnica del proveedor el coeficiente de pérdida de calor es  $<0.7$  (ver Tabla 4.12), lo cual es congruente con el resultado obtenido mediante el algoritmo de cálculo.



Gráfica 4.10. Factor de eficiencia del captador  $F'$  con respecto al coeficiente de pérdida de calor calculado  $U_L$ .  
Elaboración propia (2021).



Gráfica 4.11. Cálculo del factor de eficiencia del captador  $F'$  con respecto al coeficiente de pérdida de calor calculado  $U_L$  para las condiciones máximas indicadas en la ficha técnica del fabricante, en general se reporta un valor  $U_L < 0.7$ .  
Elaboración propia (2021).

Una vez obtenidos los valores de diferentes variables requeridos para el sistema, procedemos a calcular el factor de remoción de calor  $F_R$  conforme lo marca la Ec. [4.13], para esto se define lo siguiente:

El flujo másico del fluido de trabajo ( $\dot{m}_{agua}$ ) requerido equivale a  $4 \text{ kg s}^{-1}$  de acuerdo con la Ec. [4.37], esto a una temperatura objetivo de  $298.56 \text{ K}$  para poder transferir dentro del intercambiador de calor  $48.386 \text{ kW}$  con una eficiencia del  $95\%$  para intercambiar  $45.967 \text{ kW}$ .

Debido a que el flujo máximo aceptado por el panel modelo VDF-30 corresponde a  $12.9 \text{ LPM}^{18}$  de acuerdo con la ficha técnica del fabricante, (ver Tabla 4.12) es decir  $0.214 \text{ kg s}^{-1}$  (a una densidad constante de  $996.60 \text{ kg/m}^3$  a  $298.56 \text{ K}$  del agua [30]), es necesario calcular la cantidad de paneles conectados en paralelo que satisfagan el flujo propuesto mediante la Ec. [4.43].

$$\# \text{ Paneles} = \frac{\dot{m}_{agua}}{\dot{m}_{max-panel}} = \frac{4}{0.214} \approx 19 \quad [4.43]$$

De acuerdo con la Ec. [4.43], son requeridos 19 paneles en paralelo cada uno con un flujo máximo  $\dot{m}_{max-panel}$  de  $0.214 \text{ kg s}^{-1}$ , en la Figura 4.14, se muestra esquemáticamente la forma de interconexión de los mismos.

Una vez conocidos todos estos datos, se realiza el cálculo para conocer el factor de remoción de calor  $F_R$  para el panel de 30 tubos evacuados marca SunMaxx-Solar<sup>®</sup>, se eligen 30 tubos para minimizar las pérdidas de calor entre las tuberías de interconexión de tubos con respecto de paneles de menor cantidad de ETC. Tal coeficiente puede ser analizado en la Gráfica 4.12.

El factor de remoción de calor  $F_R$  (sustituyendo los datos en la Ec. [4.13]) toma un valor aproximadamente igual con:

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p}{A_c U_L} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{U_L F' A_c}{\dot{m}c_p} \right) \right] = 0.3184$$

---

<sup>18</sup> Litros por minuto.

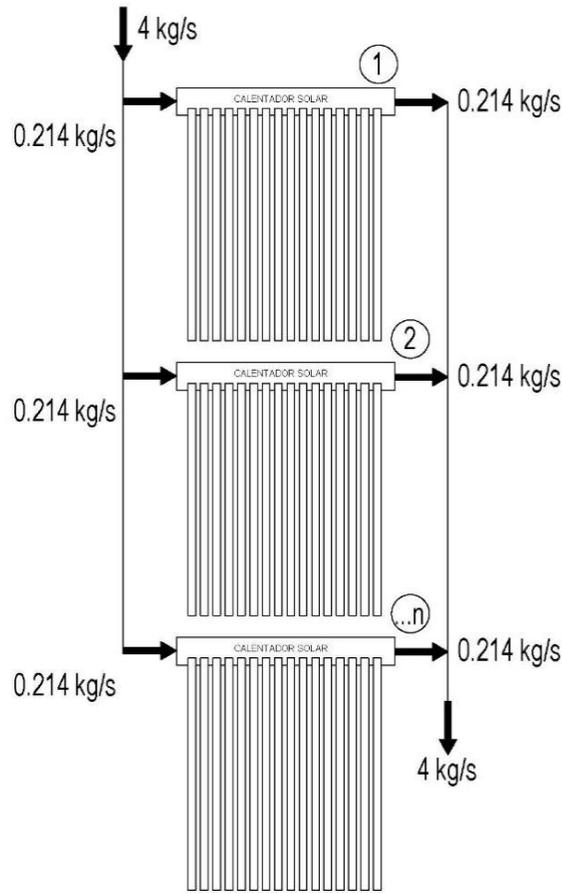
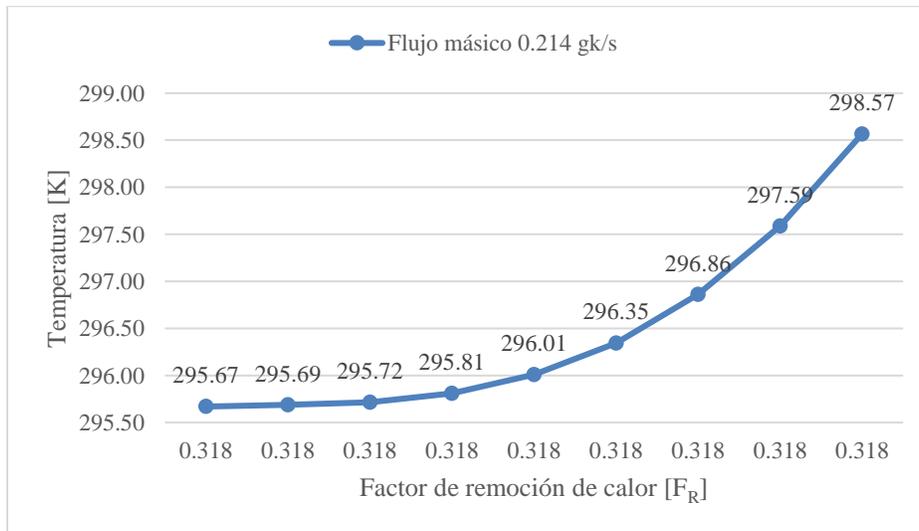


Figura 4.14. Paneles de ETC conectados en paralelo para satisfacer el requerimiento del flujo másico del fluido de trabajo del sistema. Fuente: Elaboración propia.



Gráfica 4.12. Factor de remoción de calor con respecto a la temperatura. Elaboración propia (2021).

Una vez conocidos todos los datos de las ecuaciones [4.29] a [4.43], procedemos a calcular el arreglo en serie de los concentradores, para dicho cálculo, se puede realizar un análisis con una ecuación idéntica en forma a la Ec. [4.17], no se requiere que los módulos sean idénticos; la restricción es que cada uno puede ser descrito por el conjunto de dos parámetros,  $F_R$  y  $F_R U_L$ . La salida útil de su combinación [26], se describe por la Ec. [4.44]:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{u,1} + \dot{Q}_{u,2} = & A_{c,1} F_{R,1} [G_{t,1} - U_{L,1} (T_e - T_a)] \\ & + A_{c,2} F_{R,2} [G_{t,2} - U_{L,2} (T_{sal,1} - T_a)] \end{aligned} \quad [4.44]$$

Donde  $T_e$  es la temperatura de entrada del fluido al primer captador y  $T_{sal,1}$  es la temperatura de entrada del segundo captador, la cual es calculada de la temperatura de salida del primer captador [42] mediante la Ec. [4.45]:

$$T_{sal,1} = T_e + \frac{\dot{Q}_{u,1}}{\dot{m} C_p} \quad [4.45]$$

Si se colocan tres o más captadores en serie, estas ecuaciones ([4.44] y [4.45]) se pueden utilizar para los dos primeros captadores y así definir un nuevo primer captador equivalente.

Las ecuaciones se aplican de nuevo con este primer captador equivalente y el tercero convirtiéndose en el segundo captador equivalente. El proceso se puede repetir para tantos captadores como se desee [42].

En la Tabla 4.15,

Tabla 4.16 y Tabla 4.17, se muestran los resultados de las iteraciones indicadas en el párrafo anterior, en la primera, se muestra las temperaturas alcanzadas por el sistema con irradiancia mínima, temperatura mínima promedio y flujo máximo aceptado por el sistema, logrando la temperatura de 346.997 K después del captador número 9 en serie, mientras que en la segunda tabla se muestran los valores de la temperatura del sistema alcanzando los 367.30 K bajo condiciones de irradiancia normal y flujo máximo aceptable, finalmente en la Tabla 4.17 se muestran los valores del sistema alcanzados con irradiancia máxima, temperatura máxima promedio y flujo máximo del sistema, siendo la temperatura a la salida del sistema de 374.54 K, es importante notar que en todos los sistemas el calor  $Q_{agua}$ , debe ser calculado para considerar el calor residual al variar las condiciones de entrada.

Tabla 4.15. Cálculo de captadores solares en serie para alcanzar la temperatura objetivo con irradiancia mínima (mes de diciembre) y flujo máximo. Fuente: Elaboración propia.

| # PANEL            | $\dot{Q}_u$<br>[W] | $A_c$<br>[m <sup>2</sup> ] | $F_R$ | $G_t$<br>[W m <sup>-2</sup> ] | $U_L$<br>[W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ] | $T_a$<br>[K] | $T_{sal,i-1}$<br>[K] | $C_p$<br>J/(kg*K) | $\dot{m}$<br>[kg s <sup>-1</sup> ] |
|--------------------|--------------------|----------------------------|-------|-------------------------------|---|--------------|----------------------|-------------------|------------------------------------|
| <b>1</b>           | 283.21             | 1.59                       | 0.318 | 559.41                        | 1.032   | 298.134      | 298.134              | 4181.50           | 0.214                              |
| <b>2</b>           | 283.08             | 1.59                       | 0.318 | 559.41                        | 0.964   | 298.134      | 298.450              | 4181.49           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 426.52             | 3.18                       | 0.318 | 1118.82                       | 0.964   | 298.134      | 298.134              | 4181.49           |                                    |
| <b>3</b>           | 282.85             | 1.59                       | 0.318 | 559.41                        | 0.964   | 298.134      | 298.927              | 4181.49           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 1419.38            | 4.77                       | 0.318 | 1678.23                       | 0.964   | 298.134      | 298.927              | 4181.49           |                                    |
| <b>4</b>           | 282.08             | 1.59                       | 0.318 | 559.41                        | 0.964   | 298.134      | 300.513              | 4181.47           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 2976.46            | 6.36                       | 0.318 | 2237.64                       | 0.964   | 298.134      | 300.513              | 4181.47           |                                    |
| <b>5</b>           | 280.45             | 1.59                       | 0.318 | 559.41                        | 0.965   | 298.134      | 303.840              | 4181.43           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 5095.17            | 7.95                       | 0.318 | 2797.05                       | 0.965   | 298.134      | 303.840              | 4181.43           |                                    |
| <b>6</b>           | 277.66             | 1.59                       | 0.318 | 559.41                        | 0.967   | 298.134      | 309.534              | 4181.36           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 7769.93            | 9.54                       | 0.318 | 3356.46                       | 0.967   | 298.134      | 309.534              | 4181.36           |                                    |
| <b>7</b>           | 273.38             | 1.59                       | 0.318 | 559.41                        | 0.970   | 298.134      | 318.217              | 4181.26           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 10993.56           | 11.13                      | 0.318 | 3915.87                       | 0.970   | 298.134      | 318.217              | 4181.26           |                                    |
| <b>8</b>           | 267.28             | 1.59                       | 0.318 | 559.41                        | 0.973   | 298.134      | 330.504              | 4181.11           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 14756.88           | 12.72                      | 0.318 | 4475.28                       | 0.973   | 298.134      | 330.504              | 4181.11           |                                    |
| <b>9</b>           | 259.04             | 1.59                       | 0.318 | 559.41                        | 0.978   | 298.134      | <b>346.997</b>       | 4180.92           | 0.214                              |

Tabla 4.16. Cálculo de captadores solares en serie con irradiancia normal (mes de septiembre) y flujo máximo. Fuente: Elaboración propia.

| # PANEL            | $\dot{Q}_u$<br>[W] | $A_c$<br>[m <sup>2</sup> ] | $F_R$ | $G_t$<br>[W m <sup>-2</sup> ] | $U_L$<br>[W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ] | $T_a$<br>[K] | $T_{sal,i-1}$<br>[K] | $C_p$<br>J/(kg*K) | $\dot{m}$<br>[kg s <sup>-1</sup> ] |
|--------------------|--------------------|----------------------------|-------|-------------------------------|---|--------------|----------------------|-------------------|------------------------------------|
| <b>1</b>           | 380.86             | 1.59                       | 0.318 | 752.31                        | 1.032   | 301.526      | 301.526              | 4181.50           | 0.214                              |
| <b>2</b>           | 380.70             | 1.59                       | 0.318 | 752.31                        | 0.964   | 301.526      | 301.952              | 4181.49           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 573.60             | 3.18                       | 0.318 | 1504.62                       | 0.964   | 301.526      | 301.526              | 4181.49           |                                    |
| <b>3</b>           | 380.39             | 1.59                       | 0.318 | 752.31                        | 0.964   | 301.526      | 302.593              | 4181.49           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 1908.83            | 4.77                       | 0.318 | 2256.93                       | 0.964   | 301.526      | 302.593              | 4181.49           |                                    |
| <b>4</b>           | 379.35             | 1.59                       | 0.318 | 752.31                        | 0.964   | 301.526      | 304.726              | 4181.47           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 4002.82            | 6.36                       | 0.318 | 3009.24                       | 0.964   | 301.526      | 304.726              | 4181.47           |                                    |
| <b>5</b>           | 377.16             | 1.59                       | 0.318 | 752.31                        | 0.965   | 301.526      | 309.199              | 4181.43           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 6852.12            | 7.95                       | 0.318 | 3761.55                       | 0.965   | 301.526      | 309.199              | 4181.43           |                                    |
| <b>6</b>           | 373.40             | 1.59                       | 0.318 | 752.31                        | 0.967   | 301.526      | 316.857              | 4181.36           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 10449.22           | 9.54                       | 0.318 | 4513.86                       | 0.967   | 301.526      | 316.857              | 4181.36           |                                    |
| <b>7</b>           | 367.64             | 1.59                       | 0.318 | 752.31                        | 0.970   | 301.526      | 328.535              | 4181.26           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 14784.44           | 11.13                      | 0.318 | 5266.17                       | 0.970   | 301.526      | 328.535              | 4181.26           |                                    |
| <b>8</b>           | 359.45             | 1.59                       | 0.318 | 752.31                        | 0.973   | 301.526      | 345.058              | 4181.11           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 19845.46           | 12.72                      | 0.318 | 6018.48                       | 0.973   | 301.526      | 345.058              | 4181.11           |                                    |

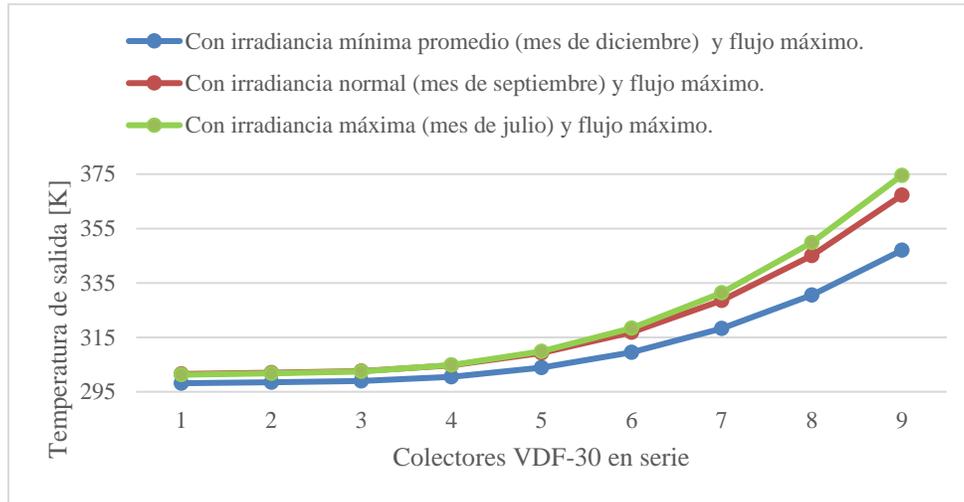
|          |        |      |       |        |       |         |                |         |       |
|----------|--------|------|-------|--------|-------|---------|----------------|---------|-------|
| <b>9</b> | 348.36 | 1.59 | 0.318 | 752.31 | 0.978 | 301.526 | <b>367.239</b> | 4180.92 | 0.214 |
|----------|--------|------|-------|--------|-------|---------|----------------|---------|-------|

Tabla 4.17. Cálculo de captadores solares en serie con irradiancia máxima (mes de julio), temperatura ambiente y flujo máximo. Fuente: Elaboración propia.

| # PANEL            | $\dot{Q}_u$<br>[W] | $A_c$<br>[m <sup>2</sup> ] | $F_R$ | $G_t$<br>[W m <sup>-2</sup> ] | $U_L$<br>[W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ] | $T_a$<br>[K] | $T_{sal,i-1}$<br>[K] | $C_p$<br>J/(kg*K) | $\dot{m}$<br>[kg s <sup>-1</sup> ] |
|--------------------|--------------------|----------------------------|-------|-------------------------------|---|--------------|----------------------|-------------------|------------------------------------|
| <b>1</b>           | 424.81             | 1.59                       | 0.318 | 839.12                        | 1.032   | 301.246      | 301.246              | 4181.50           | 0.214                              |
| <b>2</b>           | 424.63             | 1.59                       | 0.318 | 839.12                        | 0.964   | 301.246      | 301.721              | 4181.49           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 639.79             | 3.18                       | 0.318 | 1678.24                       | 0.964   | 301.246      | 301.246              | 4181.49           |                                    |
| <b>3</b>           | 424.28             | 1.59                       | 0.318 | 839.12                        | 0.964   | 301.246      | 302.436              | 4181.49           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 2129.09            | 4.77                       | 0.318 | 2517.36                       | 0.964   | 301.246      | 302.436              | 4181.49           |                                    |
| <b>4</b>           | 423.12             | 1.59                       | 0.318 | 839.12                        | 0.964   | 301.246      | 304.815              | 4181.47           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 4464.71            | 6.36                       | 0.318 | 3356.48                       | 0.964   | 301.246      | 304.815              | 4181.47           |                                    |
| <b>5</b>           | 420.68             | 1.59                       | 0.318 | 839.12                        | 0.965   | 301.246      | 309.804              | 4181.43           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 7642.80            | 7.95                       | 0.318 | 4195.6                        | 0.965   | 301.246      | 309.804              | 4181.43           |                                    |
| <b>6</b>           | 416.49             | 1.59                       | 0.318 | 839.12                        | 0.967   | 301.246      | 318.346              | 4181.36           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 11654.96           | 9.54                       | 0.318 | 5034.72                       | 0.967   | 301.246      | 318.346              | 4181.36           |                                    |
| <b>7</b>           | 410.07             | 1.59                       | 0.318 | 839.12                        | 0.970   | 301.246      | 331.371              | 4181.26           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 16490.44           | 11.13                      | 0.318 | 5873.84                       | 0.970   | 301.246      | 331.371              | 4181.26           |                                    |
| <b>8</b>           | 400.93             | 1.59                       | 0.318 | 839.12                        | 0.973   | 301.246      | 349.801              | 4181.11           | 0.214                              |
| <b>EQUIVALENTE</b> | 22135.46           | 12.72                      | 0.318 | 6712.96                       | 0.973   | 301.246      | 349.801              | 4181.11           |                                    |
| <b>9</b>           | 388.56             | 1.59                       | 0.318 | 839.12                        | 0.978   | 301.246      | <b>374.541</b>       | 4180.92           | 0.214                              |

En la Gráfica 4.13 se muestran los resultados de la Tabla 4.15,

Tabla 4.16 y Tabla 4.17, es decir las temperaturas alcanzadas por el sistema, dadas las condiciones de entrada antes mencionadas.



Gráfica 4.13. Contraste entre las temperaturas alcanzadas por el sistema conectado en serie, para las condiciones de entrada indicadas. Elaboración propia (2021).

#### 4.6.2 Arreglo del sistema de ETC serie-paralelo y área disponible

En el Anexo 3 del presente trabajo, se muestra el arreglo serie-paralelo del sistema propuesto, el cual consta de 19 subsistemas conectados en paralelo para lograr el flujo de fluido de trabajo requerido, cada sistema consta de 9 captadores conectados en serie para alcanzar la temperatura objetivo que satisfaga las condiciones de calor de proceso del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401, un resumen de las principales características del sistema se muestra en la Tabla 4.18.

Tabla 4.18. Especificaciones principales del sistema calculado. Fuente: Elaboración propia.

| Modelo  | VDF 30      |
|---|-------------|
| Dimensiones unitarias del ETC (m)                 | 1.52 x 1.65 |
| Área bruta del sistema (m <sup>2</sup> )          | 624.15      |
| Número de ETC en paralelo                         | 19          |
| Número de ETC en serie                            | 9           |
| Número total de ETC en el arreglo (Modelo VDF-30) | 171         |
| Temp. Max. del fluido de trabajo @ cond. Max. (K) | 374.54      |

|   |           |
|---|-----------|
| Temp. Max. del gas de proceso @ cond. Max. (K)        | 487.48    |
| Peso del Sistema (vacío) (kg)                         | 8919      |
| Coefficiente de pérdida de calor ( $Wm^{-2} K^{-1}$ ) | 0.96-0.98 |
| Factor de remoción de calor calculado $F_R$           | 0.3184    |
| factor de eficiencia del captador $F'$                | 0.3185    |
| Tasa de flujo del Sistema ( $kg s^{-1}$ )             | 0.214     |
| Separación entre tubos (m)                            | 0.116     |

Es importante verificar la factibilidad del sistema en función del área existente en plataforma, ya que, como se ha mencionado a lo largo del presente trabajo, las plataformas marinas cuentan con espacios de operación totalmente optimizados y costos de operación, que, aunque no se analizan en este documento son considerables, en el Anexo 4, se muestra una vista en planta y de elevación de la cubierta superior de la plataforma Abkatun N-1 y en achurado el área requerida para la instalación del sistema, para calcular el área requerida usamos la expresión de la Ec. [4.46]:

$$ETC_p \times ETC_s \times A_{bruta/col} = A_{req} \approx 624.15 \text{ m}^2 \quad [4.46]$$

Donde:

$ETC_p$  es la cantidad de captadores en paralelo requeridos para el sistema.

$ETC_s$  es la cantidad de captadores en serie requeridos para el sistema.

$A_{bruta}$  es el área requerida para la instalación de cada uno de los captadores, en el caso bajo estudio y de acuerdo con la ficha técnica del fabricante, el área bruta son  $3.65 \text{ m}^2$  para cada uno de los equipos (ver Tabla 4.12).

Con dichas condiciones de entrada y con ayuda de la Ec. [4.46] el área calculada es:

$$ETC_p \times ETC_s \times A_{bruta} = 19 \times 9 \times 3.65 = 624.15 \text{ m}^2$$

Como se comentó anteriormente en el Anexo 4, se muestra la cubierta superior de la plataforma Abkatun N-1, tratamiento y bombeo, en achurado se muestra un polígono a escala con longitud por lado de 25 m lo cual significa que se requiere el 44.7% de la superficie en cubierta para la instalación del sistema calculado.

#### 4.6.3 Cálculo del intercambiador de calor para el sistema de acondicionamiento de gas

Una vez obtenidas las características del sistema termosolar que satisface los requerimientos de calor, se procede al cálculo del intercambiador de calor entre las corrientes de gas de proceso y agua caliente, se ha seleccionado un intercambiador de carcasa y tubos, ya que éstos generalmente involucran sólo dos fluidos donde el calor se transfiere de manera continua del fluido con mayor temperatura al fluido más frío. El objetivo primordial al diseñar el intercambiador de carcasa y tubos es recuperar el calor de la corriente de agua a la salida de los captadores solares y transferirlo a la corriente de gas del acondicionador, para esto es necesario esquematizar en una secuencia lógica los pasos del diseño de tal manera que sea posible el entendimiento del análisis matemático.

La metodología del diseño del intercambiador corresponde con los siguientes pasos:

- Delimitar las variables de diseño como son las propiedades físicas de los fluidos a su temperatura media.
- Proponer un valor inicial para el coeficiente global de transferencia de calor.
- Proponer las características de tubos como son longitud y diámetro para calcular el área inicial.
- Realizar el análisis de transferencia de calor y calcular los coeficientes convectivos (carcasa y tubos), obteniendo a partir de este cálculo el valor real (geométrico) del coeficiente global de transferencia de calor, que a su vez se comparará con el coeficiente térmico.
- A medida que el coeficiente geométrico converge con el térmico, el análisis matemático representará un menor error. Dicho proceso iterativo concluirá cuando ambos valores se aproximen a un error igual o menor al establecido.

En el diagrama de la Figura 4.15 se ejemplifica dicho proceso:

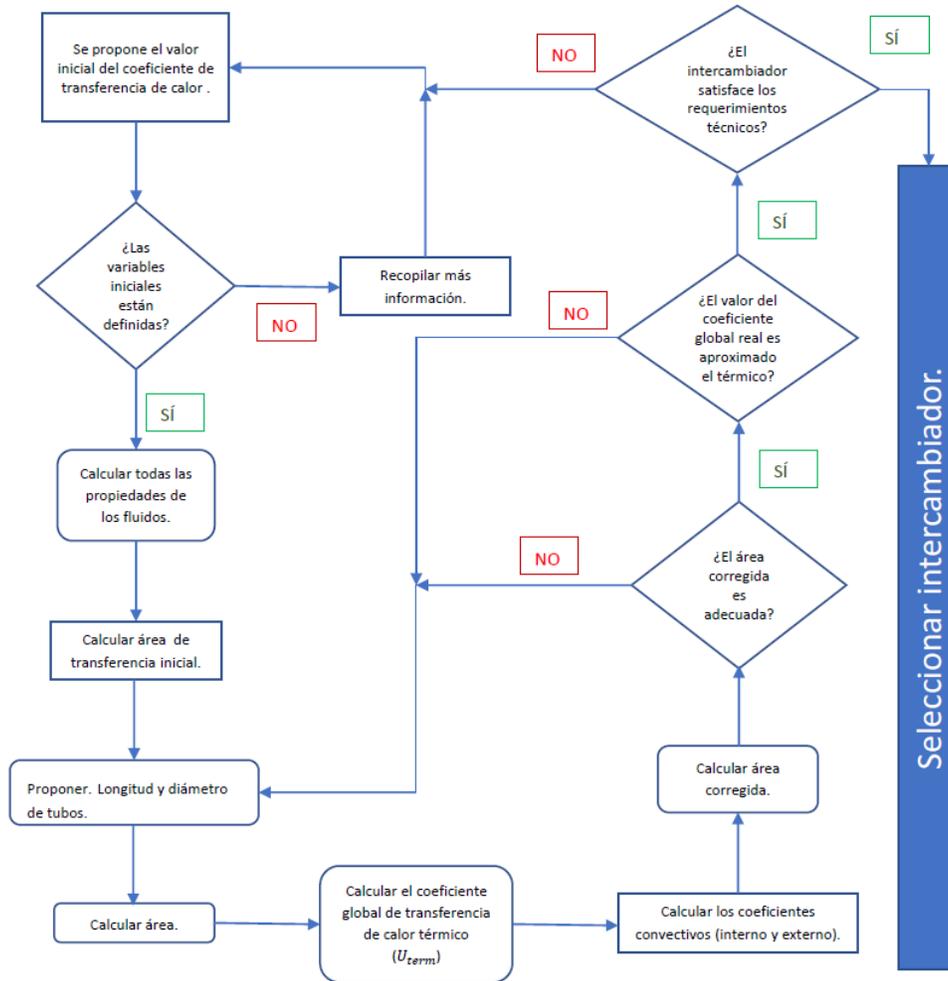


Figura 4.15. Diagrama de flujo, diseño del intercambiador de calor para el paquete de acondicionamiento de gas. Fuente: Elaboración propia.

*Diseño del intercambiador de calor.*

De acuerdo con el diagrama de flujo el primer punto que se debe considerar es establecer las condiciones de diseño, así como el valor del coeficiente inicial de transferencia de calor, en la Tabla 4.19, se mencionan algunas de las variables de diseño que fueron establecidas en capítulos anteriores, por ejemplo, la temperatura de entrada del fluido frío, es la temperatura a la que entra el gas de proceso al actual calentador de gas de resistencias eléctricas, ver sección 2.1 del presente documento.

Tabla 4.19. Condiciones de diseño del intercambiador de calor. Fuente: Elaboración propia.

| Parámetro | Valor | Unidades |
|-----------|-------|----------|
|-----------|-------|----------|

|  |                                      |                   |
|--|--------------------------------------|-------------------|
| Temperatura de entrada del fluido caliente ( $T_{eh}$ )    | <b>332.15</b>                        | K                 |
| Temperatura de entrada del fluido frío ( $T_{ec}$ )        | <b>310.15</b>                        | K                 |
| Flujo másico del fluido caliente ( $\dot{m}_{ah}$ )        | <b>4</b>                             | $kg\ s^{-1}$      |
| Flujo másico del fluido frío ( $\dot{m}_{ac}$ )            | <b>2.95</b>                          | $kg\ s^{-1}$      |
| Rango de velocidad permisible en los tubos.                | <b>1</b>                             | $m\ s^{-1}$       |
| Coefficiente global de transferencia de calor (propuesto). | <b>850</b>                           | $W\ m^{-2}K^{-1}$ |
| Conductividad térmica de los tubos de acero al carbón.     | <b>43</b>                            | $W\ m^{-1}K^{-1}$ |
| Factor por ensuciamiento lado carcasa.                     | <b><math>5 \times 10^{-5}</math></b> | $m^2K\ W^{-1}$    |
| Factor por ensuciamiento lado tubos.                       | <b><math>1 \times 10^{-4}</math></b> | $m^2K\ W^{-1}$    |
| Temperatura de salida del fluido frío ( $T_{sc}$ )         | <b>323.15</b>                        | K                 |

De igual manera para efectos de diseño se harán las siguientes consideraciones para el análisis de transferencia de energía térmica en el intercambiador:

- El intercambiador operará bajo régimen permanente.
- Los fluidos no presentarán cambio de fase.
- Las propiedades de los fluidos permanecerán constantes a lo largo del intercambiador.
- Los cambios de las energías potencial y cinética serán despreciables en todo momento por el pequeño valor que ellas representan.
- Cualquier pérdida o ganancia de energía a través de las paredes del intercambiador serán despreciables.
- Las propiedades físicas de los fluidos permanecerán constantes y uniformes a lo largo del intercambiador.
- La aspereza en los tubos permanecerá constante y uniforme a lo largo del intercambiador.
- El material utilizado para los tubos y coraza será acero al carbón cuya conductividad térmica es de,  $K_{ac} = 43\ W\ m^{-1}K^{-1}$  a 373 K [37].
- El factor de ensuciamiento será de  $5 \times 10^{-5}\ m^2K\ W^{-1}$ , para el lado de la carcasa y de  $1 \times 10^{-4}\ m^2K\ W^{-1}$  para el lado tubos (ver Tablas 9 de Anexos del presente trabajo).
- Se considera un intercambiador de calor sin deflectores.
- El error del coeficiente global de transferencia de calor, entre el valor geométrico contra el térmico será de  $\pm 3\%$ .

Al tener los datos del proceso y valores propuestos, se inicia con el proceso de diseño del intercambiador de calor, es importante recalcar que en las siguientes páginas se muestra la

última iteración ejecutada, donde el coeficiente global de transferencia de calor geométrico se aproximó al valor térmico. El estudio fue realizado con ayuda de una hoja de cálculo en Excel.

### Proceso de cálculo

En primera instancia se realizará un balance de energía, y se determinarán todas las temperaturas de entrada y salida de los fluidos. Para el cálculo de la temperatura de salida del fluido caliente es necesario obtener el calor requerido por el fluido frío a partir de la ecuación de la primera ley de la termodinámica, Ec. [4.47]:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ac} * C_{pc} * (T_{ec} - T_{sc}) \quad [4.47]$$

Donde:

|                  |           |  |                                    |
|------------------|-----------|--|------------------------------------|
| $\dot{Q}_c =$    | -85367.10 | Calor del fluido frío                          | W                                  |
| $\dot{m}_{ac} =$ | 2.95      | Flujo másico del fluido frío                   | kg s <sup>-1</sup>                 |
| $C_{pc} =$       | 2226.00   | Calor específico del fluido frío <sup>19</sup> | J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> |
| $T_{ec} =$       | 310.15    | Temperatura de entrada del fluido frío         | K                                  |
| $T_{sc} =$       | 323.15    | Temperatura de salida del fluido frío          | K                                  |

Al obtener el calor del fluido frío y de acuerdo a la primera ley de la termodinámica, entonces es posible calcular la temperatura de salida del fluido caliente, sin embargo, este debe ser calculado con el valor de la capacidad calorífica media.

Dado que este valor también depende de la temperatura de salida, se propondrá un calor específico ( $C_{peh}$ ) del fluido caliente a la temperatura de entrada, con el cual se calcula la temperatura de salida del fluido caliente  $T_{sh}$  mediante la Ec. [4.48], dado que se trata de un proceso iterativo, se verifica el valor de  $T_{sh}$  calculando las propiedades del fluido a la temperatura media con la Ec. [4.49]:

$$T_{sh} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{m}_{ah} * C_{peh}} + T_{eh} \quad [4.48]$$

$$T_{msh} = \frac{T_{shi} + T_{sh}}{2} \quad [4.49]$$

<sup>19</sup> Valor obtenido a partir de las propiedades termodinámicas del metano, tabla 2.233 [69].

Después de varias iteraciones se comparan los valores de  $T_{sh}$  y se observa que su variación es de milésimas de K, por lo tanto, es indiferente el utilizar cualquiera de ellos, así los valores de temperatura con sus correspondientes calores específicos se establecen en la Tabla 4.20:

Tabla 4.20. Temperaturas y calores específicos de los fluidos. Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo    | Parámetro   | Valor          | Unidades                           |
|------------|---|----------------|------------------------------------|
| $(T_{ec})$ | Temperatura de entrada del fluido frío (GAS DE PROCESO).                                | <b>310.15</b>  | K                                  |
| $(T_{sc})$ | Temperatura de salida del fluido frío (GAS DE PROCESO).                                 | <b>323.15</b>  | K                                  |
| $(T_{eh})$ | Temperatura de entrada del fluido caliente (AGUA DE CAPTADORES).                        | <b>332.15</b>  | K                                  |
| $(T_{sh})$ | Temperatura de salida del fluido caliente (AGUA DE CAPTADORES).                         | <b>327.05</b>  | K                                  |
| $(C_{pc})$ | Capacidad calorífica @ Temperatura de entrada del fluido frío (GAS DE PROCESO).         | <b>2226.00</b> | J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> |
| $(C_{ph})$ | Capacidad calorífica @ Temperatura de entrada del fluido caliente (AGUA DE CAPTADORES). | <b>4183.58</b> | J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> |

Una vez realizado el balance de energía, y determinadas todas las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, continuará el análisis de transferencia de calor del intercambiador, utilizando el método de efectividad NTU de acuerdo con la Ec. [4.50], proponiendo un intercambiador de un paso por carcasa y cuatro por tubos.

$$NTU = \frac{U * A_d}{C_{mín}} = \frac{U * A_d}{(\dot{m} * C_p)_{mín}} \tag{4.50}$$

Donde:

- $NTU =$  Número de unidades de transferencia.
- $U =$  Coeficiente global de transferencia de calor. W m<sup>-2</sup>K<sup>-1</sup>
- $A_d =$  Área de transferencia de calor. m<sup>2</sup>
- $C_p =$  Capacidad calorífica. J kg<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup>

Para poder resolver la Ec. [4.50], es necesario calcular la razón de capacidad calorífica para ambos fluidos, conocidos los flujos másicos y la capacidad calorífica de cada uno, ver Ecuaciones [4.51] y [4.52].

$$C_c = \dot{m}_{ac} * C_{pc} \tag{4.51}$$

$$C_h = \dot{m}_{ah} * C_{ph} \quad [4.52]$$

Tabla 4.21. Capacidad calorífica de los fluidos a su temperatura correspondiente. Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo        | Parámetro   | Valor           | Unidades                           |
|----------------|---|-----------------|------------------------------------|
| $C_c$          | Capacidad calorífica del fluido frío.   | <b>6566.70</b>  | W K <sup>-1</sup>                  |
| $\dot{m}_{ac}$ | Flujo másico del fluido frío.   | <b>2.95</b>     | kg s <sup>-1</sup>                 |
| $C_{pc}$       | Capacidad calorífica @ Temperatura de entrada del fluido frío (GAS DE PROCESO).         | <b>2226.00</b>  | J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> |
| $C_h$          | Capacidad calorífica del fluido caliente.   | <b>16734.32</b> | W K <sup>-1</sup>                  |
| $\dot{m}_{ah}$ | Flujo másico del fluido caliente.   | <b>4.00</b>     | kg s <sup>-1</sup>                 |
| $C_{ph}$       | Capacidad calorífica @ Temperatura de entrada del fluido caliente (AGUA DE CAPTADORES). | <b>4183.58</b>  | J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> |

Una vez obtenidos los valores necesarios (ver Tabla 4.21) se establecen los valores de las capacidades caloríficas mínimo y máximo de la siguiente manera;  $C_{min}$  será la capacidad calorífica del fluido frío, ya que el valor de  $C_c$  es menor que el valor de  $C_h$ , en consecuencia,  $C_{máx}$  será la capacidad calorífica del fluido caliente (ver Tabla 4.22).

Tabla 4.22. Capacidades caloríficas mínima y máxima. Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo   | Parámetro                   | Valor           | Unidades          |
|-----------|-----------------------------|-----------------|-------------------|
| $C_{mín}$ | Capacidad calorífica mínima | <b>6566.70</b>  | W K <sup>-1</sup> |
| $C_{máx}$ | Capacidad calorífica máxima | <b>16734.32</b> | W K <sup>-1</sup> |

Mediante la Ec. [4.53] se calcula la razón de capacidades  $C_r$  obteniendo un valor de 0.392 al sustituir los valores obtenidos en los cálculos previos.

$$C_r = \frac{C_{mín}}{C_{máx}} \quad [4.53]$$

Con ayuda de la capacidad calorífica mínima calculada en la Tabla 4.22, el siguiente paso es determinar la máxima transferencia de calor para poder calcular la efectividad mediante la Ec. [4.54]:

$$\dot{Q}_{máx} = C_{min} * (T_{eh} - T_{ec}) \quad [4.54]$$

En la Tabla 4.23 se muestra el valor de la razón máxima de transferencia una vez sustituidos los valores de las variables en la Ec. [4.54].

Tabla 4.23. Razón máxima de transferencia de calor. Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo         | Parámetro  | Valor           | Unidades          |
|-----------------|--|-----------------|-------------------|
| $\dot{Q}_{máx}$ | Razón máxima de transferencia de calor.                          | <b>144467.4</b> | W                 |
| $C_{min}$       | Capacidad calorífica mínima.                                     | <b>6566.70</b>  | W K <sup>-1</sup> |
| $T_{eh}$        | Temperatura de entrada del fluido caliente (AGUA DE CAPTADORES). | <b>332.15</b>   | K                 |

|          |   |               |   |
|----------|---|---------------|---|
| $T_{ec}$ | Temperatura de entrada del fluido frío (GAS DE PROCESO) | <b>310.15</b> | K |
|----------|---|---------------|---|

Ahora bien, la efectividad  $\epsilon$  se calculará mediante la Ec. [4.55]:

$$\epsilon = \frac{[-C_h * (T_{sh} - T_{eh})]}{C_{mín} * (T_{eh} - T_{ec})} \tag{4.55}$$

Los valores sustituidos en dicha ecuación, así como el valor de la efectividad se muestran en la Tabla 4.24.

Tabla 4.24. Cálculo de efectividad. Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo    | Parámetro  | Valor           | Unidades          |
|------------|--|-----------------|-------------------|
| $\epsilon$ | Efectividad.   | <b>0.591</b>    |                   |
| $C_h$      | Capacidad calorífica del fluido caliente.                        | <b>16734.32</b> | W K <sup>-1</sup> |
| $T_{sh}$   | Temperatura de salida del fluido caliente (AGUA DE CAPTADORES).  | <b>327.05</b>   | K                 |
| $T_{eh}$   | Temperatura de entrada del fluido caliente (AGUA DE CAPTADORES). | <b>332.15</b>   | K                 |
| $C_{mín}$  | Capacidad calorífica mínima.                                     | <b>6566.70</b>  | W K <sup>-1</sup> |
| $T_{ec}$   | Temperatura de entrada del fluido frío (GAS DE PROCESO).         | <b>310.15</b>   | K                 |

Como se mencionó con anterioridad, para el cálculo y diseño del intercambiador se empleará el método de efectividad NTU; el valor de este último está en función del tipo del mismo. En este caso, al emplear un intercambiador de un paso por carcasa y 4 por tubos, el valor NTU de acuerdo a la tabla de relaciones de la efectividad para los intercambiadores de calor [37] será conforme la Ec. [4.56]:

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{(1 + C_r^2)}} * \ln \left( \frac{\frac{2}{\epsilon} - 1 - C_r - \sqrt{(1 + C_r^2)}}{\frac{2}{\epsilon} - 1 - C_r + \sqrt{(1 + C_r^2)}} \right) \tag{4.56}$$

Sustituyendo los valores calculados previamente en la Ec. [4.56], el valor de la relación NTU obtenido es igual con 1.123, (ver Tabla 4.25).

Tabla 4.25. Relación NTU calculada. Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo    | Parámetro             | Valor        | Unidades |
|------------|-----------------------|--------------|----------|
| $NTU$      | Relación NTU.         | <b>1.123</b> | N/A      |
| $\epsilon$ | Efectividad.          | <b>0.591</b> | N/A      |
| $C_r$      | Razón de capacidades. | <b>0.392</b> | N/A      |

Dado el rango de velocidad permisible dentro de los tubos para el fluido caliente, el número de los mismos se calculará mediante la Ec. [4.57].

$$N_{tub} = \frac{4\dot{V}_h}{v\pi D_{int}^2} \quad [4.57]$$

Tabla 4.26. Cantidad de tubos de acuerdo con la velocidad permisible para el fluido caliente. Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo     | Parámetro   | Valor          | Unidades    |
|-------------|---|----------------|-------------|
| $N_{tub}$   | Número de tubos.  | <b>37</b>      |             |
| $\dot{V}_h$ | Caudal del fluido caliente (AGUA DE CAPTADORES).                          | <b>0.00406</b> | $m^3s^{-1}$ |
| $v$         | Velocidad del fluido caliente permisible en la tubería (valor propuesto). | <b>1</b>       | $m s^{-1}$  |
| $D_{int}$   | Diámetro interior de tubería (ASME ACERO AL CARBÓN NPS 3/4 (DN20) SCH 40) | <b>0.021</b>   | m           |

De acuerdo con los datos mostrados en la Tabla 4.26 la cantidad de tubos requeridos para mantener una velocidad de  $1 m s^{-1}$  en la tubería del fluido caliente es de  $37^{20}$ .

El paso siguiente de acuerdo con el diagrama de flujo de la Figura 4.15, es calcular el área necesaria para la transferencia de calor de acuerdo con la Ec. [4.58] bajo las consideraciones del coeficiente global de transferencia de calor propuesto (ver Tabla 4.19), de tal modo el área requerida para la transferencia se muestra en la

Tabla 4.27.

$$A_d = NTU * \frac{C_{min}}{U_{in}} \quad [4.58]$$

Tabla 4.27. Área necesaria con respecto al coeficiente global de transferencia de calor propuesto, primera iteración del algoritmo. Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo   | Parámetro                                      | Valor          | Unidades          |
|-----------|--|----------------|-------------------|
| $A_d$     | Área necesaria para la transferencia de calor. | <b>8.674</b>   | $m^2$             |
| $NTU$     | Relación NTU.                                  | <b>1.123</b>   | N/A               |
| $C_{min}$ | Capacidad calorífica mínima.                   | <b>6566.70</b> | $W K^{-1}$        |
| $U_{in}$  | Coficiente global de transferencia de calor.   | <b>850</b>     | $W m^{-2} K^{-1}$ |

<sup>20</sup> La velocidad permitida en tubería para el diseño de intercambiadores con tubos de acero y agua de mar es de  $0.762$  a  $2.43 m/s$  ( $2.5$  a  $8 ft/s$ ) de acuerdo con la tabla 10.24 del manual de diseño de procesos para plantas químicas y petroquímicas, ver Anexos [70].

El área obtenida a partir de la primera iteración del algoritmo corresponde a  $8.674 \text{ m}^2$  el siguiente paso, de acuerdo al diagrama de flujo, es proponer los valores de longitud de tubo, pasos, diámetros en los tubos, etc., y estos parámetros se variarán recalculando el valor del coeficiente geométrico y el valor del área necesaria para la transferencia de calor hasta que los valores del coeficiente geométrico y térmico sean iguales o menores al porcentaje del error propuesto.

Para satisfacer el requisito anterior, se propone una distribución en arreglo cuadrado, con paso de  $0.03175 \text{ m}$  (1.25 pulg.) por lo tanto, la distancia entre tubos será de  $0.03175 \text{ m}$ , (ver Figura 4.16).

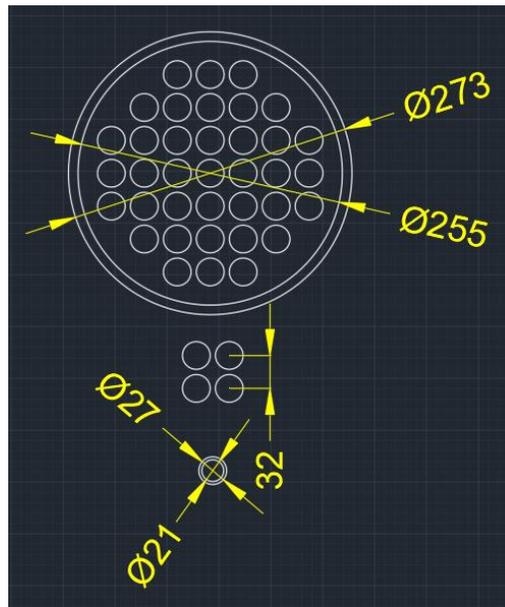


Figura 4.16. Distribución y paso de los tubos internos del intercambiador de calor. Fuente: Elaboración propia.

Con las consideraciones geométricas de la propuesta se calcula el área de transferencia de calor mediante la Ec. [4.59].

$$A_{scorr} = N_{tub} * L_{tub} * \pi * D_{ext} \quad [4.59]$$

En la Tabla 4.28, se muestra el valor del área corregida, así como las principales características de los tubos y carcasa del intercambiador propuesto, dichos valores corresponden a la última iteración del algoritmo.

Tabla 4.28. Cálculo de área de transferencia de calor corregida en función de la geometría propuesta para el intercambiador de calor. Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo      | Parámetro   | Valor        | Unidades |
|--------------|---|--------------|----------|
| $D_{intcar}$ | Diámetro interior de tubería (ASME ACERO AL CARBÓN NPS 10 (DN250) SCH 40. | <b>0.255</b> | $m$      |
| $A_{tc}$     | Área de sección transversal interior de carcasa.                          | <b>0.051</b> | $m^2$    |
| $A_{scorr}$  | Área de transferencia de calor corregida.                                 | <b>7.460</b> | $m^2$    |
| $N_{tub}$    | Cantidad de tubos.  | <b>37</b>    |          |
| $L_{tub}$    | Longitud de tubos propuesta.  | <b>7.560</b> | $m$      |
| $D_{ext}$    | Diámetro exterior de tubería (ASME ACERO AL CARBÓN NPS 3/4 (DN20)         | <b>0.027</b> | $m$      |

Una vez obtenida el área corregida de intercambio de calor, se calcula el coeficiente de transferencia de calor corregido, mediante la Ec. [4.60]:

$$U_{corr} = \frac{NTU * C_{mín}}{A_{scorr}} \quad [4.60]$$

Sustituyendo los valores de la Tabla 4.28 en la Ec. [4.60] el valor corregido del coeficiente de transferencia de la última iteración del algoritmo es igual con  $988.288 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ .

Previo a esta última iteración, con el coeficiente global de transferencia de calor térmico calculado, el siguiente paso fue determinar el coeficiente global de transferencia de calor geométrico, que está en función de los valores convectivos y éstos se basan en los valores reales de diseño del intercambiador. El objetivo de este cálculo es la comparación de ambos valores, de tal modo que cuando el valor geométrico se aproximó a la solución térmica (teniendo un error de hasta un 3% entre el valor geométrico contra el térmico), se detuvieron las iteraciones y se dejaron de modificar los valores de las variables. En ese momento se culminó el diseño matemático.

Por lo tanto, fue necesario el cálculo de los valores convectivos tanto en el interior como en el exterior de la carcasa, estos fueron calculados por separado.

En primer lugar y partir de los datos de proceso (ver Tabla 2.2 y Tabla 4.19) se obtienen los caudales del fluido caliente y del fluido frío a partir de la Ec. [4.61] y Ec. [4.62]:

$$\dot{V}_h = \frac{\dot{m}_{ah}}{\delta_h} \quad [4.61]$$

$$\dot{V}_c = \frac{\dot{m}_{ac}}{\delta_c} \quad [4.62]$$

Tabla 4.29. Caudales del fluido caliente y fluido frío en el intercambiador de calor. Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo        | Parámetro  | Valor          | Unidades    |
|----------------|--|----------------|-------------|
| $\dot{V}_h$    | Caudal del fluido caliente (AGUA DE CAPTADORES).     | <b>0.00406</b> | $m^3s^{-1}$ |
| $\dot{m}_{ah}$ | Flujo másico del fluido caliente.                    | <b>4</b>       | $kg s^{-1}$ |
| $\delta_h$     | Densidad de fluido caliente @ Temperatura de entrada | <b>985.2</b>   | $kg m^{-3}$ |
| $\dot{V}_c$    | Caudal de fluido frío (GAS DE PROCESO).              | <b>0.1259</b>  | $m^3s^{-1}$ |
| $\dot{m}_{ac}$ | Flujo másico del fluido frío                         | <b>2.95</b>    | $kg s^{-1}$ |
| $\delta_c$     | Densidad de fluido frío @ Temperatura de entrada     | <b>23.435</b>  | $kg m^{-3}$ |

Los resultados de aplicar dichas ecuaciones se muestran en la Tabla 4.29, con ellos, se procede a realizar el análisis de los valores convectivos tanto al interior como el exterior de la carcasa.

*Análisis de convección interna*

Para conocer el comportamiento del fluido al interior de los tubos es necesario calcular el número de Reynolds, mediante la Ec. [4.63]:

$$Re_{int} = \frac{V_{elin} * D_{int} * \delta_c}{\mu_c} \tag{4.63}$$

Donde:

$$V_{elin} = \frac{\dot{V}_c}{A_{ttub}} \tag{4.64}$$

Y  $A_{ttub}$  será el área total de los tubos, entonces:

$$A_{ttub} = A_{stint} * N_{tubc} \tag{4.65}$$

Al sustituir los valores de las variables, se obtiene el número de Reynolds (ver Tabla 4.30), el cual corresponde con un valor aproximado de 166169.

Tabla 4.30. Cálculo de número de Reynolds. Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo     | Parámetro   | Valor                           | Unidades           |
|-------------|---|---------------------------------|--------------------|
| $V_{elin}$  | Velocidad.  | <b>15.85330347</b>              | $m\ s^{-1}$        |
| $D_{int}$   | Diámetro interior de tubería (ASME ACERO AL CARBÓN NPS 3/4 (DN20) SCH 40.   | <b>0.021</b>                    | m                  |
| $\rho_c$    | Densidad de fluido frío @ Temperatura de entrada.                           | <b>23.435</b>                   | $kg\ m^{-3}$       |
| $\mu_c$     | Viscosidad dinámica del fluido frío @ Temperatura de entrada. <sup>21</sup> | <b>4.67945X10<sup>-05</sup></b> | $kg\ m^{-1}s^{-1}$ |
| $\dot{V}_c$ | Caudal de fluido frío (GAS DE PROCESO).                                     | <b>0.1259</b>                   | $m^3\ s^{-1}$      |
| $A_{ttub}$  | Área transversal de los tubos.  | <b>0.007940303</b>              | $m^2$              |
| $A_{stint}$ | Área de sección transversal interior de tubo.                               | <b>0.0002146</b>                | $m^2$              |
| $N_{tubc}$  | Cantidad de tubos.  | <b>37</b>                       |                    |
| $Re_{int}$  | Número de Reynolds  | <b>166169.3231</b>              |                    |

A partir de los datos proporcionados en la Tabla 4.30, se obtiene el número de Prandtl para el fluido frío (gas de proceso) mediante la Ec. [4.66]:

$$Pr = \frac{C_{pc}\mu_c}{k_c} \quad [4.66]$$

Sustituyendo valores se obtiene  $Pr = 0.766$

Como el valor obtenido de Reynolds es 166169.32, mientras que el número de Prandtl es 0.766 y de acuerdo a la tabla 2.4 página 424 [68], se trata de un flujo turbulento, el valor para Nusselt se determinará con la Ec. [4.67]:

$$Nu_c = 0.027 * (Re)^{0.8} * \left(\frac{\mu_c}{\mu_{su}}\right)^{0.14} \quad [4.67]$$

Sustituyendo valores en la Ecuación anterior el número de Nusselt es aproximadamente igual con:

$$Nu_c = 406.140619$$

Por lo tanto, el valor de la convección de calor para el interior de los tubos se calcula de acuerdo con la Ec. [4.68]:

$$h_{ac} = \frac{Nu_c * k_c}{D_{int}} \quad [4.68]$$

Sustituyendo los valores en la Ec. [4.68]:

<sup>21</sup> Valor obtenido a partir de las propiedades termodinámicas del metano, tabla 2.233 [69].

$$h_{ac} = \frac{Nu_c * k_c}{D_{int}} = 2637.62 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

Dado el resultado, para convección interna, el flujo ofrece poca resistencia térmica y se procederá al análisis de transferencia de calor por convección externa.

*Análisis de convección externa*

Una vez calculada la convección interna y dado que el coeficiente global de transferencia de calor real está en función de los valores convectivos (interno y externo), es necesario realizar un proceso similar para determinar el valor del coeficiente convectivo exterior del intercambiador de calor, mismo que será calculado de la siguiente manera. Primero se debe calcular el área disponible en el intercambiador de calor, por medio de la Ec. [4.69]:

$$A_{lib} = A_{tc} - A_{ttub} \tag{4.69}$$

Tabla 4.31. Cálculo de área libre. Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo    | Parámetro                      | Valor          | Unidades |
|------------|--------------------------------|----------------|----------|
| $A_{lib}$  | Área libre                     | <b>0.043</b>   | $m^2$    |
| $A_{tc}$   | Área transversal de la carcasa | <b>0.051</b>   | $m^2$    |
| $A_{ttub}$ | Área transversal de los tubos  | <b>0.00794</b> | $m^2$    |

Con ayuda de los datos obtenidos de la Tabla 4.31 para conocer el tipo de fluido que estará en el exterior de la carcasa, es necesario conocer el número de Reynolds exterior, por lo que se calculará la velocidad en función del caudal del fluido caliente, con la Ec. [4.70]:

$$V_{\alpha} = \frac{\dot{V}_h}{A_{lib}} \tag{4.70}$$

Sustituyendo los datos en la Ec. [4.70]:

$$V_{\alpha} = \frac{\dot{V}_h}{A_{lib}} = 0.09443 \text{ ms}^{-1}$$

Para determinar el coeficiente de convección externa, es necesario conocer el arreglo de los tubos dentro de la carcasa, ya que la convección externa dependerá del acomodo de los mismos. Esto determinara la velocidad máxima posible del fluido dentro de la carcasa. La Figura 4.16 muestra el tipo de arreglo propuesto. La elección de la disposición alineada depende de diversos factores como son:

1. Se utiliza cuando el factor de ensuciamiento en la carcasa es  $> 0.001 \text{ m}^2\text{KW}^{-1}$ .
2. Cuando la limpieza mecánica es crítica.
3. Con flujo turbulento en casos limitados por caída de presión.

Por lo tanto, para disposición alineada realizaremos el cálculo de velocidad máxima del fluido con la Ec. [4.71]:

$$V_{m\acute{a}x} = V_{\alpha} * \frac{ST}{ST - D_{ext}} \quad [4.71]$$

Tabla 4.32. Cálculo de velocidad máxima del fluido a partir de las condiciones del arreglo propuesto. Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo           | Parámetro   | Valor          | Unidades          |
|-------------------|---|----------------|-------------------|
| $V_{m\acute{a}x}$ | Velocidad máxima del fluido.  | <b>0.5902</b>  | m s <sup>-1</sup> |
| $V_{\alpha}$      | Velocidad del fluido.   | <b>0.09443</b> | m s <sup>-1</sup> |
| $D_{ext}$         | Diámetro exterior de tubería (ASME ACERO AL CARBÓN NPS 3/4 (DN20)). | <b>0.027</b>   | m                 |
| $ST$              | Distancia entre tubos.  | <b>0.03175</b> | m                 |

Una vez calculada la velocidad máxima del fluido, se determinará el número de Reynolds para la carcasa, mediante la Ec. [4.72].

$$R_{ext} = \frac{V_{m\acute{a}x} * D_e * \delta_h}{\mu_h} \quad [4.72]$$

Sin embargo, como la mayor parte de la superficie de los tubos está en contacto directo con el fluido caliente, y se deben considerar las relaciones por la fricción del fluido y la transferencia de calor, es necesario calcular el diámetro mojado " $D_e$ " para determinar el número de Reynolds, esto se realiza mediante la Ec. [4.73]:

$$D_e = \frac{4 * A_{lib}}{D_{ext} * \pi * N_{tubc} + D_{intcar} * \pi} \quad [4.73]$$

Sustituyendo los valores mostrados en la Tabla 4.33 en las Ecuaciones [4.72] y [4.73] se obtiene un valor para el número de Reynolds aproximadamente igual con:

$$R_{ext} \approx 50873$$

Dicho valor indica un flujo laminar y mediante la tabla 2.5 de la página 833 [68] del Manual de Transferencia de Calor, la fórmula para calcular el número de Nusselt para un patrón de flujo laminar en distribución alineada es (ver Ec. [4.74]):

$$Nu_h = 0.27 * Re_{xt}^{0.63} * Pr_h^{0.36} \left[ \frac{Pr_h}{Pr_s} \right]^{0.25} \quad [4.74]$$

Tabla 4.33. Cálculo de diámetro mojado y número de Reynolds para la carcasa. Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo   | Parámetro                           | Valor            | Unidades |
|-----------|-------------------------------------|------------------|----------|
| $R_{ext}$ | Número de Reynolds para la carcasa. | <b>50873.336</b> |          |

|                   |  |                 |                    |
|-------------------|--|-----------------|--------------------|
| $V_{m\acute{a}x}$ | Velocidad máxima del fluido caliente.  | <b>0.5902</b>   | $m\ s^{-1}$        |
| $\delta_h$        | Densidad del fluido caliente (AGUA DE CAPTADORES).                             | <b>985.2</b>    | $kg\ m^{-3}$       |
| $D_e$             | Diámetro mojado (AGUA DE CAPTADORES).  | <b>0.0441</b>   | m                  |
| $\mu_h$           | Viscosidad dinámica del fluido caliente.                                       | <b>0.000504</b> | $kg\ m^{-1}s^{-1}$ |
| $A_{lib}$         | Es el área libre, resultado del área de la carcasa menos el área de los tubos. | <b>0.043</b>    | $m^2$              |
| $D_{intcar}$      | Diámetro interior de la carcasa.   | <b>0.255</b>    | m                  |
| $D_{ext}$         | Diámetro exterior de tubería (ASME ACERO AL CARBÓN NPS 3/4 (DN20)).            | <b>0.027</b>    | m                  |
| $N_{tubc}$        | Número de tubos.   | <b>37</b>       |                    |

El Número de Prandtl necesario para sustituir en la Ec. [4.74] para el fluido frío a temperatura de superficie se calcula mediante la Ec. [4.75]:

$$Pr = \frac{C_{pc}\mu_c}{k_c} \tag{4.75}$$

Tabla 4.34. Cálculo de número de Prandtl<sup>22</sup>. Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo  | Parámetro   | Valor                         | Unidades           |
|----------|---|-------------------------------|--------------------|
| $Pr$     | Numero de Prandtl.  | <b>0.108</b>                  |                    |
| $C_{pc}$ | Calor específico @ Temperatura de superficie de fluido frío (GAS DE PROCESO). | <b>316.65</b>                 | $J\ kg^{-1}K^{-1}$ |
| $\mu_c$  | Viscosidad dinámica de fluido frío @ temperatura de superficie.               | <b>4.613X10<sup>-05</sup></b> | $kg\ m^{-1}s^{-1}$ |
| $k_c$    | Coficiente de conductividad térmica del fluido frío.                          | <b>0.1348</b>                 | $W\ m^{-1}K^{-1}$  |

Sustituyendo el valor de Prandtl calculado que se muestra en la Tabla 4.34 en la Ec. [4.74] el número de Nusselt es aproximadamente igual con:

$$Nu_h = 0.27 * Re_{xt}^{0.63} * Pr_h^{0.36} \left[ \frac{Pr_h}{Pr_s} \right]^{0.25} = 89.1224$$

Por lo tanto, el valor de la convección de calor exterior en la carcasa y de acuerdo a la Ec. [4.76] , será de:

$$h_{ah} = \frac{Nu_h k_h}{D_{ext}} \tag{4.76}$$

$$h_{ah} = 2168.75\ W\ m^{-2}\ K^{-1}$$

<sup>22</sup> Valores de calor específico, viscosidad dinámica y conductividad térmica obtenidos de la tabla 2.233 [69].

Una vez obtenidos los valores de los coeficientes convectivos, se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor real mediante la Ec. [4.77]:

$$U_{geo} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ac}} + \frac{1}{h_{ah}} + \frac{r_{exte} * \ln\left(\frac{r_{exte}}{r_{inte}}\right)}{2 * k_{ac}} + R_{car} + R_{tub}} \quad [4.77]$$

En la Tabla 4.35 se muestra el valor geométrico del coeficiente de transmisión de calor, de acuerdo con el algoritmo mostrado en la Figura 4.15, dicho valor debe ser comparado con el obtenido mediante la Ec. [4.60], los valores mostrados corresponden a la última iteración realizada. Si el error calculado es igual o menor al valor propuesto ( $\pm 3\%$ ) se validan las áreas necesarias para el intercambio de calor.

Tabla 4.35. Cálculo del coeficiente geométrico global de transmisión de calor, última iteración del algoritmo de cálculo.  
Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo    | Parámetro   | Valor            | Unidades            |
|------------|---|------------------|---------------------|
| $U_{geo}$  | Coficiente global de transmisión de calor.  | <b>988.767</b>   | $W\ m^{-2}\ K^{-1}$ |
| $r_{exte}$ | Radio exterior de los tubos del intercambiador de calor.                            | <b>0.013335</b>  | m                   |
| $r_{inte}$ | Radio interior de los tubos del intercambiador de calor.                            | <b>0.0104648</b> | m                   |
| $h_{ac}$   | Coficiente por convección de los tubos (fluido frío).                               | <b>2637.62</b>   | $W\ m^{-2}\ K^{-1}$ |
| $h_{ah}$   | Coficiente por convección de la carcasa (fluido caliente).                          | <b>2168.75</b>   | $W\ m^{-2}\ K^{-1}$ |
| $k_{ac}$   | Coficiente por conducción del material de los tubos.                                | <b>76.4635</b>   | $W\ m^{-1}\ K^{-1}$ |
| $R_{car}$  | Resistencia por ensuciamiento en el intercambiador de calor del lado de la carcasa. | <b>0.00005</b>   | $m^2\ K\ W^{-1}$    |
| $R_{tub}$  | Resistencia por ensuciamiento en el intercambiador de calor del lado de los tubos.  | <b>0.0001</b>    | $m^2\ K\ W^{-1}$    |

Como se observa en la *¡Error! La autoreferencia al marcador no es válida.* el porcentaje de error está por debajo de la consideración realizada, por lo tanto, se concluye que el intercambiador tendrá un funcionamiento correcto siempre y cuando sea operado bajo las consideraciones mencionadas durante el desarrollo de la presente memoria de cálculo.

Tabla 4.36. Comparación de valores del área de intercambio en función del coeficiente global de transferencia de calor.  
Fuente: Elaboración propia.

| Parámetros       | Coefficiente global de transferencia de calor | Área necesaria para el intercambio |
|------------------|---|------------------------------------|
| Valor propuesto  | $850 \frac{W}{m^2 K}$                         | $8.674 m^2$                        |
| Valor térmico    | $988.288 \frac{W}{m^2 K}$                     | $7.460 m^2$                        |
| Valor geométrico | $988.767 \frac{W}{m^2 K}$                     | $7.457 m^2$                        |
| Error            | <b>0.048 %</b>                                | <b>0.048 %</b>                     |

### Caída de presión

El cálculo de la caída de presión, indica si es necesaria la incorporación de una bomba para hacer circular el líquido, por lo tanto, es indispensable obtener este cálculo para la carcasa y para el interior de los tubos (ver Ec. [4.78] y [4.79]), siguiendo este orden:

$$\Delta P = N_l * f * x * \frac{\delta_h * V_{max}^2}{2} \quad [4.78]$$

$$\dot{W}_{bomba} = \frac{\dot{m}_{ah} * \Delta P}{\delta_h} \quad [4.79]$$

En la Tabla 4.37 se muestran los valores obtenidos para la caída de presión y potencia de la bomba del lado carcasa, en función de los mismos, se concluye que no es requerida una bomba para hacer circular el fluido en el intercambiador.

La pérdida de presión dentro de los tubos de sección circular en un intercambiador de carcasa y tubos, es la suma de la pérdida de fricción dentro de los tubos y la pérdida entre los pasos del intercambiador. La pérdida de fricción está dada por la Ec. [4.80]:

$$\Delta P_f = f_{tub} * \frac{L_{tub} * \delta_c * V_{elin}^2}{2 * D_{inte}} \quad [4.80]$$

El factor de fricción “ $f_{tub}$ ”, se determina mediante el diagrama de Moddy [37], este dependerá del número de Reynolds y el cociente entre su aspereza y el diámetro en el tubo.

La rugosidad para el acero comercial es de  $0.045 \text{ mm}^{2.3}$ , con este dato se procede a calcular la rugosidad relativa.

Tabla 4.37. Cálculo de potencia en bomba para el lado carcasa. Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo           | Parámetro                             | Valor         | Unidades           |
|-------------------|---------------------------------------|---------------|--------------------|
| $\Delta P$        | Caída de presión.                     | <b>85.797</b> | Pa                 |
| $N_l$             | Número de filas.                      | <b>1</b>      |                    |
| $f$               | Factor de fricción.                   | <b>0.5</b>    |                    |
| $x$               | Factor de corrección.                 | <b>1</b>      |                    |
| $\delta_h$        | Densidad del fluido caliente.         | <b>985.2</b>  | $\text{kg m}^{-3}$ |
| $V_{max}$         | Velocidad máxima del fluido caliente. | <b>0.5902</b> | $\text{m s}^{-1}$  |
| $\dot{W}_{bomba}$ | Potencia de bomba.                    | <b>0.348</b>  | W                  |
| $\dot{m}_{ah}$    | Flujo másico del fluido caliente.     | <b>4</b>      | $\text{kg s}^{-1}$ |

Finalmente, la potencia necesaria para mover el fluido en el interior de los tubos se obtiene mediante la Ec. [4.81]:

$$\dot{W}_{tubos} = \dot{V}_c * \Delta P_L \quad [4.81]$$

Sustituyendo los valores que se muestran en la Tabla 4.38 en las Ecuaciones [4.80] y [4.81] se obtiene el valor numérico de la potencia mínima requerida de bombeo y se concluye que no es necesaria una bomba para hacer circular el fluido dentro de los tubos del intercambiador de calor.

Tabla 4.38. Cálculo de potencia en bomba para el lado tubos. Fuente: Elaboración propia.

| Símbolo           | Parámetro                            | Valor          | Unidades                  |
|-------------------|--------------------------------------|----------------|---------------------------|
| $\Delta P_f$      | Caída de presión en el tubo.         | <b>245.486</b> | Pa                        |
| $f_{tub}$         | Factor de fricción en los tubos.     | <b>0.058</b>   |                           |
| $L_{tub}$         | Longitud del tubo.                   | <b>7.560</b>   | m                         |
| $\delta_c$        | Densidad en el tubo.                 | <b>23.435</b>  | $\text{kg m}^{-3}$        |
| $V_{elin}$        | Velocidad lineal del tubo.           | <b>1</b>       | $\text{m s}^{-1}$         |
| $D_{inte}$        | Diámetro interior del tubo.          | <b>0.021</b>   | m                         |
| $\dot{W}_{tubos}$ | Potencia mínima requerida de bombeo. | <b>30.901</b>  | W                         |
| $\dot{V}_c$       | Gasto volumétrico.                   | <b>0.12588</b> | $\text{m}^3\text{s}^{-1}$ |

En conclusión y de acuerdo con el análisis que se ha realizado en el apartado anterior, la distribución para el intercambiador de calor será de 37 tubos en una carcasa con diámetro interior de 0.255 m, equivalente a tubería de 250 DN (10" NPS) en cédula 40, en un paso por carcasa y 4 pasos por tubos, (ver Figura 4.16). Cabe recordar que todas las dimensiones mostradas están dadas en base al Sistema Internacional (SI).

<sup>23</sup> Ver Diagrama de Moddy p. 867 del libro "Termodinámica" de Cengel [37].

El arreglo propuesto en la Figura 4.16 es únicamente como referencia, ésta, dependerá de la etapa de fabricación, pero su distribución deberá permanecer siempre en forma alineada. Si se llegara a alterar este arreglo, será necesario replantear los nuevos datos en el análisis matemático y conocer las ventajas o desventajas sobre el coeficiente global de transferencia de calor.

En la Tabla 4.39 se muestran las características principales del diseño del intercambiador obtenidas en la memoria de cálculo realizada específicamente para el equipo de acondicionamiento de gas.

Tabla 4.39. Características geométricas generales del intercambiador de calor para el sistema termosolar. Fuente: Elaboración propia.

| Parámetro                                     | Valor                                      |
|---|--|
| Material                                      | Acero al carbón ASME SA-106B <sup>24</sup> |
| Longitud de tubos                             | 7.560 m                                    |
| Diámetro interior de tubos                    | 0.021 m                                    |
| Diámetro exterior de tubos                    | 0.027 m                                    |
| Espacio entre tubos                           | 0.032 m                                    |
| Diámetro interior de carcasa                  | 0.255 m                                    |
| Área transversal de la carcasa                | 0.051 m <sup>2</sup>                       |
| Área de sección transversal interior de tubos | 0.0002146 m <sup>2</sup>                   |
| Área necesaria para el intercambiador         | 7.460 m <sup>2</sup>                       |

#### 4.6.4 Resultados del análisis energético y exergético del sistema de acondicionamiento de gas PA-6401

Se realizó el análisis exergético del sistema de acondicionamiento de gas PA-6401 para la plataforma Abkatun-N1, se simularon condiciones a partir de datos de proceso obtenidos de reportes para diseño de equipos durante la etapa de licitación. Se cuantificó la magnitud de los cambios de diferentes tipos de exergía. Se demostró que la exergía en las entradas de materia se debe principalmente a los altos flujos y presiones que se manejan en estos procesos y que la máxima destrucción de exergía toma lugar en los procesos de calentamiento eléctrico de gas para su acondicionamiento y en los procesos que decrementan la presión (válvulas estranguladoras). El proceso en lo general consume 3945 kW de energía, y únicamente 55.610 kW de energía eléctrica para el calentador de gas eléctrico. Los subprocesos con la mayor cantidad de exergía destruida son calentador eléctrico EA-400 (55.964 kW), válvula reguladora de presión PCV (13.452 kW) e intercambiador de calor EA-401 (1.859 kW).

<sup>24</sup> Ver tabla de equivalencias en Anexo 2.

Como propuesta de valor se indican dos medidas para reducir la destrucción y las pérdidas de exergía, (i) instalación de sistemas que reduzcan la presión en las PCV de manera efectiva, es decir recuperar la presión para un proceso secundario, y (ii) instalar un sistema termosolar que supla la energía que es entregada al calentador eléctrico de gas.

En conclusión, con base en los resultados el proceso de mayor destrucción de exergía es el calentador eléctrico de inmersión EA-400 con aproximadamente 55.964 kW es decir el 79% de la exergía destruida de todo el paquete de acondicionamiento de gas, por esta razón es el sistema que puede ser susceptible de mejora al instalar un sistema termosolar que cumpla con la función de acondicionar el gas que transita por este sistema a la temperatura deseada del proceso.

#### 4.6.5 Análisis de resultados del sistema termosolar para el equipo de acondicionamiento de gas PA-6401

Se realizó el análisis del sistema termosolar que satisfaga los requerimientos de calor del paquete de acondicionamiento de gas PA-6401<sup>25</sup> para la plataforma Abkatun-N1, se simularon condiciones a partir de datos de proceso obtenidos de reportes para diseño de equipos, así como datos técnicos reportador por PEMEX y sus subsidiarias. Se cuantificó la magnitud del calor de proceso requerido y *se demostró que un sistema termosolar es capaz de satisfacer la demanda del mismo*.

El proceso en lo general demanda 48.386 kW de energía calorífica, que puede ser suministrada en una corriente de agua calculada para un flujo másico de  $4 \text{ kg s}^{-1}$ , dicho fluido de trabajo puede ser introducido al sistema a temperatura y presión ambiente, el sistema termosolar consta de 19 captadores de 30 tubos evacuados cada uno en una configuración en paralelo, de tal manera que el flujo sea distribuido uniformemente en el arreglo, posteriormente cada flujo proveniente de dicho subsistema se hace pasar por un conjunto de 9 captadores de 30 tubos evacuados cada uno con el objetivo de alcanzar la temperatura de trabajo requerida.

En seguimiento a las propuestas de valor de la sección anterior, ver 4.6.4, (se hace referencia a dos medidas para reducir la destrucción y las pérdidas de exergía, (i) instalación de sistemas que reduzcan la presión en las PCV de manera efectiva, es decir recuperar la presión para un proceso secundario, y (ii) instalar un sistema termosolar que supla la energía que es entregada al calentador eléctrico de gas) esta última es altamente atractiva y en función del trabajo aquí expuesto posible.

Una vez obtenidas las características del sistema termosolar que satisface los requerimientos de calor, se procedió al cálculo del intercambiador de calor entre las corrientes de gas de proceso y agua caliente, se seleccionó un intercambiador de carcasa y tubos, con 37 tubos y

---

<sup>25</sup> El código de identificación del equipo paquete de acondicionamiento de gas para la plataforma Abkatún N-1 es PA-6401.

una longitud de 7.560 m, con un área de transferencia de calor de 7.460 m<sup>2</sup> (para mayor referencia ver Tabla 4.28). Realizados los cálculos se concluye que es *factible* instalar y operar el intercambiador como parte del sistema de acondicionamiento de gas con energía termosolar dado el tamaño reducido del mismo.

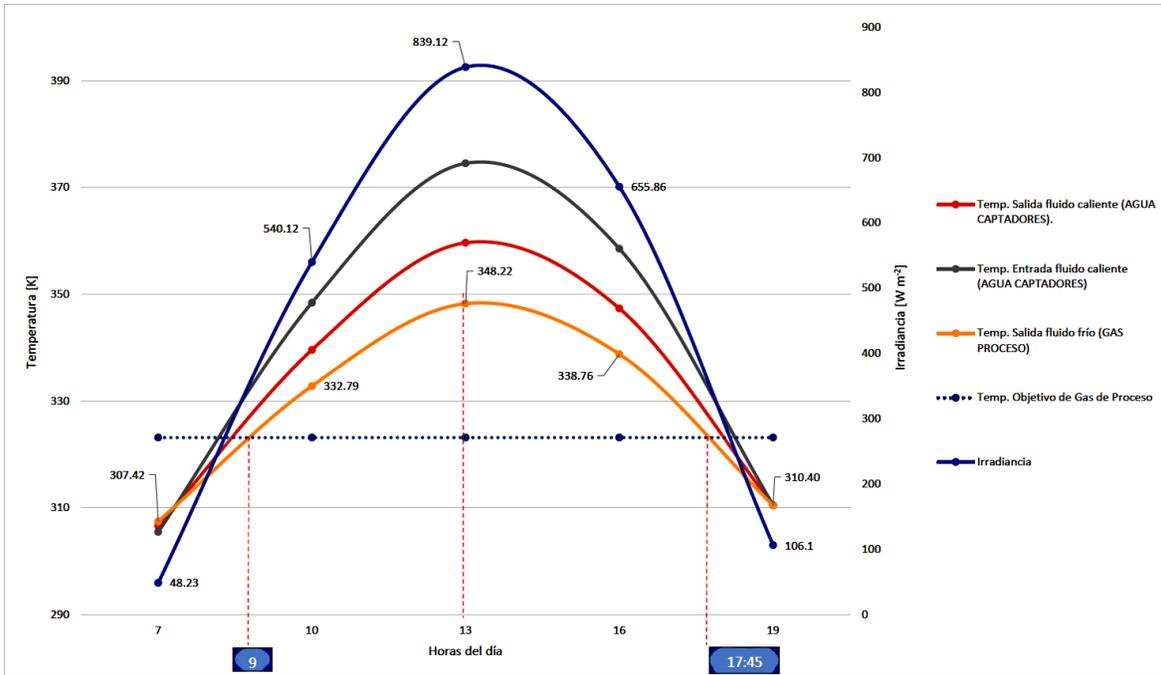
Dado que en ambos fluidos no existe cambio de fase, sus propiedades en los intervalos de temperatura en que trabajan, no alteran significativamente el diseño (se pretende en la sección de trabajos futuros, corroborar esta aseveración bajo ciertas características del diseño). Por tal motivo el tamaño del intercambiador es óptimo para su instalación y montaje.

Por otra parte, el intercambiador de calor siempre cumplirá con el objetivo de mantener el gas de proceso al menos a 323.15 K, que es la temperatura requerida a la salida del paquete, (ver Figura 2.1).

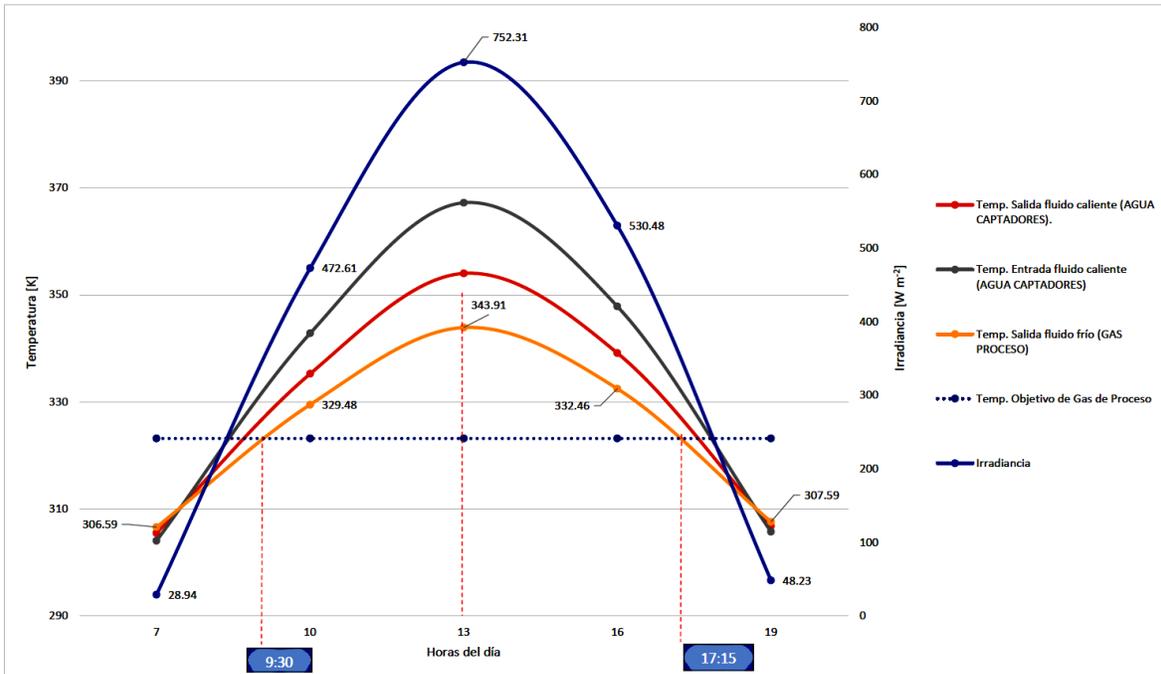
Las conclusiones de este cálculo, son representadas en la Gráfica 4.14, Gráfica 4.15 y Gráfica 4.16 donde se puede visualizar el comportamiento de la temperatura del gas de proceso a la salida del intercambiador de calor. La irradiancia a condiciones mínimas, normales y máximas se ha graficado para poder esquematizar el incremento de temperatura del fluido calo-transportador en función de las horas del día. Se ha fijado la temperatura objetivo del gas de proceso de acuerdo con las condiciones de diseño preestablecidas del paquete de acondicionamiento de gas, es posible, mediante la visualización de dichos gráficos, comparar las temperaturas de entrada al intercambiador del fluido de trabajo (agua) a las condiciones de salida de los captadores contra las temperaturas de salida una vez realizado el intercambio de calor entre las corrientes de gas de proceso y agua. Así, por ejemplo, en condiciones normales, en la Gráfica 4.15 el gas de proceso alcanzaría su temperatura de trabajo de 323.15 K entre las 9:30 y las 17:45 horas, con una temperatura máxima de 343.91 K a las 13:00 horas.

Los resultados mostrados a condiciones máximas, normales y mínimas, muestran que durante un tiempo aproximado de 8:45 horas, 7:45 horas y 5:15 horas respectivamente se mantendrá la temperatura del fluido por lo menos igual o superior a la temperatura objetivo requerida por el sistema de acondicionamiento de gas. Es importante subrayar que el tiempo necesario para alcanzar y sostener la temperatura objetivo está en función del flujo másico, dicha variable puede variarse a voluntad para obtener diferentes respuestas del sistema.

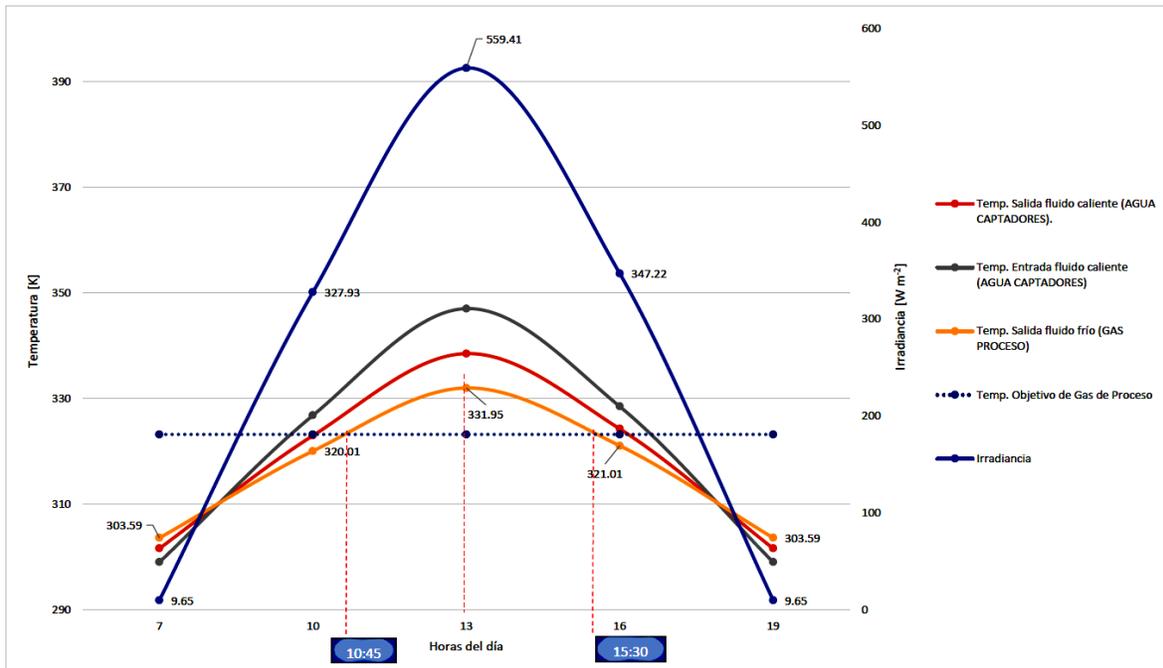
Otro punto importante del sistema es el sobredimensionamiento del mismo, que, aunque no es objeto de estudio de la presente investigación, puede ser una gran ventaja para almacenar y ocupar el fluido a temperatura objetivo para transferir el calor y acondicionar el gas durante horas no solares.



Gráfica 4.14. Temperaturas de fluidos en intercambiador de calor a condiciones de irradiación máximas. Elaboración propia (2021).



Gráfica 4.15. Temperaturas de fluidos en intercambiador de calor a condiciones de irradiación normales. Elaboración propia (2021).



Gráfica 4.16. Temperaturas de fluidos en intercambiador de calor a condiciones de irradiancia mínimas. Elaboración propia (2021).

Finalmente, y no menos importante es enfatizar un uso adecuado del equipo, así como el mantenimiento preventivo que el fabricante disponga para el mismo, ya que de esto dependerá una vida útil adecuada y una operación normal que se traducirá en ventajas económicas en un plazo determinado. Evidentemente, y aunque no es alcance del presente trabajo, las condiciones operativas del sistema en plataforma deberán establecerse conforme a normativa nacional e internacional vigente durante la etapa de construcción y operación del mismo.

## 5. CONCLUSIONES DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN Y TRABAJOS FUTUROS.

En conclusión, con base en los resultados mostrados a lo largo del desarrollo del presente trabajo se observa que el calentador eléctrico de inmersión EA-400 tiene un valor de exergía destruida de aproximadamente 55.964 kW es decir el 79% de la exergía destruida de todo el paquete de acondicionamiento de gas, *por lo que se justifica la búsqueda de una solución exergéticamente más eficiente.*

Se concluye que al instalar un sistema termosolar que cumpla con la función de acondicionar el gas que transita por este subsistema, no solo se reducen las ineficiencias del sistema planteado en la hipótesis del proyecto, sino que *se elimina la destrucción de exergía presentada en el acondicionamiento de gas*, debido al empleo de un calentador eléctrico de inmersión.

Se cuantificó la magnitud del calor de proceso requerido y *se demostró que un sistema termosolar es capaz de satisfacer la demanda del mismo.*

Se cuantificó el área que ocupa el sistema termosolar y *se demostró que es factible su ubicación en la plataforma propuesta.*

Se concluye que, con los resultados de la Sección 4.6.5, en promedio en 3.4 horas se alcanza la temperatura objetivo del gas de proceso requerida dadas las condiciones de irradiación conforme la Sección 4.2.

Una vez obtenidas las características del sistema termosolar que satisface los requerimientos de calor, se procedió al cálculo del intercambiador de calor entre las corrientes de gas de proceso y agua caliente, se seleccionó un intercambiador de carcasa y tubos, con un área de transferencia de calor de 7.460 m<sup>2</sup>. Realizados los cálculos se concluye que *es factible instalar y operar el intercambiador* como parte del sistema de acondicionamiento de gas con energía termosolar dado el tamaño reducido del mismo.

Se observó que en condiciones normales de operación (ver Gráfica 4.15) el sistema mantendrá la temperatura objetivo un promedio de 7.25 horas al día, lo cual permitirá operar la mayor parte del tiempo con el apoyo de energía solar y emplear solo un sistema de respaldo en el tiempo restante.

En próximos trabajos se sugiere continuar con el desarrollo de los siguientes indicadores: destrucción de exergía específica, eficiencia adiabática en exergía base y eficiencia exergética para los equipos de acondicionamiento de gas u otro cualquiera que implique un proceso en plataforma.

Cabe mencionar que formular un diagnóstico de la eficiencia exergética para plantas de procesamiento en alta mar es difícil debido a (i) el alto paso de la exergía química en la plataforma (debido a la corriente de gas y crudo pasando a través del sistema), (ii) la gran variedad de componentes químicos presentes en el proceso y (iii) las diferencias en las condiciones de operación.

Finalmente dentro del marco del proyecto de investigación contenido en el presente documento, se sugiere que en un trabajo futuro, se calcule y dimensione un sistema de almacenamiento de energía calorífica, que permita evitar el empleo de un sistema de respaldo para el acondicionamiento de gas natural en horas no solares.

Algunas otras sugerencias de líneas de investigación son:

- Realizar un análisis termoeconómico y de ciclo de vida del producto del sistema solar equivalente propuesto.
- Llevar a cabo un análisis de sensibilidad del intercambiador de calor entre el sistema termosolar y el paquete de acondicionamiento de gas, debido a las condiciones climáticas del ambiente en plataforma que pueden resultar en variaciones importantes de temperatura que afecten el correcto funcionamiento del sistema.
- Análisis de ciclo de vida del producto, tubos de vidrio de borosilicato usados en altamar.
- Estudio de la durabilidad y ciclo de vida de ETC sometidos al ataque de agua congénita y otras sustancias propias de refinería como son crudos pesados, gas con alto contenido de ácido sulfhídrico, entre otros.
- Análisis y estudio de la resistencia de sistemas de ETC a vientos de muy alta velocidad en terreno abierto (características ambientales propias de sistemas en plataformas marinas).
- Diseño, procura y construcción de un sistema de almacenamiento de fluido caliente para operación del sistema durante horas no solares.
- Diseño de un sistema fotovoltaico como alternativa para alimentación de energía de sistemas de acondicionamiento de gas mediante resistencias eléctricas.

## BIBLIOGRAFÍA.

- [1] V. Kumar, R. L. Shrivastava, and S. P. Untawale, “Solar Energy: Review of Potential Green & Clean Energy for Coastal and Offshore Applications,” *Aquat. Procedia*, vol. 4, no. Icwrcoe, pp. 473–480, 2015, doi: 10.1016/j.aqpro.2015.02.062.
- [2] T. Van Nguyen, M. Voldsund, B. Elmegaard, I. S. Ertesvåg, and S. Kjelstrup, “On the definition of exergy efficiencies for petroleum systems: Application to offshore oil and gas processing,” *Energy*, vol. 73, no. August, pp. 264–281, 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.06.020.
- [3] J. Cavazos-Arroyo, B. Pérez-Armendáriz, and A. Mauricio-Gutiérrez, “AFECTACIONES Y CONSECUENCIAS DE LOS DERRAMES DE HIDROCARBUROS EN SUELOS AGRÍCOLAS DE ACATZINGO, PUEBLA, MÉXICO,” *Scielo*, vol. 11, pp. 539–550, 2014, [Online]. Available: <http://www.scielo.org.mx/pdf/asd/v11n4/v11n4a6.pdf>.
- [4] D. Woynillowicz, C. Severson-baker, and M. Raynolds, *Oil Sands Fever (report)*, no. November. 2005.
- [5] M. Absi Halabi, A. Al-Qattan, and A. Al-Otaibi, “Application of solar energy in the oil industry - Current status and future prospects,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 43, pp. 296–314, 2015, doi: 10.1016/j.rser.2014.11.030.
- [6] J. Meltzer, N. E. Hultman, and C. Langley, “Low-Carbon Energy Transitions in Qatar and the Gulf Cooperation Council Region,” *SSRN Electron. J.*, no. February, 2014, doi: 10.2139/ssrn.2408743.
- [7] J. Wang, J. O’Donnell, and A. R. Brandt, “Potential solar energy use in the global petroleum sector,” *Energy*, vol. 118, pp. 884–892, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2016.10.107.
- [8] IRENA, *Global energy transformation: A roadmap to 2050 (2019 edition)*. 2019.
- [9] C. Afsar and S. Akin, “Solar generated steam injection in heavy oil reservoirs: A case study,” *Renew. Energy*, vol. 91, pp. 83–89, 2016, doi: 10.1016/j.renene.2016.01.047.
- [10] A. M. Alsofi, J. Wang, Z. F. Kaidar, and S. Aramco, “Smartwater synergy with chemical EOR: effects on polymer injectivity, retention and acceleration.,” *J. Pet. Sci. Eng.*, 2018, doi: 10.1016/j.petrol.2018.02.036.
- [11] D. Kraemer, A. Bajpayee, A. Muto, V. Berube, and M. Chiesa, “Solar assisted method for recovery of bitumen from oil sand,” *Appl. Energy*, vol. 86, no. 9, pp. 1437–1441, 2009, doi: 10.1016/j.apenergy.2008.12.003.
- [12] M. I. Roldán Serrano, “Concentrating Solar Thermal Technologies.,” *Pap. 207 III.7/5, Present. World Power Conf. Melb. .*, vol. 113, no. 7, 2016, doi: 10.1007/978-3-319-45883-0.

- [13] G. R. Ahmadi and D. Toghraie, “Energy and exergy analysis of Montazeri Steam Power Plant in Iran,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 56, pp. 454–463, 2016, doi: 10.1016/j.rser.2015.11.074.
- [14] D. Palmer and J. O’Donnell, “Construction, operations and performance of the first enclosed trough solar steam generation pilot for EOR applications,” *Soc. Pet. Eng. - SPE EOR Conf. Oil Gas West Asia 2014 Driv. Integr. Innov. EOR*, pp. 866–876, 2014, doi: 10.2118/169745-ms.
- [15] M. Voldsund, *Exergy analysis of offshore oil and gas processing*, no. May. 2014.
- [16] T. Van Nguyen, M. Voldsund, P. Breuhaus, and B. Elmegaard, “Energy efficiency measures for offshore oil and gas platforms,” *Energy*, vol. 117, pp. 325–340, 2016, doi: 10.1016/j.energy.2016.03.061.
- [17] R. Rivero, “Application of the exergy concept in the petrochemical industry,” *Effic. costs, Optim. Simul. Environ. Asp. energy Syst.*, vol. 43, pp. 76–83, 1999.
- [18] Z. Ge, “Exergy analysis of a flat plate solar collector,” *J. Energy South. Africa*, vol. 24, no. 3, pp. 8–13, 2013, doi: 10.3390/e16052549.
- [19] S. A. Kalogirou, S. Karellas, K. Braimakis, C. Stanciu, and V. Badescu, “Exergy analysis of solar thermal collectors and processes,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 56, pp. 106–137, 2016, doi: 10.1016/j.pecs.2016.05.002.
- [20] S. A. Kalogirou, *Solar thermal collectors and applications*, vol. 30, no. 3. 2004.
- [21] M. K. Gupta and S. C. Kaushik, “Exergetic performance evaluation and parametric studies of solar air heater,” *Energy*, vol. 33, no. 11, pp. 1691–1702, 2008, doi: 10.1016/j.energy.2008.05.010.
- [22] A. Baghernejad and M. Yaghoubi, “Exergy analysis of an integrated solar combined cycle system,” *Renew. Energy*, vol. 35, no. 10, pp. 2157–2164, 2010, doi: 10.1016/j.renene.2010.02.021.
- [23] C. Koroneos and M. Tsarouhis, “Exergy analysis and life cycle assessment of solar heating and cooling systems in the building environment,” *J. Clean. Prod.*, vol. 32, pp. 52–60, 2012, doi: 10.1016/j.jclepro.2012.03.012.
- [24] M. Calderón, A. J. Calderón, A. Ramiro, J. F. González, and I. González, “Evaluation of a hybrid photovoltaic-wind system with hydrogen storage performance using exergy analysis,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 36, no. 10, pp. 5751–5762, 2011, doi: 10.1016/j.ijhydene.2011.02.055.
- [25] A. Bilodeau and K. Agbossou, “Control analysis of renewable energy system with hydrogen storage for residential applications,” *24th Int. Power Sources Symp. Exhib. 2005, IPSS 2005 "Power Sources Environ.*, vol. 162, pp. 540–562, 2005, doi: 10.1016/j.jpowsour.2005.04.038.
- [26] Y. Şöhret, E. Açıkkalp, A. Hepbasli, and T. H. Karakoc, “Advanced exergy analysis of an aircraft gas turbine engine: Splitting exergy destructions into parts,” *Energy*, vol.

- 90, pp. 1219–1228, 2015, doi: 10.1016/j.energy.2015.06.071.
- [27] R. Chokhawala, “Powering platforms.,” p. 88, 2008.
- [28] IMP, *Descripción del Centro Operativo Abkatun N1 y sus Plataformas Satélites*. 2012.
- [29] J. C. Trejo Martínez, *Asignación A-0001-2M- Campo Abkatún. Dictamen técnico de la modificación al plan de desarrollo para la extracción de hidrocarburos*. Comisión Nacional de Hidrocarburos (CNH), 2019.
- [30] M. J. Moran and H. N. Shapiro, “Fundamentos De Termodinamica Tecnica,” pp. 201-230, 309-360, 2004.
- [31] E. Cobas, José; Pardillo, “Características y aplicaciones de las ecuaciones de estado en la ingeniería química .,” *Rev. Fac. Ing.*, 2003.
- [32] R. Z. Mercado, “Determinación de constantes óptimas para la ecuación de estado Peng- Robinson Stryjec-Vera ( PRSV ) a presiones elevadas,” *Acta Nov.*, vol. 4, no. 4, pp. 493–513, 2010.
- [33] S. De Oliveira and M. Van Hombreeck, “Exergy analysis of petroleum separation processes in offshore platforms,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 38, no. 15–17, pp. 1577–1584, 1997, doi: 10.1016/s0196-8904(96)00219-1.
- [34] T J KOTAS, *The exergy method of thermal plan analysis.*, 1995th ed. PUBLISHING, KRIEGER, 1995.
- [35] J. A. Jimenez, “ANÁLISIS EXERGÉTICO Y TERMOECONÓMICO DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN DE ENERGÍA. ESTUDIO DEL CASO DEL GENERADOR DE VAPOR DE 350 MW INSTALADO EN LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA ‘VILLA DE REYES’ .,” 2015.
- [36] M. Zoder, J. Balke, M. Hofmann, and G. Tsatsaronis, “Simulation and exergy analysis of energy conversion processes using a free and open-source framework-Python-based object-oriented programming for gas- and steam turbine cycles,” *Energies*, vol. 11, no. 10, 2018, doi: 10.3390/en11102609.
- [37] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Termodinámica*, 7ma. .
- [38] R. F. Boehm and L. Vegas, “Second law analysis of heat transfer in energy systems,” no. January 1987, 2015.
- [39] M. J. Moran, H. N. Shapiro, D. D. Boettner, and M. B. Bailey, *FUNDAMENTALS OF ENGINEERING*, 8TH ed. .
- [40] C. Recalde, C. Cisneros, C. Ávila, and G. Urquizo, “Influencia del angulo de inclinación de los tubos solares evacuados sobre la temperatura del agua,” *Inf. Tecnol.*, vol. 26, no. 4, pp. 89–96, 2015, doi: 10.4067/S0718-07642015000400012.
- [41] G. Barone, A. Buonomano, C. Forzano, and A. Palombo, *Solar thermal collectors*. Elsevier Inc., 2019.

- [42] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, Fourth. Wiley, 2013.
- [43] S. Kalogirou, “The potential of solar industrial process heat applications,” vol. 76, pp. 337–361, 2003, doi: 10.1016/S0306-2619(02)00176-9.
- [44] A. Buonomano, C. Forzano, S. A. Kalogirou, and A. Palombo, “Building-façade integrated solar thermal collectors: Energy-economic performance and indoor comfort simulation model of a water based prototype for heating, cooling, and DHW production,” *Renew. Energy*, 2018, doi: 10.1016/j.renene.2018.01.059.
- [45] S. A. Kalogirou, S. Karellas, V. Badescu, and K. Braimakis, “Exergy analysis on solar thermal systems: A better understanding of their sustainability,” *Renew. Energy*, vol. 85, pp. 1328–1333, 2016, doi: 10.1016/j.renene.2015.05.037.
- [46] M. A. Sabiha, R. Saidur, S. Mekhilef, and O. Mahian, “Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 51, pp. 1038–1054, 2015, doi: 10.1016/j.rser.2015.07.016.
- [47] R. Tang, Z. Li, H. Zhong, and Q. Lan, “Assessment of uncertainty in mean heat loss coefficient of all glass evacuated solar collector tube testing,” vol. 47, pp. 60–67, 2006, doi: 10.1016/j.enconman.2005.03.013.
- [48] C. Xiao, H. Luo, R. T. Å, and H. Zhong, “Solar thermal utilization in China,” vol. 29, pp. 1549–1556, 2004, doi: 10.1016/j.renene.2004.01.015.
- [49] B. Norton, “ANATOMY OF A SOLAR COLLECTOR,” *Sol. Therm.*, no. June, pp. 32–35, 2006.
- [50] L. M. Ayompe, A. Duffy, M. M. Kever, M. Conlon, and S. J. McCormack, “Comparative field performance study of flat plate and heat pipe evacuated tube collectors (ETCs) for domestic water heating systems in a temperate climate,” *Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 3370–3378, 2011, doi: 10.1016/j.energy.2011.03.034.
- [51] L. Ma, Z. Lu, J. Zhang, and R. Liang, “Thermal performance analysis of the glass evacuated tube solar collector with U-tube,” *Build. Environ.*, vol. 45, no. 9, pp. 1959–1967, 2010, doi: 10.1016/j.buildenv.2010.01.015.
- [52] M. J. Muhammad, I. A. Muhammad, N. Azwadi, C. Sidik, M. Noor, and W. Muhammad, “Thermal performance enhancement of flat-plate and evacuated tube solar collectors using nano fluid: A review ☆,” vol. 76, pp. 6–15, 2016, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.05.009.
- [53] H. Jouhara, A. Chauhan, T. Nannou, S. Almahmoud, B. Delpech, and L. C. Wrobel, “Heat pipe based systems - Advances and applications,” 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.04.028.
- [54] R. Tang, Y. Yang, and W. Gao, “Comparative studies on thermal performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters with different collector tilt-angles,” *Sol. Energy*, vol. 85, no. 7, pp. 1381–1389, 2011, doi: 10.1016/j.solener.2011.03.019.

- [55] X. Zhang *et al.*, “Thermal performance of direct-flow coaxial evacuated-tube solar collectors with and without a heat shield,” *ENERGY Convers. Manag.*, vol. 84, pp. 80–87, 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2014.04.014.
- [56] M. Hongn, “DE UN CONCENTRADOR SOLAR FRESNEL LINEAL MEDIANTE UNA,” no. November, 2015.
- [57] P. Pii, “Free convection in inclined air layers heated from above,” vol. 39, no. 18, pp. 0–5, 1996.
- [58] M. Hayek, J. Assaf, and W. Lteif, “Experimental Investigation of the Performance of Evacuated- Tube Solar Collectors under Eastern Mediterranean Climatic Conditions,” vol. 6, pp. 618–626, 2011, doi: 10.1016/j.egypro.2011.05.071.
- [59] S. A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering Processes and Systems*, Second Edi. 2014.
- [60] S. Kalogirou, G. Florides, Y. Tripanagnostopoulos, and M. Souliotis, “Performance of a Solar System used for Heating Cooling and Hot Water Production Employing Colored Collectors,” *Researchgate*, no. May 2014.
- [61] M. Qu, D. H. Archer, and H. Yin, “A linear parabolic trough solar collector performance model,” *Proc. Energy Sustain. Conf. 2007*, pp. 663–670, 2007, doi: 10.1115/ES2007-36052.
- [62] G. Zhu, T. Wendelin, M. J. Wagner, and C. Kutscher, “History , current state , and future of linear Fresnel concentrating solar collectors,” *Sol. Energy*, vol. 103, pp. 639–652, 2014, doi: 10.1016/j.solener.2013.05.021.
- [63] Faizur-Rahman, “Two Dimensional Mathematical Model of Evacuated Tubular Solar Collector,” KING FAHD UNIVERSITY OF PETROLEUM & MINERALS, 1981.
- [64] and D. P. D. T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th ed. 2011.
- [65] Aed Ibrahim Owaid, Mohd Tariq, Hassan Issa, Husam Sabeeh, and Mohannad Ali, “The Heat Losses Experimentally in the Evacuated Tubes Solar Collector System in Baghdad-Iraq Climate,” *IMPACT Int. J. Res. Eng. Technol. (IMPACT IJRET)*, vol. 2, no. 4, pp. 13–24, 2014, [Online]. Available: <http://www.impactjournals.us/journals.php?id=77&jtype=2&page=10>.
- [66] G. T. Roberts, “Heat loss characteristics of an evacuated plate-in-tube collector,” vol. 22, pp. 137–140, 1979.
- [67] W. M. Rohsenow and J. R. Hartnett, *HANDBOOK OF HEAT TRANSFER*. .
- [68] A. Bejan and A. D. Kraus, *Heat Transfer Handbook, Volume 1*. 2003.
- [69] D. W. Green and H. Ro. Perry, *Perry’s Chemical Engineer’s Handbook*, 8th ed. McGraw-Hill, 2008.
- [70] E. E. Ludwig, *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants*, Gulf

Profe., vol. 3. 2015.

- [71] R. Domínguez, “Grados API y gravedad específica de los hidrocarburos - combustibles líquidos.” *Ing. Energética Gen.*, pp. 1–6, 2013.
- [72] G. Cuitiño, A. Esteves, G. Maldonado, and R. Rotondaro, “Análisis de la transmitancia térmica y resistencia al impacto de los muros de quincha,” *Inf. la Constr.*, vol. 67, no. 537, 2015, doi: 10.3989/ic.12.082.
- [73] L. Vidal Salgado and C. Vargas-Hernández, “SISTEMA DE MEDICIÓN DE ABSORBANCIA OPTICA DE SOLUCIONES ACUOSAS BASADO EN INSTRUMENTACIÓN VIRTUAL,” in *Conferência IADIS Ibero-Americana Computação Aplicada 2013*, 2015, no. August.
- [74] I. Bove, “Transmitancia solar de coberturas vidriadas: rol de la radiación difusa,” no. 1, 2018.
- [75] K. Hudon, “Solar Energy - Water Heating,” in *Future Energy.*, 2014, pp. 433–451.

# ANEXO 1.

## CÁLCULO DE SISTEMA TERMOSOLAR.



### PRODUCT DATA SHEET

| Technical Details                |  |
|----------------------------------|--|
| Model                            | ThermoPower VDF Series                     |
| Tube Length (in)/(m)             | 59 / 1.5                                   |
| Outer Tube Diameter (in)/(mm)    | 1.46 / 37                                  |
| Inner Tube Diameter (in)/(mm)    | 1.36 / 34.5                                |
| Tube Material                    | Borosilicate Glass                         |
| Tube Coating                     | Al-N/Al.                                   |
| Thermal Expansion (in)/(mm)      | $3.3 \times 10^{-6}$ / $84 \times 10^{-6}$ |
| Coating Absorbance               | > 94%                                      |
| Coat Emissivity                  | < 7%                                       |
| Vacuum (Pa)                      | $< 5 \times 10^{-3}$                       |
| Heat Loss (W/m <sup>2</sup> .°C) | < 0.7                                      |
| Max. Pressure Thrust (MPa)       | 1.0  |
| Flow Rate per Tube (gpm/lpm)     | 0.02 / 0.08                                |
| Tilt Angles                      | 0°-90°                                     |
| Orientation                      | Portrait                                   |
| Max of Tubes in series           | 300  |
| Operating Pressure (psi)/(bar)   | 20-70 / 1.4-4.8                            |
| Maximum Pressure (psi)/(bar)     | 150 / 10.3                                 |
| Stagnation Temperature (°F/°C)   | > 428 / 220                                |
| Heat Transfer Fluid              | Water                                      |
| Heat Transfer Method             | Direct Flow Pipe                           |
| Manifold Socket                  | Soldered Dry Socket                        |
| Glass to Metal Seal Type         | Hermetic                                   |
| Fittings                         | 1/2" NPT                                   |



#### Certifications & Standards

- ✓ SRCC OG-100
- ✓ USEC UL 1703
- ✓ ASHRAE Std 93-1986
- ✓ ASTM E 330 (Wind Load Rating)

| Model  | VDF 20                    | VDF 30                    |
|--|---------------------------|---------------------------|
| Dimensions (in)/(m)                                  | 60.0 x 64.7 / 1.52 x 1.65 | 87.4 x 64.7 / 2.22 x 1.65 |
| Gross Area (ft <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> )        | 26.95 / 2.50              | 39.33 / 3.65              |
| Net Aperture Area (ft <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> ) | 19.26 / 1.79              | 28.84 / 2.68              |
| Absorber Area (ft <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> )     | 11.41 / 1.060             | 17.12 / 1.59              |
| Weight (lbs/kg)                                      | 115 / 52.16               | 170 / 77.1                |
| Fluid Capacity (gal/L)                               | 0.5 / 1.89                | 0.7 / 2.65                |
| Rated Flow Rate (gpm/lpm)                            | 0.4 / 1.51                | 0.6 / 2.27                |
| Minimum Flow Rate (gpm/lpm)                          | 0.2 / 0.76                | 0.3 / 1.14                |
| Maximum Flow Rate (gpm/lpm)                          | 3 / 11.4                  | 3.4 / 12.9                |
| Storage Tank Size (gal/L)                            | 30-40 / 113.6-151.4       | 50-60 / 189.3-227         |
| SRCC Clear C Rating (kBTU/panel/day)                 | 22.8                      | 33.7                      |
| SRCC CERTIFICATION #                                 | 2012031F                  | 2012031H                  |

1.877.786.6299

fax: 1.800.786.0329

www.sunmaxxsolar.com

© Innovative Solar Technologies Inc. Specifications subject to change without notice. Version 2020610: ThermoPower VDF Series

Anexo 1. Hoja de datos del tubo evacuado SunMaxx Solar®.



PRODUCT DATA SHEET

| ThermoPower VDF20 THERMAL PERFORMANCE RATING   |   |   |  |                                    |   |   |  |
|--|---|---|--|------------------------------------|---|---|--|
| Kilowatt-hours (thermal) Per Panel Per Day   |   |   |  | Thousands of Btu Per Panel Per Day |   |   |  |
| Climate ->   | High Radiation<br>(6.3 kWh/m <sup>2</sup> .day) | Medium Radiation<br>(4.7 kWh/m <sup>2</sup> .day) | Low Radiation (3.1<br>kWh/m <sup>2</sup> .day) | Climate ->                         | High Radiation<br>(2000 Btu/ft <sup>2</sup> .day) | Medium Radiation<br>(1500 Btu/ft <sup>2</sup> .day) | Low Radiation<br>(1000 Btu/ft <sup>2</sup> .day) |
| Category<br>(Ti-Ta)  |   |   |  | Category<br>(Ti-Ta)                |   |   |  |
| A (-5 °C)  | 8.0   | 6.0   | 4.1  | A (-9 °F)                          | 27.3  | 20.6  | 13.9   |
| B (5 °C)   | 7.7   | 5.8   | 3.8  | B (9 °F)                           | 26.3  | 19.6  | 12.9   |
| C (20 °C)  | 7.3   | 5.3   | 3.3  | C (36 °F)                          | 24.9  | 18.1  | 11.4   |
| D (50 °C)  | 6.4   | 4.5   | 2.6  | D (90 °F)                          | 21.8  | 15.3  | 8.7  |
| E (80 °C)  | 5.6   | 3.7   | 1.8  | E (144 °F)                         | 19.2  | 12.7  | 6.2  |
| A- Pool Heating (Warm Climate) B- Pool Heating (Cool Climate) C- Water Heating (Warm Climate) D- Space & Water Heating (Cool Climate)<br>E- Commercial Hot Water & Cooling |   |   |  |                                    |   |   |  |

| ThermoPower VDF20 ISO Efficiency Equation [NOTE: Based on gross area and (P)=Ti-Ta] |  |              |                                   |
|---|--|--------------|-----------------------------------|
| SI UNITS:   | $\eta = 0.415 - 1.04150 * (P)/G - 0.00048 * (P)^2/G$ | Y Intercept: | 0.416                             |
| IP UNITS:   | $\eta = 0.415 - 0.18356 * (P)/G - 0.00005 * (P)^2/G$ | Y Intercept: | 0.416                             |
|   |  | Slope:       | -1.076 W/m <sup>2</sup> .°C       |
|   |  | Slope:       | -0.190 Btu/hr.ft <sup>2</sup> .°F |

| ThermoPower VDF30 THERMAL PERFORMANCE RATING   |  |   |  |                                    |   |   |  |
|--|--|---|--|------------------------------------|---|---|--|
| Kilowatt-hours (thermal) Per Panel Per Day   |  |   |  | Thousands of Btu Per Panel Per Day |   |   |  |
| Climate ->   | High Rad.<br>(6.3 kWh/m <sup>2</sup> .day) | Medium Radiation<br>(4.7 kWh/m <sup>2</sup> .day) | Low Radiation (3.1<br>kWh/m <sup>2</sup> .day) | Climate ->                         | High Radiation<br>(2000 Btu/ft <sup>2</sup> .day) | Medium Radiation<br>(1500 Btu/ft <sup>2</sup> .day) | Low Radiation<br>(1000 Btu/ft <sup>2</sup> .day) |
| Category (Ti-Ta)   |  |   |  | Category (Ti-Ta)                   |   |   |  |
| A (-5 °C)  | 11.7                                       | 8.8   | 5.9  | A (-9 °F)                          | 39.9  | 30.1  | 20.3   |
| B (5 °C)   | 11.3                                       | 8.4   | 5.5  | B (9 °F)                           | 38.4  | 28.6  | 18.8   |
| C (20 °C)  | 10.6                                       | 7.8   | 4.9  | C (36 °F)                          | 36.3  | 26.5  | 16.7   |
| D (50 °C)  | 9.3  | 6.5   | 3.7  | D (90 °F)                          | 31.8  | 22.3  | 12.7   |
| E (80 °C)  | 8.2  | 5.4   | 2.6  | E (144 °F)                         | 28.1  | 18.6  | 9.0  |
| A- Pool Heating (Warm Climate) B- Pool Heating (Cool Climate) C- Water Heating (Warm Climate) D- Space & Water Heating (Cool Climate)<br>E- Commercial Hot Water & Cooling |  |   |  |                                    |   |   |  |

| ThermoPower VDF30 ISO Efficiency Equation [NOTE: Based on gross area and (P)=Ti-Ta] |  |              |                                   |
|---|--|--------------|-----------------------------------|
| SI UNITS:   | $\eta = 0.415 - 1.04150 * (P)/G - 0.00048 * (P)^2/G$ | Y Intercept: | 0.416                             |
| IP UNITS:   | $\eta = 0.415 - 0.18356 * (P)/G - 0.00005 * (P)^2/G$ | Y Intercept: | 0.416                             |
|   |  | Slope:       | -1.076 W/m <sup>2</sup> .°C       |
|   |  | Slope:       | -0.190 Btu/hr.ft <sup>2</sup> .°F |

1.877.786.6299

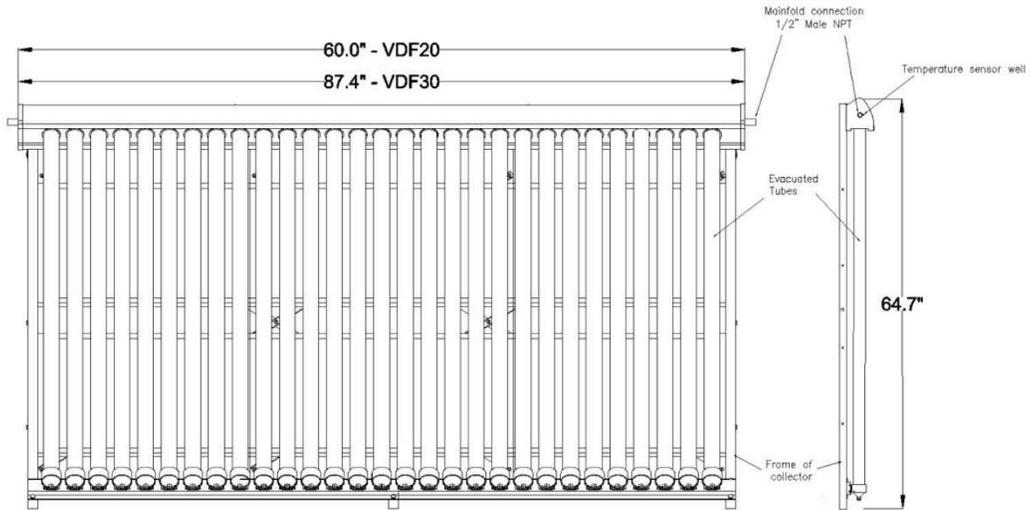
fax: 1.800.786.0329

www.sunmaxxsolar.com

© Innovative Solar Technologies Inc. Specifications subject to change without notice. Version 2020610: ThermoPower VDF Series



### PRODUCT DATA SHEET



1.877.786.6299

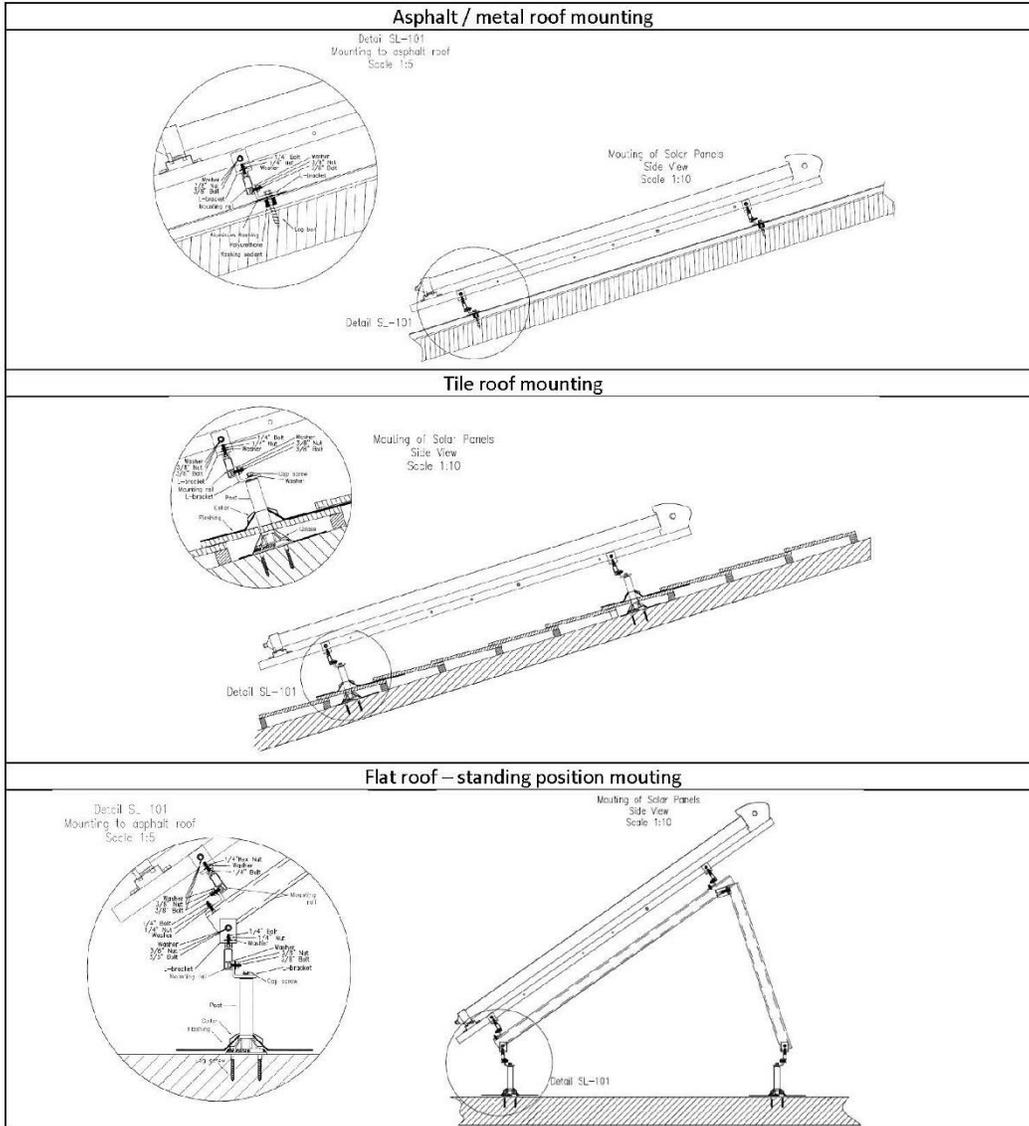
fax: 1.800.786.0329

[www.sunmaxxsolar.com](http://www.sunmaxxsolar.com)

© Innovative Solar Technologies Inc. Specifications subject to change without notice. Version 2020610: ThermoPower VDF Series



PRODUCT DATA SHEET



1.877.786.6299

fax: 1.800.786.0329

www.sunmaxxsolar.com

© Innovative Solar Technologies Inc. Specifications subject to change without notice. Version 2020610: ThermoPower VDF Series

# ANEXO 2.

## CÁLCULO DE INTERCAMBIADOR.

| Combinación de fluidos   | $U \left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$ |
|--|--|
| Agua con agua  | De 850 a 1700                            |
| Agua con aceite  | De 100 a 350                             |
| Condensador de vapor (agua en tubos)   | De 1000 a 6000                           |
| Condensador de amoniaco (agua en tubos)  | De 800 a 1400                            |
| Condensador de alcohol (agua en tubos)   | De 250 a 700                             |
| Intercambiador de calor de tubos con aletas (agua en tubos, aire en flujo cruzado) | De 25 a 50                               |

Tablas 1. Valores del coeficiente global de transferencia de calor. Fuente: [37]

| Temp.,<br>T °C | Presión de saturación,<br>P <sub>sat</sub> , kPa | Densidad,<br>ρ kg/m <sup>3</sup> |        | Entalpía de vaporización,<br>h <sub>g</sub> , kJ/kg | Calor específico,<br>c <sub>p</sub> , J/kg · K |        | Conductividad térmica,<br>k W/m · K |        | Viscosidad dinámica,<br>μ kg/m · s |                          | Número de Prandtl, Pr |       |
|----------------|--|----------------------------------|--------|---|--|--------|-------------------------------------|--------|------------------------------------|--------------------------|-----------------------|-------|
|                |  | Líquido                          | Vapor  |   | Líquido  | Vapor  | Líquido                             | Vapor  | Líquido                            | Vapor                    | Líquido               | Vapor |
| 0.01           | 0.6113   | 999.8                            | 0.0048 | 2 501   | 4 217  | 1 854  | 0.561                               | 0.0171 | 1.792 × 10 <sup>-3</sup>           | 0.922 × 10 <sup>-5</sup> | 13.5                  | 1.00  |
| 5              | 0.8721   | 999.9                            | 0.0068 | 2 490   | 4 205  | 1 857  | 0.571                               | 0.0173 | 1.519 × 10 <sup>-3</sup>           | 0.934 × 10 <sup>-5</sup> | 11.2                  | 1.00  |
| 10             | 1.2276   | 999.7                            | 0.0094 | 2 478   | 4 194  | 1 862  | 0.580                               | 0.0176 | 1.307 × 10 <sup>-3</sup>           | 0.946 × 10 <sup>-5</sup> | 9.45                  | 1.00  |
| 15             | 1.7051   | 999.1                            | 0.0128 | 2 466   | 4 186  | 1 863  | 0.589                               | 0.0179 | 1.138 × 10 <sup>-3</sup>           | 0.959 × 10 <sup>-5</sup> | 8.09                  | 1.00  |
| 20             | 2.339  | 998.0                            | 0.0173 | 2 454   | 4 182  | 1 867  | 0.598                               | 0.0182 | 1.002 × 10 <sup>-3</sup>           | 0.973 × 10 <sup>-5</sup> | 7.01                  | 1.00  |
| 25             | 3.169  | 997.0                            | 0.0231 | 2 442   | 4 180  | 1 870  | 0.607                               | 0.0186 | 0.891 × 10 <sup>-3</sup>           | 0.987 × 10 <sup>-5</sup> | 6.14                  | 1.00  |
| 30             | 4.246  | 996.0                            | 0.0304 | 2 431   | 4 178  | 1 875  | 0.615                               | 0.0189 | 0.798 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.001 × 10 <sup>-5</sup> | 5.42                  | 1.00  |
| 35             | 5.628  | 994.0                            | 0.0397 | 2 419   | 4 178  | 1 880  | 0.623                               | 0.0192 | 0.720 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.016 × 10 <sup>-5</sup> | 4.83                  | 1.00  |
| 40             | 7.384  | 992.1                            | 0.0512 | 2 407   | 4 179  | 1 885  | 0.631                               | 0.0196 | 0.653 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.031 × 10 <sup>-5</sup> | 4.32                  | 1.00  |
| 45             | 9.593  | 990.1                            | 0.0655 | 2 395   | 4 180  | 1 892  | 0.637                               | 0.0200 | 0.596 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.046 × 10 <sup>-5</sup> | 3.91                  | 1.00  |
| 50             | 12.35  | 988.1                            | 0.0831 | 2 383   | 4 181  | 1 900  | 0.644                               | 0.0204 | 0.547 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.062 × 10 <sup>-5</sup> | 3.55                  | 1.00  |
| 55             | 15.76  | 985.2                            | 0.1045 | 2 371   | 4 183  | 1 908  | 0.649                               | 0.0208 | 0.504 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.077 × 10 <sup>-5</sup> | 3.25                  | 1.00  |
| 60             | 19.94  | 983.3                            | 0.1304 | 2 359   | 4 185  | 1 916  | 0.654                               | 0.0212 | 0.467 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.093 × 10 <sup>-5</sup> | 2.99                  | 1.00  |
| 65             | 25.03  | 980.4                            | 0.1614 | 2 346   | 4 187  | 1 926  | 0.659                               | 0.0216 | 0.433 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.110 × 10 <sup>-5</sup> | 2.75                  | 1.00  |
| 70             | 31.19  | 977.5                            | 0.1983 | 2 334   | 4 190  | 1 936  | 0.663                               | 0.0221 | 0.404 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.126 × 10 <sup>-5</sup> | 2.55                  | 1.00  |
| 75             | 38.58  | 974.7                            | 0.2421 | 2 321   | 4 193  | 1 948  | 0.667                               | 0.0225 | 0.378 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.142 × 10 <sup>-5</sup> | 2.38                  | 1.00  |
| 80             | 47.39  | 971.8                            | 0.2935 | 2 309   | 4 197  | 1 962  | 0.670                               | 0.0230 | 0.355 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.159 × 10 <sup>-5</sup> | 2.22                  | 1.00  |
| 85             | 57.83  | 968.1                            | 0.3536 | 2 296   | 4 201  | 1 977  | 0.673                               | 0.0235 | 0.333 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.176 × 10 <sup>-5</sup> | 2.08                  | 1.00  |
| 90             | 70.14  | 965.3                            | 0.4235 | 2 283   | 4 206  | 1 993  | 0.675                               | 0.0240 | 0.315 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.193 × 10 <sup>-5</sup> | 1.96                  | 1.00  |
| 95             | 84.55  | 961.5                            | 0.5045 | 2 270   | 4 212  | 2 010  | 0.677                               | 0.0246 | 0.297 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.210 × 10 <sup>-5</sup> | 1.85                  | 1.00  |
| 100            | 101.33   | 957.9                            | 0.5978 | 2 257   | 4 217  | 2 029  | 0.679                               | 0.0251 | 0.282 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.227 × 10 <sup>-5</sup> | 1.75                  | 1.00  |
| 110            | 143.27   | 950.6                            | 0.8263 | 2 230   | 4 229  | 2 071  | 0.682                               | 0.0262 | 0.255 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.261 × 10 <sup>-5</sup> | 1.58                  | 1.00  |
| 120            | 198.53   | 943.4                            | 1.121  | 2 203   | 4 244  | 2 120  | 0.683                               | 0.0275 | 0.232 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.296 × 10 <sup>-5</sup> | 1.44                  | 1.00  |
| 130            | 270.1  | 934.6                            | 1.496  | 2 174   | 4 263  | 2 177  | 0.684                               | 0.0288 | 0.213 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.330 × 10 <sup>-5</sup> | 1.33                  | 1.01  |
| 140            | 361.3  | 921.7                            | 1.965  | 2 145   | 4 286  | 2 244  | 0.683                               | 0.0301 | 0.197 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.365 × 10 <sup>-5</sup> | 1.24                  | 1.02  |
| 150            | 475.8  | 916.6                            | 2.546  | 2 114   | 4 311  | 2 314  | 0.682                               | 0.0316 | 0.183 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.399 × 10 <sup>-5</sup> | 1.16                  | 1.02  |
| 160            | 617.8  | 907.4                            | 3.256  | 2 083   | 4 340  | 2 420  | 0.680                               | 0.0331 | 0.170 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.434 × 10 <sup>-5</sup> | 1.09                  | 1.05  |
| 170            | 791.7  | 897.7                            | 4.119  | 2 050   | 4 370  | 2 490  | 0.677                               | 0.0347 | 0.160 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.468 × 10 <sup>-5</sup> | 1.03                  | 1.05  |
| 180            | 1 002.1  | 887.3                            | 5.153  | 2 015   | 4 410  | 2 590  | 0.673                               | 0.0364 | 0.150 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.502 × 10 <sup>-5</sup> | 0.983                 | 1.07  |
| 190            | 1 254.4  | 876.4                            | 6.388  | 1 979   | 4 460  | 2 710  | 0.669                               | 0.0382 | 0.142 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.537 × 10 <sup>-5</sup> | 0.947                 | 1.09  |
| 200            | 1 553.8  | 864.3                            | 7.852  | 1 941   | 4 500  | 2 840  | 0.663                               | 0.0401 | 0.134 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.571 × 10 <sup>-5</sup> | 0.910                 | 1.11  |
| 220            | 2 318  | 840.3                            | 11.60  | 1 859   | 4 610  | 3 110  | 0.650                               | 0.0442 | 0.122 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.641 × 10 <sup>-5</sup> | 0.865                 | 1.15  |
| 240            | 3 344  | 813.7                            | 16.73  | 1 767   | 4 760  | 3 520  | 0.632                               | 0.0487 | 0.111 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.712 × 10 <sup>-5</sup> | 0.836                 | 1.24  |
| 260            | 4 688  | 783.7                            | 23.69  | 1 663   | 4 970  | 4 070  | 0.609                               | 0.0540 | 0.102 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.788 × 10 <sup>-5</sup> | 0.832                 | 1.35  |
| 280            | 6 412  | 750.8                            | 33.15  | 1 544   | 5 280  | 4 835  | 0.581                               | 0.0605 | 0.094 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.870 × 10 <sup>-5</sup> | 0.854                 | 1.49  |
| 300            | 8 581  | 713.8                            | 46.15  | 1 405   | 5 750  | 5 980  | 0.548                               | 0.0695 | 0.086 × 10 <sup>-3</sup>           | 1.965 × 10 <sup>-5</sup> | 0.902                 | 1.69  |
| 320            | 11 274   | 667.1                            | 64.57  | 1 239   | 6 540  | 7 900  | 0.509                               | 0.0836 | 0.078 × 10 <sup>-3</sup>           | 2.084 × 10 <sup>-5</sup> | 1.00                  | 1.97  |
| 340            | 14 586   | 610.5                            | 92.62  | 1 028   | 8 240  | 11 870 | 0.469                               | 0.110  | 0.070 × 10 <sup>-3</sup>           | 2.255 × 10 <sup>-5</sup> | 1.23                  | 2.43  |
| 360            | 18 651   | 528.3                            | 144.0  | 720   | 14 690   | 25 800 | 0.427                               | 0.178  | 0.060 × 10 <sup>-3</sup>           | 2.571 × 10 <sup>-5</sup> | 2.06                  | 3.73  |
| 374.14         | 22 090   | 317.0                            | 317.0  | 0   | ∞  | ∞      | ∞                                   | ∞      | 0.043 × 10 <sup>-3</sup>           | 4.313 × 10 <sup>-5</sup> | —                     | —     |

Tablas 2. Propiedades físicas del agua. Fuente: [37]

Relaciones de la efectividad para los intercambiadores de calor:  
 $NTU = UA_s/C_{\min}$  y  $c = C_{\min}/C_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min}/(\dot{m}c_p)_{\max}$

| Tipo de intercambiador de calor   | Relación de la efectividad   |
|---|--|
| 1 <i>Tubo doble:</i><br>Flujo paralelo  | $\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$   |
| Contraflujo   | $\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$   |
| 2 <i>Tubos y coraza</i><br>Un paso por la coraza y<br>2, 4, . . . pasos por los tubos | $\epsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}$ |
| 3 <i>Flujo cruzado</i><br>(un solo paso)<br>Los dos fluidos en flujo no mezclado      | $\epsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$                                    |
| $C_{\max}$ mezclado,<br>$C_{\min}$ no mezclado  | $\epsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp \{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\})$  |
| $C_{\min}$ mezclado,<br>$C_{\max}$ no mezclado  | $\epsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$   |
| 4 <i>Todos los intercambiadores con c = 0</i>   | $\epsilon = 1 - \exp(-NTU)$  |

Tablas 3. Relaciones de efectividad y NTU para intercambiadores de calor. Fuente: [37]

Relaciones del NTU para los intercambiadores de calor,  $NTU = UA_s/C_{\min}$   
 y  $c = C_{\min}/C_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min}/(\dot{m}c_p)_{\max}$

| Tipo de intercambiador de calor   | Relación del NTU   |
|---|--|
| 1 <i>Tubo doble:</i><br>Flujo paralelo  | $NTU = -\frac{\ln[1 - \epsilon(1 + c)]}{1 + c}$  |
| Contraflujo   | $NTU = \frac{1}{c - 1} \ln \left( \frac{\epsilon - 1}{\epsilon c - 1} \right)$   |
| 2 <i>Tubos y coraza:</i><br>Un paso por la coraza y 2, 4, . . .<br>pasos por los tubos  | $NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln \left( \frac{2/\epsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\epsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}} \right)$ |
| 3 <i>Flujo cruzado (un solo paso)</i><br>$C_{\max}$ mezclado,<br>$C_{\min}$ no mezclado | $NTU = -\ln \left[ 1 + \frac{\ln(1 - \epsilon c)}{c} \right]$  |
| $C_{\min}$ mezclado,<br>$C_{\max}$ no mezclado  | $NTU = -\frac{\ln [c \ln(1 - \epsilon) + 1]}{c}$   |
| 4 <i>Todos los intercambiadores con c = 0</i>   | $NTU = -\ln(1 - \epsilon)$   |

Tablas 4. Relaciones NTU para intercambiadores de calor. Fuente: [37]

TABLE 2-233 Thermodynamic Properties of Methane

| Temperature<br>K | Pressure<br>MPa | Density<br>mol/dm <sup>3</sup> | Volume<br>dm <sup>3</sup> /mol | Int. energy<br>kJ/mol | Enthalpy<br>kJ/mol | Entropy<br>kJ/(mol·K) | C <sub>v</sub><br>kJ/(mol·K) | C <sub>p</sub><br>kJ/(mol·K) | Sound speed<br>m/s | Joule-Thomson<br>K/MPa | Therm. cond.<br>mW/(m·K) | Viscosity<br>μPa·s |
|------------------|-----------------|--------------------------------|--------------------------------|-----------------------|--------------------|-----------------------|------------------------------|------------------------------|--------------------|------------------------|--------------------------|--------------------|
| 200.00           | 100.00          | 25.496                         | 0.039222                       | 3.0510                | 6.9732             | 0.020596              | 0.032058                     | 0.048512                     | 1541.0             | -0.51619               | 188.05                   | 80.392             |
| 300.00           | 100.00          | 21.266                         | 0.047024                       | 7.0865                | 11.789             | 0.040126              | 0.031823                     | 0.048281                     | 1267.5             | -0.44889               | 137.68                   | 47.835             |
| 400.00           | 100.00          | 17.881                         | 0.055926                       | 11.121                | 16.713             | 0.054276              | 0.035273                     | 0.050523                     | 1115.8             | -0.37484               | 120.38                   | 37.584             |
| 500.00           | 100.00          | 15.305                         | 0.065340                       | 15.405                | 21.939             | 0.065922              | 0.040312                     | 0.054139                     | 1044.8             | -0.32511               | 120.87                   | 33.590             |
| 600.00           | 100.00          | 13.357                         | 0.074869                       | 20.074                | 27.561             | 0.076160              | 0.045724                     | 0.058364                     | 1018.4             | -0.30439               | 130.36                   | 32.111             |

Tablas 5. Propiedades termodinámicas del metano. Fuente: [69]

| Flujo                      | Número de Nusselt  | Restricción  |
|----------------------------|--|--|
| <b>Flujo laminar</b>       | $Nu = 1.86 * [Re * Pr * (\frac{d}{L})]^{1/3} * [\frac{\mu}{\mu_s}]^{0.14}$   | 0.48 ≤ Pr ≤ 16, 700<br>Re < 2300   |
| <b>Flujo en transición</b> | $Nu = 0.116 * (Re^{\frac{2}{3}} - 125) * Pr^{1/3} * (\frac{\mu}{\mu_s})^{0.14} * [1 + (\frac{d}{L})^{\frac{2}{3}}]$            |  |
| <b>Flujo turbulento</b>    | $Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^n$<br>n = 0.4 para t <sub>s</sub> > t <sub>f</sub><br>n = 0.3 para t <sub>s</sub> < t <sub>f</sub> | 0.6 ≤ Pr ≤ 60<br>5 × 10 <sup>5</sup> < Re < 10 <sup>6</sup><br>2300 < Re < 10 <sup>4</sup> menor precisión<br> t <sub>s</sub> - t <sub>f</sub>   < 6°C para líquidos<br> t <sub>s</sub> - t <sub>f</sub>   < 60°C para gases |
| <b>Flujo turbulento</b>    | $Nu = 0.027 * Re^{0.8} * Pr^{1/3} * (\frac{\mu}{\mu_s})^{0.14}$  | 0.7 ≤ Pr ≤ 160<br>10 <sup>4</sup> < Re < 10 <sup>6</sup><br> t <sub>s</sub> - t <sub>f</sub>   < 6°C para líquidos<br> t <sub>s</sub> - t <sub>f</sub>   < 60°C para gases   |

Tablas 6. Valores de Nusselt en función del número de Reynolds y del número de Prandtl. Fuente: [68]

| Patrón del flujo                                      | Numero de Nusselt  | Restricción                                    |
|---|--|--|
| <b>Flujo laminar en distribución alineada</b>         | $Nu = 0.9 * Re^{0.4} * Pr^{0.36} * [\frac{Pr}{Pr_s}]^{0.25}$                           | 1 ≤ Re ≤ 100                                   |
|   | $Nu = 0.52 * Re^{0.5} * Pr^{0.36} * [\frac{Pr}{Pr_s}]^{0.25}$                          | 100 ≤ Re ≤ 1 000                               |
|   | $Nu = 0.27 * Re^{0.63} * Pr^{0.36} * [\frac{Pr}{Pr_s}]^{0.25}$                         | 1 000 ≤ Re ≤ 2 × 10 <sup>5</sup>               |
|   | $Nu = 0.033 * Re^{0.8} * Pr^{0.36} * [\frac{Pr}{Pr_s}]^{0.25}$                         | 2 × 10 <sup>5</sup> ≤ Re ≤ 2 × 10 <sup>6</sup> |
| <b>Flujo en transición en distribución escalonada</b> | $Nu = 1.04 * Re^{0.4} * Pr^{0.36} * [\frac{Pr}{Pr_s}]^{0.25}$                          | 1 ≤ Re ≤ 500                                   |
|   | $Nu = 0.71 * Re^{0.5} * Pr^{0.36} * [\frac{Pr}{Pr_s}]^{0.25}$                          | 500 ≤ Re ≤ 1 000                               |
|   | $Nu = 0.35 * (\frac{ST}{SL})^{0.2} * Re^{0.63} * Pr^{0.36} * [\frac{Pr}{Pr_s}]^{0.25}$ | 1 000 ≤ Re ≤ 2 × 10 <sup>5</sup>               |
|   | $Nu = 0.031 * (\frac{ST}{SL})^{0.2} * Re^{0.8} * Pr^{0.36} * [\frac{Pr}{Pr_s}]^{0.25}$ | 2 × 10 <sup>5</sup> ≤ Re ≤ 2 × 10 <sup>6</sup> |

Tablas 7. Fórmulas para Nusselt, dependientes del tipo de flujo y disposición de tubos del lado de la carcasa. Fuente: [68]

**TABLE 2-327 Thermal-Conductivity-Temperature Table for Metals\***

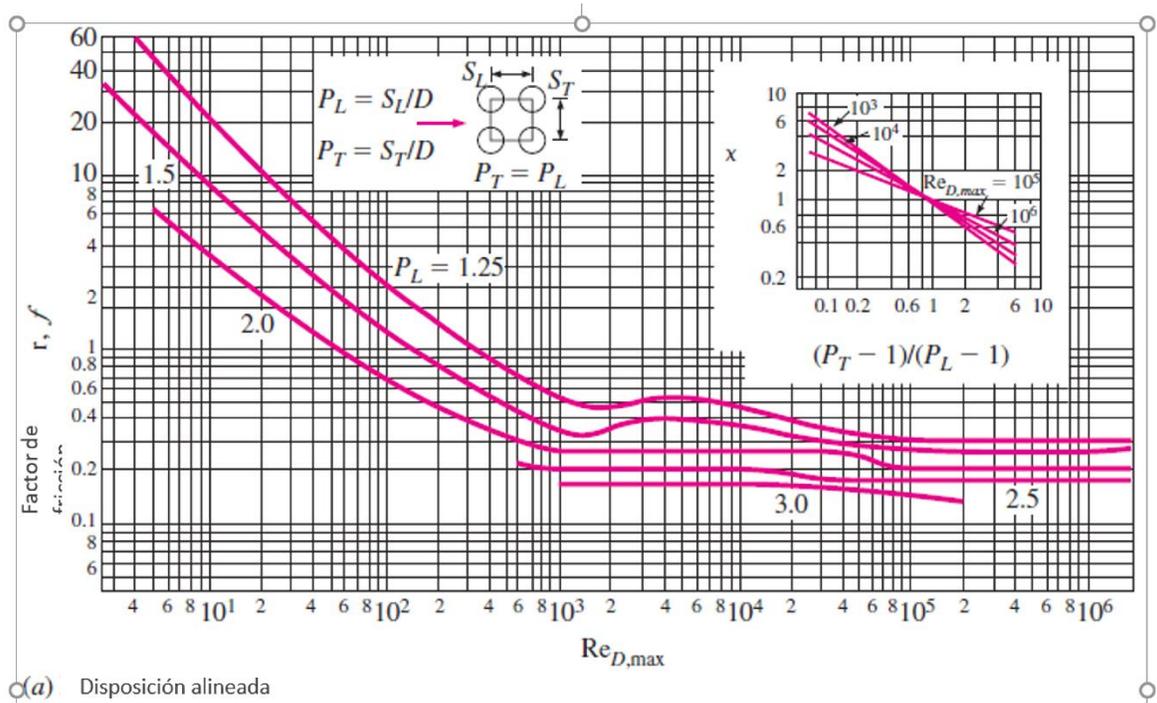
Thermal conductivities tabulated in watts per meter-kelvin

| Substance       | Temperature, K |        |       |       |       |       |       |       |       |       |     |     |      |      |      |
|-----------------|----------------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-----|-----|------|------|------|
|                 | 10             | 20     | 40    | 60    | 80    | 100   | 200   | 300   | 400   | 500   | 600 | 800 | 1000 | 1200 | 1400 |
| Alumina         | 7              | 32     | 121   | 174   | 160   | 125   | 55    | 36    | 26    | 20    | 16  | 10  | 8    | 7    | 6    |
| Aluminum        | 38,000         | 13,500 | 2,300 | 850   | 380   | 300   | 237   | 273   | 240   | 237   | 232 | 220 | 93   | 99   | 105  |
| Antimony        | 470            | 230    | 110   | 80    | 60    | 48    | 32    | 26    | 22    | 20    |     |     |      |      |      |
| Beryllium oxide | 47             | 196    | 810   | 1,400 | 1,650 | 1,490 | 480   | 272   | 196   | 146   | 111 | 70  | 47   | 33   | 25   |
| Bismuth         | 240            | 100    | 45    | 31    | 24    | 22    | 18    | 16    | 14    | 12    |     |     |      |      |      |
| Boron           | 165            | 305    | 400   | 327   | 230   | 170   | 45    | 25    | 15    | 12    |     |     |      |      |      |
| Cadmium         | 900            | 250    | 150   | 120   | 110   | 110   | 105   | 104   | 101   | 99    |     |     |      |      |      |
| Chromium        | 400            | 570    | 450   | 250   | 180   | 158   | 111   | 90    | 87    | 85    | 81  | 71  | 65   | 62   | 61   |
| Cobalt          | 250            | 450    | 380   | 250   | 190   | 160   | 120   | 100   | 85    | 70    |     |     |      |      |      |
| Constantan      | 4              | 9      | 16    | 18    | 19    | 20    | 23    | 25    | 27    | 30    |     |     |      |      |      |
| Copper          | 19,000         | 10,700 | 2,100 | 850   | 570   | 483   | 413   | 398   | 392   | 388   | 383 | 371 | 357  | 342  |      |
| Callium         | 2,200          | 640    | 250   | 200   | 170   | 140   | 100   | 85    |       |       |     |     |      |      |      |
| Gold            | 2,800          | 1,500  | 520   | 380   | 350   | 345   | 327   | 315   | 312   | 309   | 304 | 292 | 278  | 262  |      |
| Graphite†       | 27             | 108    | 135   | 81    | 54    | 39    | 15    | 10    | 7     | 5     | 4   | 3   | 3    | 2    | 2    |
| Graphite‡       | 81             | 420    | 1,630 | 2,980 | 4,290 | 4,980 | 3,250 | 2,000 | 1,460 | 1,140 | 930 | 680 | 530  | 440  | 370  |
| Hastelloy       | 1              | 3      | 4     | 5     | 6     | 7     | 9     | 10    | 11    | 13    |     |     |      |      |      |
| Inconel         | 2              | 4      | 8     | 10    | 11    | 11    | 14    | 15    |       |       |     |     |      |      |      |
| Iridium         | 1,300          | 1,900  | 750   | 360   | 230   | 172   | 147   | 145   | 143   | 140   |     |     |      |      |      |
| Iron            | 710            | 1,000  | 560   | 270   | 170   | 132   | 94    | 80    | 69    | 61    | 55  | 43  | 33   | 28   | 31   |
| Lead            | 175            | 57     | 43    | 42    | 41    | 40    | 37    | 35    | 34    | 33    | 31  | 19  | 22   | 24   | 26   |

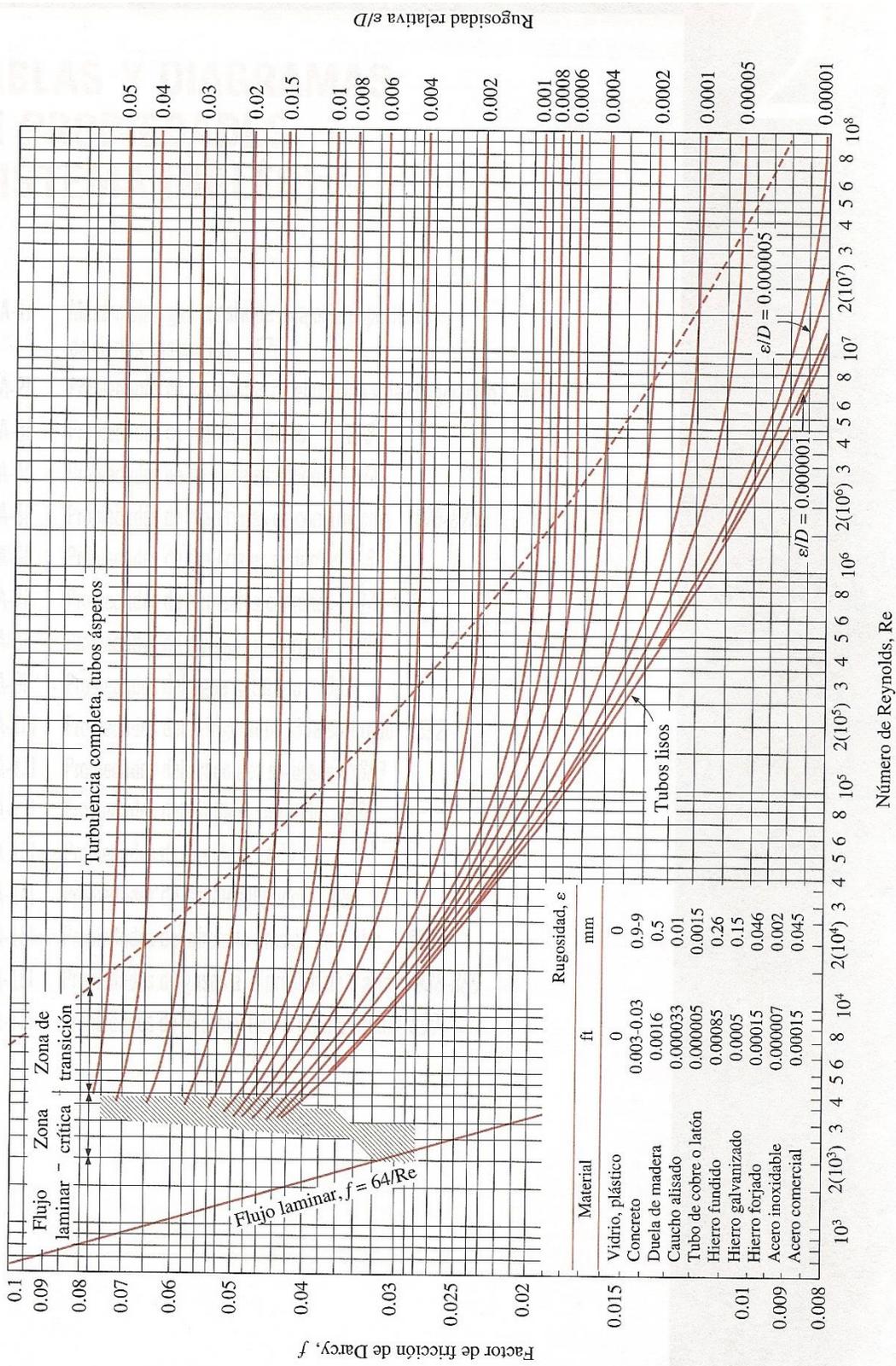
Tablas 8. Conductividad térmica para metales en función de su temperatura. Fuente: [69].

| Fluid Conditions                 |  | $h$ ( $W/m^2 \cdot K$ ) <sup>a,b</sup> | Fouling Resistance ( $m^2 \cdot K/W$ ) <sup>c</sup> |
|----------------------------------|--|--|---|
| <b>Sensible heat transfer</b>    |  |  |   |
| Water <sup>c</sup>               | Liquid   | 5,000–7,500                            | $1-2.5 \times 10^{-4}$                              |
| Ammonia                          | Liquid   | 6,000–8,000                            | $0-1 \times 10^{-4}$                                |
| Light organics <sup>d</sup>      | Liquid   | 1,500–2,000                            | $0-2 \times 10^{-4}$                                |
| Medium organics <sup>e</sup>     | Liquid   | 750–1,500                              | $1-4 \times 10^{-4}$                                |
| Heavy organics <sup>f</sup>      | Liquid   |  |   |
|                                  | Heating  | 250–750                                | $2-10 \times 10^{-4}$                               |
|                                  | Cooling  | 150–400                                | $2-10 \times 10^{-4}$                               |
| Very heavy organics <sup>e</sup> | Liquid   |  |   |
|                                  | Heating  | 100–300                                | $4-30 \times 10^{-3}$                               |
|                                  | Cooling  | 60–150                                 | $4-30 \times 10^{-3}$                               |
| Gas <sup>h</sup>                 | Pressure 100–200 kN/m <sup>2</sup> abs   | 80–125                                 | $0-1 \times 10^{-4}$                                |
|                                  | Pressure 1 MN/m <sup>2</sup> abs   | 250–400                                | $0-1 \times 10^{-4}$                                |
|                                  | Pressure 10 MN/m <sup>2</sup> abs  | 500–800                                | $0-1 \times 10^{-4}$                                |
| <b>Condensing heat transfer</b>  |  |  |   |
| Steam, ammonia                   | Pressure 10 kN/m <sup>2</sup> abs, no noncondensables <sup>i,j</sup>               | 8,000–12,000                           | $0-1 \times 10^{-4}$                                |
|                                  | Pressure 10 kN/m <sup>2</sup> abs, 1% noncondensables <sup>k</sup>                 | 4,000–6,000                            | $0-1 \times 10^{-4}$                                |
|                                  | Pressure 10 kN/m <sup>2</sup> abs, 4% noncondensables <sup>k</sup>                 | 2,000–3,000                            | $0-1 \times 10^{-4}$                                |
|                                  | Pressure 100 kN/m <sup>2</sup> abs, no noncondensables <sup>i,j,k,l</sup>          | 10,000–15,000                          | $0-1 \times 10^{-4}$                                |
|                                  | Pressure 1 MN/m <sup>2</sup> abs, no noncondensables <sup>i,j,k,l</sup>            | 15,000–25,000                          | $0-1 \times 10^{-4}$                                |
| Light organics <sup>d</sup>      | Pure component, pressure 10 kN/m <sup>2</sup> abs, no noncondensables <sup>i</sup> | 1,500–2,000                            | $0-1 \times 10^{-4}$                                |
|                                  | Pressure 10 kN/m <sup>2</sup> abs, 4% noncondensables <sup>k</sup>                 | 750–1,000                              | $0-1 \times 10^{-4}$                                |
|                                  | Pure component, pressure 100 kN/m <sup>2</sup> abs, no noncondensables             | 2,000–4,000                            | $0-1 \times 10^{-4}$                                |

Tablas 9. Factor por ensuciamiento en intercambiadores de calor. Fuente: Ramesh K., 2003, P.660.



Tablas 10. Factor de fricción “f” y factor de corrección “x” para bancos de tubos. Fuente: [37]



Tablas 11. Diagrama de Moddy del factor de fricción. Fuente: [37].

| Dimensiones y Pesos Tubería acero con y sin costura convencionales de acuerdo a fórmula peso específico 7850 Kg/m <sup>3</sup> |                   |      |                  |       |                               |             |       |
|--|-------------------|------|------------------|-------|-------------------------------|-------------|-------|
| Nominal Diameter   | Diameter exterior |      | Espesor de pared |       | Cédula Schedule / Designation | Peso Weight |       |
|  | in                | mm   | in               | mm    |                               | Lb/ft       | kg/m  |
| 1/8  | 0.405             | 10.3 | 0.035            | 0.89  | 5                             | 0.14        | 0.21  |
|  |                   |      | 0.049            | 1.24  | 10                            | 0.19        | 0.28  |
|  |                   |      | 0.068            | 1.73  | 40 STD                        | 0.24        | 0.36  |
|  |                   |      | 0.095            | 2.41  | 80 XS                         | 0.31        | 0.47  |
| 1/4  | 0.540             | 13.7 | 0.049            | 1.24  | 5                             | 0.26        | 0.38  |
|  |                   |      | 0.065            | 1.65  | 10                            | 0.33        | 0.49  |
|  |                   |      | 0.088            | 2.24  | 40 STD                        | 0.43        | 0.63  |
|  |                   |      | 0.119            | 3.02  | 80 XS                         | 0.54        | 0.80  |
| 3/8  | 0.675             | 17.1 | 0.049            | 1.24  | 5                             | 0.33        | 0.49  |
|  |                   |      | 0.065            | 1.65  | 10                            | 0.42        | 0.63  |
|  |                   |      | 0.091            | 2.31  | 40 STD                        | 0.57        | 0.85  |
|  |                   |      | 0.126            | 3.20  | 80 XS                         | 0.74        | 1.10  |
| 1/2  | 0.840             | 21.3 | 0.065            | 1.65  | 5 SS                          | 0.54        | 0.80  |
|  |                   |      | 0.083            | 2.11  | 10 10S                        | 0.67        | 1.00  |
|  |                   |      | 0.109            | 2.77  | 40 STD                        | 0.85        | 1.27  |
|  |                   |      | 0.147            | 3.73  | 80 XS                         | 1.09        | 1.62  |
|  |                   |      | 0.188            | 4.78  | 160                           | 1.31        | 1.95  |
|  |                   |      | 0.294            | 7.47  | XXS                           | 1.72        | 2.55  |
| 3/4  | 1.050             | 26.7 | 0.065            | 1.65  | 5 SS                          | 0.68        | 1.02  |
|  |                   |      | 0.083            | 2.11  | 10 10S                        | 0.86        | 1.28  |
|  |                   |      | 0.113            | 2.87  | 40 STD                        | 1.13        | 1.68  |
|  |                   |      | 0.154            | 3.91  | 80 XS                         | 1.48        | 2.20  |
|  |                   |      | 0.219            | 5.56  | 160                           | 1.95        | 2.90  |
|  |                   |      | 0.308            | 7.82  | XXS                           | 2.44        | 3.64  |
| 1  | 1.315             | 33.4 | 0.065            | 1.65  | 5 SS                          | 0.87        | 1.29  |
|  |                   |      | 0.109            | 2.77  | 10 10S                        | 1.41        | 2.09  |
|  |                   |      | 0.133            | 3.38  | 40 STD                        | 1.68        | 2.50  |
|  |                   |      | 0.179            | 4.55  | 80 XS                         | 2.17        | 3.24  |
|  |                   |      | 0.250            | 6.35  | 160                           | 2.85        | 4.24  |
|  |                   |      | 0.358            | 9.09  | XXS                           | 3.66        | 5.45  |
| 1 1/4  | 1.660             | 42.2 | 0.065            | 1.65  | 5 SS                          | 0.87        | 1.29  |
|  |                   |      | 0.109            | 2.77  | 10 10S                        | 1.41        | 2.09  |
|  |                   |      | 0.140            | 3.58  | 40 STD                        | 2.27        | 3.39  |
|  |                   |      | 0.191            | 4.85  | 80 XS                         | 3.00        | 4.46  |
|  |                   |      | 0.250            | 6.35  | 160                           | 3.77        | 5.61  |
|  |                   |      | 0.382            | 9.70  | XXS                           | 5.22        | 7.77  |
| 1 1/2  | 1.900             | 48.3 | 0.065            | 1.65  | 5 SS                          | 1.28        | 1.90  |
|  |                   |      | 0.109            | 2.77  | 10 10S                        | 2.09        | 3.11  |
|  |                   |      | 0.145            | 3.68  | 40 STD                        | 2.72        | 4.05  |
|  |                   |      | 0.200            | 5.08  | 80 XS                         | 3.63        | 5.41  |
|  |                   |      | 0.281            | 7.14  | 160                           | 4.86        | 7.24  |
|  |                   |      | 0.400            | 10.16 | XXS                           | 6.41        | 9.55  |
| 2  | 2.375             | 60.3 | 0.065            | 1.65  | 5 SS                          | 1.61        | 2.39  |
|  |                   |      | 0.109            | 2.77  | 10 10S                        | 2.64        | 3.93  |
|  |                   |      | 0.154            | 3.91  | 40 STD                        | 3.66        | 5.44  |
|  |                   |      | 0.172            | 4.37  |                               | 4.05        | 6.03  |
|  |                   |      | 0.188            | 4.78  |                               | 4.40        | 6.54  |
|  |                   |      | 0.218            | 5.54  | 80 XS                         | 5.03        | 7.48  |
|  |                   |      | 0.250            | 6.35  |                               | 5.68        | 8.45  |
|  |                   |      | 0.281            | 7.14  |                               | 6.29        | 9.36  |
| 2 1/2  | 2.875             | 73.0 | 0.344            | 8.74  | 160                           | 7.47        | 11.12 |
|  |                   |      | 0.436            | 11.07 | XXS                           | 9.04        | 13.45 |
|  |                   |      | 0.083            | 2.11  | 5 SS                          | 2.48        | 3.69  |
|  |                   |      | 0.120            | 3.05  | 10 10S                        | 3.53        | 5.26  |
|  |                   |      | 0.203            | 5.16  | 40 STD                        | 5.80        | 8.63  |
|  |                   |      | 0.216            | 5.49  |                               | 6.14        | 9.14  |
|  |                   |      | 0.250            | 6.35  |                               | 7.02        | 10.44 |
|  |                   |      | 0.276            | 7.01  | 80 XS                         | 7.67        | 11.41 |
| 3  | 3.500             | 88.9 | 0.375            | 9.53  | 160                           | 10.02       | 14.92 |
|  |                   |      | 0.552            | 14.02 | XXS                           | 13.71       | 20.40 |
|  |                   |      | 0.083            | 2.11  | 5 SS                          | 3.03        | 4.51  |
|  |                   |      | 0.120            | 3.05  | 10 10S                        | 4.34        | 6.45  |
|  |                   |      | 0.125            | 3.18  |                               | 4.51        | 6.71  |
|  |                   |      | 0.156            | 3.96  |                               | 5.58        | 8.30  |
|  |                   |      | 0.188            | 4.78  |                               | 6.66        | 9.91  |
|  |                   |      | 0.216            | 5.49  | 40 STD                        | 7.58        | 11.29 |
|  |                   |      | 0.250            | 6.35  |                               | 8.69        | 12.93 |
|  |                   |      | 0.281            | 7.14  |                               | 9.87        | 14.39 |
|  |                   |      | 0.300            | 7.62  | 80 XS                         | 10.26       | 15.27 |
|  |                   |      | 0.438            | 11.13 | 160                           | 14.34       | 21.34 |
|  |                   |      | 0.600            | 15.24 | XXS                           | 18.60       | 27.68 |

Tablas 12. Dimensiones geométricas de tubería. Fuente: Código ASME Ed. 2019.

| Dimensiones y Pesos Tubería acero con y sin costura convencionales de acuerdo a fórmula peso específico 7850 Kg/m³ |                                    |         |                                 |        |                               |             |        |
|--|------------------------------------|---------|---------------------------------|--------|-------------------------------|-------------|--------|
| Nominal Diameter   | Diametro exterior Outside Diameter |         | Espesor de pared Wall thickness |        | Cédula Schedule / Designation | Peso Weight |        |
|  | in                                 | in      | mm                              | in     |                               | mm          | Lb/ft  |
| 8  | 8.625                              | 219.1   | 0.105                           | 2.67   |                               | 9.56        | 14.23  |
|  |                                    |         | 0.109                           | 2.77   | 5 5S                          | 9.92        | 14.77  |
|  |                                    |         | 0.120                           | 3.05   |                               | 10.91       | 16.24  |
|  |                                    |         | 0.125                           | 3.18   |                               | 11.36       | 16.90  |
|  |                                    |         | 0.134                           | 3.40   |                               | 12.16       | 18.10  |
|  |                                    |         | 0.141                           | 3.58   |                               | 12.79       | 19.03  |
|  |                                    |         | 0.148                           | 3.76   | 10 10 S                       | 13.41       | 19.96  |
|  |                                    |         | 0.156                           | 3.96   |                               | 14.12       | 21.02  |
|  |                                    |         | 0.164                           | 4.17   |                               | 14.83       | 22.08  |
|  |                                    |         | 0.172                           | 4.37   |                               | 15.54       | 23.13  |
|  |                                    |         | 0.179                           | 4.55   |                               | 16.16       | 24.05  |
|  |                                    |         | 0.188                           | 4.78   |                               | 16.96       | 25.24  |
|  |                                    |         | 0.203                           | 5.16   |                               | 18.28       | 27.20  |
|  |                                    |         | 0.219                           | 5.56   |                               | 19.68       | 29.29  |
|  |                                    |         | 0.237                           | 6.02   |                               | 21.25       | 31.63  |
|  |                                    |         | 0.250                           | 6.35   | 20                            | 22.38       | 33.31  |
|  |                                    |         | 0.277                           | 7.04   | 30                            | 24.72       | 36.79  |
|  |                                    |         | 0.312                           | 7.92   |                               | 27.73       | 41.26  |
|  |                                    |         | 0.322                           | 8.18   | 40 STD                        | 28.58       | 42.54  |
|  |                                    |         | 0.344                           | 8.74   |                               | 30.45       | 45.32  |
|  |                                    |         | 0.375                           | 9.53   |                               | 33.07       | 49.22  |
|  |                                    |         | 0.406                           | 10.31  | 60                            | 35.67       | 53.09  |
|  |                                    |         | 0.438                           | 11.13  |                               | 38.34       | 57.05  |
|  |                                    |         | 0.500                           | 12.70  | 80 XS                         | 43.43       | 64.63  |
|  |                                    |         | 0.562                           | 14.27  |                               | 48.44       | 72.09  |
|  |                                    |         | 0.594                           | 15.09  | 100                           | 51.00       | 75.90  |
| 0.625  | 15.88                              |         | 53.45                           | 79.55  |                               |             |        |
| 0.719  | 18.26                              | 120     | 60.77                           | 90.44  |                               |             |        |
| 0.750  | 19.05                              |         | 63.14                           | 93.97  |                               |             |        |
| 0.812  | 20.62                              | 140     | 67.82                           | 100.93 |                               |             |        |
| 0.875  | 22.23                              | XXS     | 72.50                           | 107.89 |                               |             |        |
| 0.908  | 23.01                              | 160     | 74.77                           | 111.28 |                               |             |        |
| 1.000  | 25.40                              |         | 81.52                           | 121.31 |                               |             |        |
| 9  | 9.625                              | 244.5   | 0.342                           | 8.69   | STD                           | 33.94       | 50.51  |
|  |                                    |         | 0.500                           | 12.70  | XS                            | 48.78       | 72.59  |
| 10   | 10.750                             | 273.1   | 0.134                           | 3.40   | 5 5S                          | 15.21       | 22.63  |
|  |                                    |         | 0.141                           | 3.58   |                               | 15.99       | 23.80  |
|  |                                    |         | 0.149                           | 3.78   |                               | 16.89       | 25.13  |
|  |                                    |         | 0.156                           | 3.96   |                               | 17.67       | 26.29  |
|  |                                    |         | 0.165                           | 4.19   | 10 10S                        | 18.67       | 27.79  |
|  |                                    |         | 0.179                           | 4.55   |                               | 20.23       | 30.10  |
|  |                                    |         | 0.188                           | 4.78   |                               | 21.23       | 31.59  |
|  |                                    |         | 0.203                           | 5.16   |                               | 22.89       | 34.06  |
|  |                                    |         | 0.219                           | 5.56   |                               | 24.68       | 36.69  |
|  |                                    |         | 0.250                           | 6.35   | 20                            | 28.06       | 41.76  |
|  |                                    |         | 0.279                           | 7.09   |                               | 31.23       | 46.48  |
|  |                                    |         | 0.307                           | 7.80   | 30                            | 34.27       | 51.01  |
|  |                                    |         | 0.312                           | 7.92   |                               | 34.82       | 51.81  |
|  |                                    |         | 0.322                           | 8.18   |                               | 35.90       | 53.42  |
|  |                                    |         | 0.344                           | 8.74   |                               | 38.27       | 56.95  |
|  |                                    |         | 0.365                           | 9.27   | 40 STD                        | 40.52       | 60.31  |
|  |                                    |         | 0.375                           | 9.53   |                               | 41.59       | 61.90  |
|  |                                    |         | 0.438                           | 11.13  |                               | 48.29       | 71.86  |
|  |                                    |         | 0.500                           | 12.70  | 60 XS                         | 54.79       | 81.54  |
|  |                                    |         | 0.562                           | 14.27  |                               | 61.21       | 91.09  |
|  |                                    |         | 0.594                           | 15.09  | 80                            | 64.49       | 95.98  |
|  |                                    |         | 0.625                           | 15.88  |                               | 67.65       | 100.68 |
|  |                                    |         | 0.719                           | 18.26  | 100                           | 77.11       | 114.74 |
|  |                                    |         | 0.812                           | 20.62  |                               | 86.27       | 128.39 |
|  |                                    |         | 0.844                           | 21.44  | 120                           | 89.38       | 133.02 |
|  |                                    |         | 0.875                           | 22.23  |                               | 92.38       | 137.47 |
| 0.938  | 23.83                              |         | 98.39                           | 146.43 |                               |             |        |
| 1.000  | 25.40                              | 140 XXS | 104.24                          | 155.12 |                               |             |        |
| 1.125  | 28.58                              | 160     | 115.76                          | 172.27 |                               |             |        |
| 1.250  | 31.75                              |         | 126.95                          | 188.93 |                               |             |        |
| 11   | 11.750                             | 298.5   | 0.375                           | 9.53   | STD                           | 45.60       | 67.86  |
|  |                                    |         | 0.500                           | 12.70  | XS                            | 60.14       | 89.49  |

Tablas 13. Dimensiones geométricas de tubería. Fuente: Código ASME Ed. 2019.

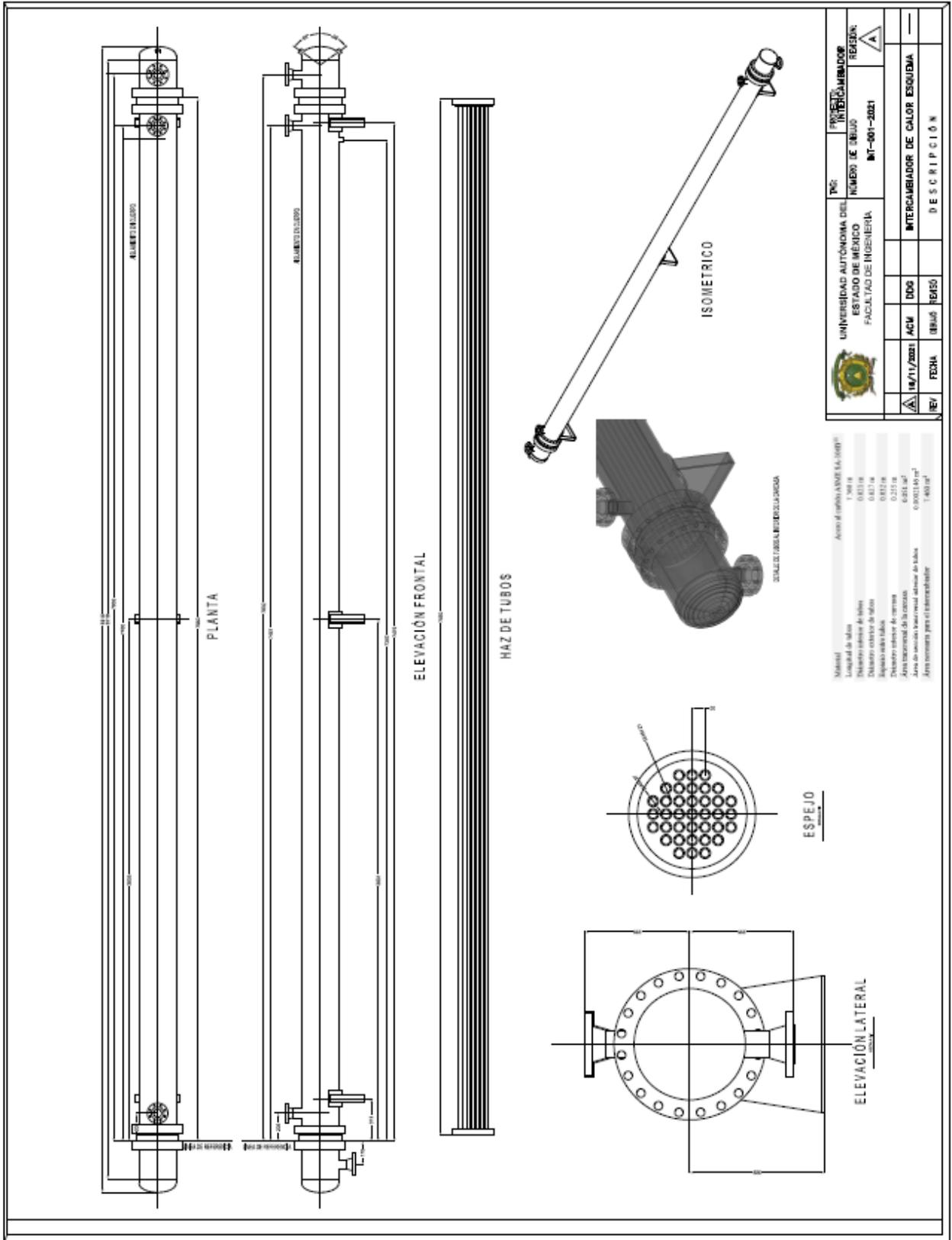
**Table 10-24**  
**Allowable Water Velocities in Tubes**

| Fluid                            | Tube Material                    | Minimum* Velocity, ft/sec | Maximum Velocity, ft/sec | Preferred Velocity, ft/sec |
|----------------------------------|----------------------------------|---------------------------|--------------------------|----------------------------|
| Sea water                        | 70-3-Cupronickel;<br>0.5% Iron   | 2.5-3                     | 12                       | 6-8                        |
| Sea water                        | 90-10-Cupronickel;<br>1.25% Iron | 2.5-3                     | 10                       | 6-8                        |
| Sea water                        | Aluminum<br>brass                | 2.5-3                     | 8                        | 5-6                        |
| Brackish water                   | Steel                            | 2.5                       | 5                        | 4                          |
| Treated well water               | Steel                            | 2.5                       | 8-10                     | 5-6                        |
| Cooling tower recirculated water | Steel                            | 2.5                       | 8                        | 6                          |

\*Do not design below these values.

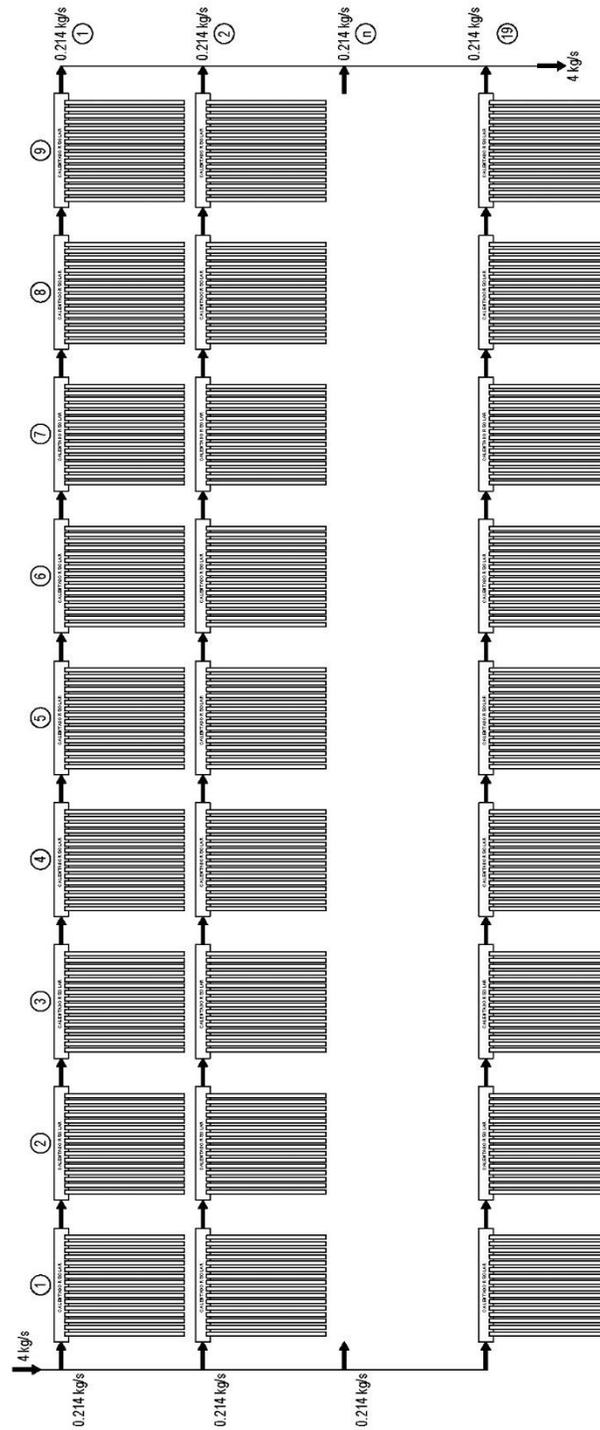
*Tablas 14. Tabla 10-24; velocidad permisible del agua dentro de tubos. Fuente: [70].*

Plano 1. Diseño esquemático del  
intercambiador de calor. Fuente: Elaboración  
propia.



# ANEXO 3.

## ÁRREGLO DE CAPTADORES DE TUBOS EVACUADOS.



Anexo 3. Arreglo del sistema de captadores serie-paralelo propuesto para satisfacer los requerimientos del sistema de acondicionamiento de gas PA-6401. Fuente: Elaboración propia.



