

**ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICA PARA LA RECUPERACIÓN DE
ENERGÍA EN SISTEMAS DE TRANSPORTE DE GAS UTILIZANDO
COLECTORES SOLARES TÉRMICOS**

MARIA CAMILA GELVEZ RUEDA

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOQUÍMICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA
BUCARAMANGA**

2012

**ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICA PARA LA RECUPERACIÓN DE
ENERGÍA EN SISTEMAS DE TRANSPORTE DE GAS UTILIZANDO
COLECTORES SOLARES TÉRMICOS**

MARIA CAMILA GELVEZ RUEDA

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar el título de
Ingeniero Químico**

Director

Ph.D. María Paola Maradei García

Codirector

Ph.D. Arlex Chaves Guerrero

Tutor CDT de Gas

Ing. Erik Stiv Tapias

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISCOQUÍMICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA
BUCARAMANGA**

2012

DEDICATORIA

“A mi padre, que con su bondad desbordó los moldes de la gloria”. Y ha tenido siempre la paciencia de enseñarme todo lo que se.

A mi madre, que con su tenacidad me ha enseñado lo que realmente es importante, incluso en la adversidad, incluso cuando no hay nadie más, incluso en mi terquedad.

A mi hermano, que es mi apoyo, mi amigo, el único que me entiende y quien me acompañará siempre.

Pero finalmente a todos ellos por apoyarme incondicionalmente y por estar juntos todos los días.

AGRADECIMIENTOS

El autor presenta sus más sinceros agradecimientos a:

La profesora María Paola Maradei García, por su apoyo incondicional y su constante dedicación y preocupación durante la realización de este proyecto.

A los profesores Arlex Chaves Guerrero y Gilles Henri Gauthier por su apoyo y asesoría.

A la corporación CDT de gas, especialmente a los ingenieros Erik Tapias y Henry Abril por brindarme la oportunidad de trabajar para esta empresa y la confianza necesaria para realizar este proyecto.

A Diego Fernando Bautista, con quien trabaje en este proyecto aunque en temáticas distintas, por su apoyo y ayuda durante los últimos meses.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCION	15
1. ANALISIS BIBLIOGRAFICO	16
1.1 ESTACIONES DE DISTRIBUCIÓN DEL GAS NATURAL Y SISTEMAS DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA	16
1.2 ENERGÍA SOLAR TÉRMICA	17
1.3 COLECTORES TÉRMICOS	17
1.3.1 Colector de placa plana FPC	18
1.3.2 Colector de canal parabólico PTC	20
2. METODOLOGÍA	21
3. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	23
3.1 DEFINICIÓN DE LOS COLECTORES SOLARES A DISEÑAR	23
3.2 RECOPIACIÓN DE DATOS	23

3.3 DISEÑO TÉCNICO DE LOS COLECTORES SOLARES	26
3.4 MODELAMIENTO DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA Y DE LOS COLECTORES SOLARES COMO MEDIO DE CALENTAMIENTO	27
3.4.1 Simulación del sistema de recuperación de energía en Apen HYSYS®	27
3.4.2 Sistemas de calentamiento con colectores solares	29
3.4.2.1 Colector de Placa Plana FPC	29
3.4.2.2 Colector de Canal Parabólico PTC	33
3.5 SISTEMA DE CALENTAMIENTO ALTERNO (SCA)	36
3.6 ANÁLISIS AMBIENTAL	37
3.6.1 Sistema de calentamiento alterno (SCA)	37
3.6.2 Colectores solares acoplados al SCA	37
4. CONCLUSIONES	39
5. RECOMENDACIONES	41
BIBLIOGRAFÍA	42
ANEXOS	46

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Colectores solares térmicos	18
Tabla 2. Escenarios de prueba del colector de placa plana	30
Tabla 3. Intervalo de funcionamiento del colector solar de placa plana	32
Tabla 4. Características del intercambiador de calor	36
Tabla 5. Condiciones de operación del sistema de calentamiento alterno a las condiciones mínimas y máximas de flujo y presión de entrada del gas	37
Tabla 6. Condiciones de operación de un FPC de 9112 m ² y un PTC de 24192 m ² junto al SCA a las condiciones mínimas y máximas de operación	38
Tabla 7. Tabla de porcentaje de ahorro de gas natural y disminución de CO ₂ con el uso del colector de placa plana de 9112 m ² y un colector de canal parabólico de 24192 m ²	38

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Turbina de expansión instalada en paralelo al sistema de Válvulas	17
Figura 2. Colector de placa plana FPC	19
Figura 3. Colector de canal parabólico PTC	20
Figura 4. Etapas de la metodología empleada	21
Figura 5. Flujo volumétrico de gas en la estación de Barrancabermeja	24
Figura 6. Presión de entrada del gas a la estación de Barrancabermeja	24
Figura 7. Dispersión de los flujos en intervalos de 5 m ³ /s	25
Figura 8. Dispersión de la presión de entrada en intervalos de 500 kPa	26
Figura 9. Variación de la temperatura requerida a la entrada de la turbina de expansión en función de la presión a distintos flujos	28
Figura 10. Variación de la temperatura requerida a la entrada de la turbina de expansión en función del flujo a distintas presiones	28

Figura 11. Temperatura de salida a cada hora del día para un FPC de 3200 m ² y con condiciones de flujo y presión del gas natural de: 10 m ³ /s - 5000 kPa	30
Figura 12. Temperatura de salida a cada hora del día para un FPC de 3200 m ² y con condiciones de flujo y presión del gas natural de: 25 m ³ /s - 7000 kPa	30
Figura 13. Temperatura de salida a cada hora del día para un FPC de 9112 m ² y con condiciones de flujo y presión del gas natural de: 10 m ³ /s - 5000 kPa	31
Figura 14. Temperatura de salida a cada hora del día para un FPC de 3200 m ² y con condiciones de flujo y presión del gas natural de: 25 m ³ /s - 7000 kPa	32
Figura 15. Temperatura de salida a cada hora del día para un PTC de 7488 m ² de área de apertura y con condiciones de flujo y presión del gas natural de: 25 m ³ /s - 7000 kPa	34
Figura 16. Temperatura de salida a cada hora del día para un PTC de 24192 m ² de área de apertura y con condiciones de flujo y presión del gas natural de: 25 m ³ /s - 7000 kPa	35

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. GRÁFICA DEL ESQUEMA GEOMÉTRICO DE COLECTORES SOLARES TÉRMICOS	46
ANEXO B. COMPOSICIÓN Y PROPIEDADES FISICOQUÍMICAS DEL GAS NATURAL GUAJIRA	48
ANEXO C. MODELAMIENTO MATEMÁTICO DE LOS COLECTORES SOLARES	49
ANEXO D. SIMULACION EN HYSYS DEL SISTEMA DE RECUPERACION DE ENERGIA	65
ANEXO E. DESARROLLO DE LOS PROGRAMAS DE SIMULACION DE COLECTORES SOLARES	66
ANEXO F. PERFIL DE RADIACIÓN NORMAL Y TABLAS DE CARACTERÍSTICAS DE LOS COLECTORES SOLARES	71
ANEXO G. SIMULACIÓN DE UN FPC DE ÁREA 45000 m² A LAS CONDICIONES MÁXIMAS DE FLUJO Y PRESIÓN (25 m³/s, 7000 kPa)	73
ANEXO H. DISEÑO DEL SISTEMA ALTERNO DE CALENTAMIENTO	74
ANEXO I. CALCULO DE CONSUMO DE GAS NATURAL Y PRODUCCIÓN DE CO₂	84

RESUMEN

TITULO: ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICA PARA LA RECUPERACIÓN DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE TRANSPORTE DE GAS UTILIZANDO COLECTORES SOLARES TÉRMICOS*

AUTOR: MARIA CAMILA GELVEZ RUEDA**

PALABRAS CLAVES: Gas natural, turbina, colector solar térmico, FPC, PTC.

Este proyecto estudia la factibilidad de implementar dos tipos de colectores solares térmicos como parte de un sistema de recuperación de energía en estaciones de distribución de gas. La función de los colectores es el pre-calentamiento del gas para evitar la formación de condensados al pasar por el turboexpander. El diseño se realizó a partir de las condiciones de operación de la estación de distribución de gas de Barrancabermeja. Los dos tipos de colectores solares estudiados fueron el de placa plana (FPC) y el de canal parabólico (PTC). El mejor rendimiento del FPC se dio con un área de 9112 m² pero solo funcionaba de 9 am a 3 pm a las condiciones mínimas de operación y de 11 am a 1 pm a las máximas. El mejor rendimiento del PTC se dio con un área de apertura de 24192 m², con la que funcionaba todo el día a las condiciones mínimas y máximas. Debido a que el FPC no funciona todo el día y al requerimiento de calentamiento nocturno se diseñó un sistema de calentamiento alterno (SCA) constituido por una caldera y un intercambiador de calor. Un análisis ambiental (con respecto al uso de sólo el SCA) del funcionamiento del FPC acoplado al SCA determinó un ahorro de consumo de gas y disminución de CO₂ del 79,65% a las condiciones mínimas y 56,64% a las máximas de 7 am a 5 pm, y del 36,5% a las mínimas y 25,96% a las máximas durante todo el día. Para el PTC el ahorro de consumo de gas y disminución de CO₂ fue del 100% de 7 am a 5 pm, y del 45,83% durante todo el día. Finalmente la implementación de cualquiera de estos colectores es poco viable debido al alto requerimiento de espacio y costos de inversión inicial.

*Proyecto de grado

**Facultad de Ingenierías Físicoquímicas. Escuela de Ingeniería Química. Director: María Paola Maradei García. Coodirector: Arlex Chaves Guerrero

ABSTRACT

TITLE: TECHNICAL FEASIBILITY STUDY FOR ENERGY RECOVERY IN GAS TRANSPORT SYSTEMS USING SOLAR THERMAL COLLECTORS*

AUTHOR: MARIA CAMILA GELVEZ RUEDA**

KEY WORDS: Natural gas, turbine, solar thermal collector, FPC, PTC.

This Project studies technical feasibility of implementing two types of solar thermal collectors as part of an energy recovery system in natural gas distribution stations. The function of the collectors is pre-heat the gas to prevent the formation of condensates passing through the expansion turbine. The design was performed from the operation conditions of the Barrancabermeja, Colombia natural gas distribution station property of TGI S.A. The two types of solar collectors studied were the flat plate collector (FPC) and the parabolic through collector (PTC). The best performance of the FPC was with an area of 9112 m² but only worked from 9 am to 3 pm at minimum operation conditions and from 11 am to 1 pm at maximum. The best performance of the PTC was with an aperture area of 24192 m², which worked all day at minimum and maximum conditions. Because the FPC does not work at all hours of the day and the collectors do not work at night was design an alternative heating system (SCA), which consists mainly of a boiler and a heat exchanger. An environmental analysis (with respect to the use of only the SCA) of the performance of the FPC coupled to the SCA determines a savings of natural gas consumption and reduced CO₂ of 79,65% at minimum conditions and of 56,64% at maximum from 7 am a 5 pm, and of 36,5% at minimum and 25,96% at maximum through all day. For the PTC the saving of natural gas consumption and reduced CO₂ was of 100% from 7 am to 5 pm, and of 45,83% through all day. Finally, the implementation of any of these collectors is impractical due to space requirements and high initial investment costs.

* Work Degree

**Faculty of Physicochemical Engineering's. School of Chemical Engineering.
Director: María Paola Maradei García. Codirector: Arlex Chaves Guerrero

INTRODUCCIÓN

El siguiente proyecto de grado es el resultado de una investigación realizada en conjunto entre la Corporación para el Desarrollo Tecnológico del Gas CDT de Gas y la Universidad Industrial de Santander para la empresa Transportadora de Gas Internacional TGI S.A., en la cual se estudió la factibilidad técnica de la implementación de un sistema de recuperación de energía en estaciones de distribución de gas natural.

El sistema a implementar permite recuperar la energía perdida en los sistemas estándar de disminución de presión del gas natural, al sustituir las válvulas de expansión isoentálpicas por una turbina de expansión de gas acoplada a un generador. El diseño de este sistema requiere de un análisis de flujo, presión y temperatura del gas natural tanto a su llegada a la estación de distribución como a su paso por el sistema de recuperación de energía. En este sentido la temperatura es una variable crítica en el sistema debido a que esta disminuye drásticamente en la turbina de expansión y produce riesgos de formación de condensados si esta llega a ser inferior a la temperatura del punto de rocío del gas natural. De este modo, se hace necesario que el gas sea precalentado antes de ingresar a la turbina de expansión.

Para el precalentamiento del gas se decidió estudiar la viabilidad de tecnologías que permitieran generar energía limpia a partir de fuentes renovables, por lo que en este estudio, se estudian diferentes tipos de colectores solares.

Por tanto, el objetivo del proyecto es evaluar la factibilidad técnica de utilizar distintos colectores solares térmicos como medio de calentamiento del gas natural. Para el análisis se escogieron dos: el de placa plana (FPC) y el de canal parabólico (PTC). El proyecto comprende el diseño (térmico y óptico) de los colectores solares y el análisis de su desempeño a las condiciones de operación requeridas por la turbina de expansión en la estación de distribución de gas ubicada en la ciudad de Barrancabermeja, Santander, Colombia.

1. ANALISIS BIBLIOGRAFICO

1.1 ESTACIONES DE DISTRIBUCIÓN DEL GAS NATURAL Y SISTEMAS DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA

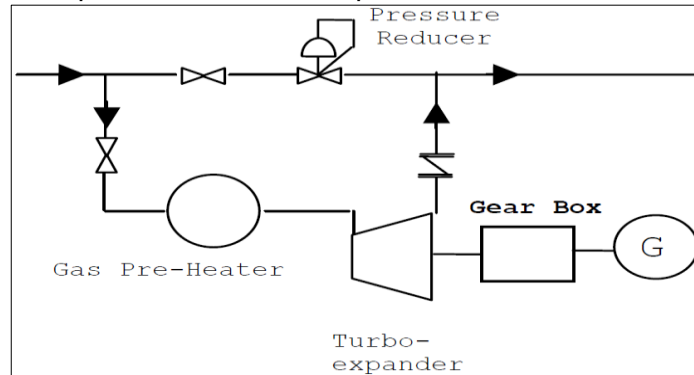
El gas natural se transporta a altas presiones (aprox. 6,9 MPa) a través de redes de tuberías hasta las estaciones de distribución y reducción de presión del gas. Estas estaciones generalmente se encuentran a la entrada de las ciudades y utilizan válvulas de expansión isoentálpicas para disminuir la presión de transporte del gas hasta la presión de consumo (aprox. 0,3 MPa), este proceso es irreversible y se lleva a cabo sin producir energía.

Para recuperar la energía perdida en las válvulas se puede instalar en paralelo un sistema conformado principalmente por una turbina de expansión (que recupera la energía mecánica del gas a través de su expansión) y un generador (que la convierte a energía eléctrica) de modo que el sistema mantenga la confiabilidad en la regulación de la presión del gas (cf. Figura 1).

La instalación de este sistema requiere del calentamiento del gas antes que ingrese a la turbina, debido a que el gas se enfría rápida y drásticamente por la expansión isoentrópica llevada a cabo en la turbina (aproximadamente 15-20°C por cada MPa reducido, dependiendo de la composición, estado termodinámico del gas y la eficiencia de la turbina) [POZIVIL. 04]. Usualmente el calentamiento del gas debe ser hasta temperaturas entre 55-85°C [POZIVIL. 04].

El precalentamiento del gas natural puede realizarse utilizando parte del gas natural, con calderas de producción de vapor, turbinas de gas, motores de combustión, o más recientemente, con celdas de combustible de alta temperatura. El uso de colectores solares no ha sido estudiado para este tipo de calentamiento, pero es una alternativa interesante, ya que no necesita del consumo de una parte del gas natural que se está transportando como en el caso de las celdas de combustible, y además, es renovable y completamente limpia con el ambiente.

Figura 1. Turbina de expansión instalada en paralelo al sistema de válvulas



Fuente: SALAH ELSOBKI M. y ABDELAAL EL-SALMAWY H. Power generation using recovered energy from natural gas network.

1.2 ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

La energía solar puede convertirse en energía útil mediante dos mecanismos: energía térmica y energía fotovoltaica. La energía solar térmica se obtiene al transformar la energía radiante solar en calor o energía térmica y transferirla a un fluido para su uso directo o para producir energía eléctrica de forma indirecta. La energía solar fotovoltaica se obtiene directamente como energía eléctrica al aprovechar las propiedades físicas de ciertos materiales semiconductores.

1.3 COLECTORES TÉRMICOS

En general son un tipo especial de intercambiadores de calor que transforman la energía solar en energía interna de un fluido que pasa a través del colector. Específicamente absorben la radiación solar incidente, la transforman en calor y la transfieren al fluido, el cual arrastra la energía para su uso inmediato o su almacenamiento en tanques y posterior uso en horas de la noche o en días nublados. Los colectores solares térmicos se clasifican en: colectores sin concentración y colectores con concentración.

Los colectores sin concentración tienen igual área para interceptar y absorber la radiación solar. Los colectores con concentración interceptan y focalizan la radiación solar mediante superficies cóncavas y reflectoras a áreas de absorción más pequeñas, incrementando el flujo de radiación.

La relación de concentración (C), se define como la relación entre el área de intercepción de la radiación solar del colector y el área de la superficie que absorbe la radiación solar en el colector, así los colectores sin concentración tienen una relación de concentración de 1 y los colectores con concentración >1 .

La tabla 1 presenta una lista de los tipos de colectores térmicos identificando si rastrean o no el sol mediante un sistema mecánico, además de, nombre del colector, forma geométrica de la superficie de absorción, relación de concentración y el rango de temperatura que puede alcanzar el fluido de transferencia. En el Anexo A se incluye el esquema geométrico de los distintos colectores térmicos.

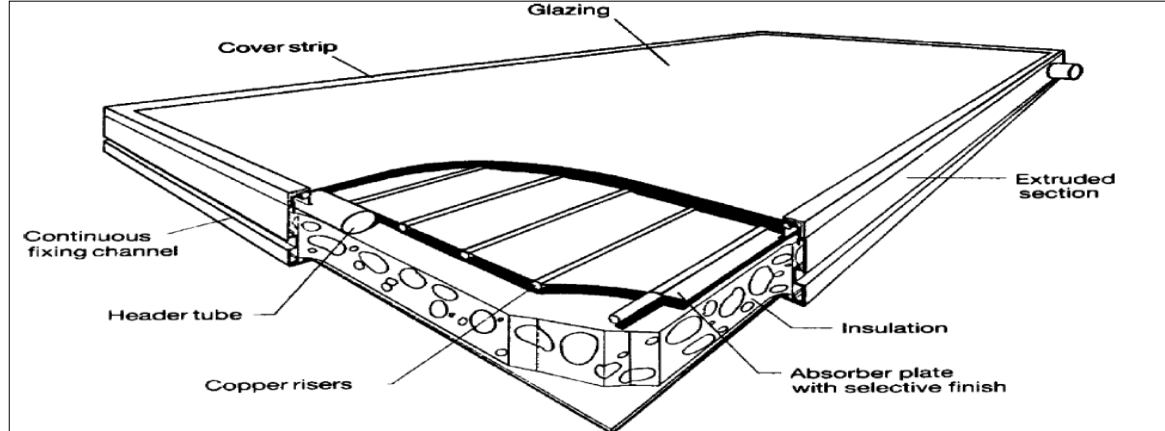
Para este trabajo sólo se estudiaron los colectores de placa plana FPC y los colectores de canal parabólico PTC. La razón de la selección de estos dos colectores está justificada en los párrafos siguientes y otras son expuestas en el primer ítem del capítulo sobre resultados y análisis de resultados.

1.3.1 Colector de placa plana FPC. Los colectores de placa plana dejan pasar la radiación solar a través de su cubierta transparente de modo que incida en la placa receptora de alta absorptividad, la cual transfiere la energía al fluido a través de los tubos adheridos a la placa. Usualmente están fijos en su posición y no tienen un sistema de seguimiento del sol.

Tabla 1. Colectores solares térmicos

Movimiento	Tipo de Colector	Tipo de absorbedor	C	Rango de temperatura (°C)
Estacionario	Placa plana (FPC)	Plano	1	30 – 80
	Tubo evacuado (ETC)	Plano	1	50 – 200
	Parabólico compuesto (CPC)	Tubular	1 - 5	60 – 240
Seguimiento en un eje	Lineal de Fresnel (LFR)	Tubular	10 - 40	60 – 250
	Canal parabólico (PTC)	Tubular	15 - 45	60 – 300
	Canal cilíndrico (CTC)	Tubular	10 - 50	60 – 300
Seguimiento en dos ejes	Plato parabólico (PDR)	Puntual	100 - 1000	100 – 500
	Campo heliostático (HFC)	Puntual	100 - 1500	150 – 2000
Fuente: Kalogirou S. Solar thermal collectors and applications				

Figura 2. Colector de placa plana FPC



Fuente: Kalogirou S. Solar thermal collectors and applications

Este colector consta de 4 partes principales:

Cubierta: Generalmente es de vidrio ya que deja pasar más del 90% de las ondas cortas de radiación solar. Su función principal es disminuir las pérdidas de calor por convección desde la placa absorbente. También disminuye las pérdidas por radiación al ser opaca para las ondas largas de radiación emitidas por la placa.

Placa absorbente: Es una superficie negra con alta capacidad de absorción de rayos solares, alta conductividad para transferir el calor al fluido y baja emisión de radiación, que está integrada a las tuberías paralelas por las que pasa el fluido. Generalmente tanto la placa como las tuberías son de cobre o aluminio.

Aislamiento: Su función es aislar la placa absorbente y disminuir las pérdidas de calor por convección, el aislamiento más utilizado es la fibra de vidrio.

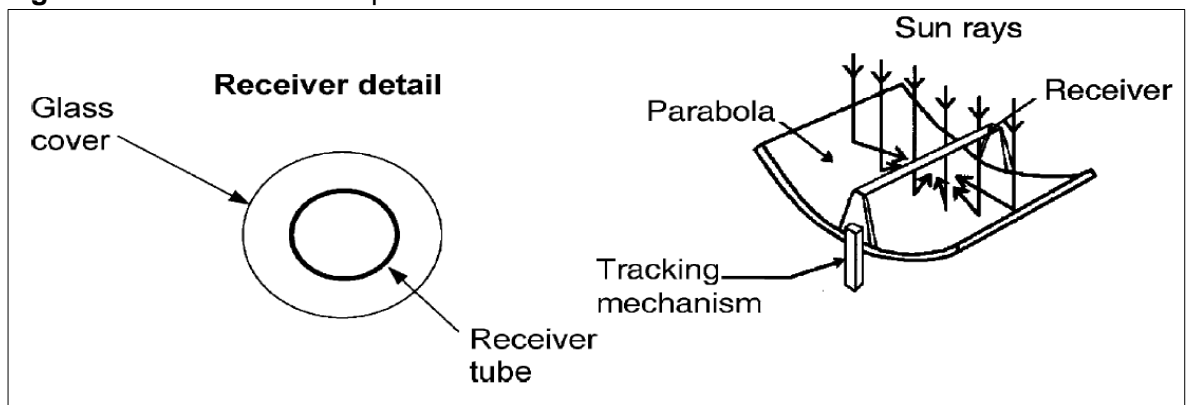
Contenedor: es la caja exterior que protege todo el sistema del medio ambiente.

Los FPC trabajan para aumentar la temperatura en rangos entre 30 y 80°C y su eficiencia de calentamiento es alta hasta aproximadamente 50°C (70 a 80 %), pero disminuye considerablemente a temperaturas superiores (a 80°C su eficiencia es del 40 a 50%). Su eficiencia puede ser mejorada aplicando pinturas antirreflectoras en la cubierta de vidrio para mejorar la transmisividad de los rayos solares y/o recubriendo con un material selectivo la placa absorbente, lo cual

aumenta la absorción de la radiación y disminuye la emisión de radiación de la placa. Los FPC generalmente se utilizan para calentamiento de agua doméstica e industrial, calefacción o refrigeración de espacios y desalinización de agua de mar.

1.3.2 Colector de canal parabólico PTC. Es de concentración y absorbe calor efectivamente en rangos de temperatura entre 50 y 300°C, tiene una estructura ligera y con alta eficiencia por lo cual es la tecnología más desarrollada e utilizada. Consta de una lámina de material reflectivo de forma parabólica que se soporta al suelo por pedestales. Esta lamina concentra los rayos solares a un foco lineal donde se ubica el tubo absorbente recubierto en vidrio (para evitar pérdidas de calor por convección y radiación) a través del cual fluye el fluido de transferencia.

Figura 3. Colector de canal parabólico PTC



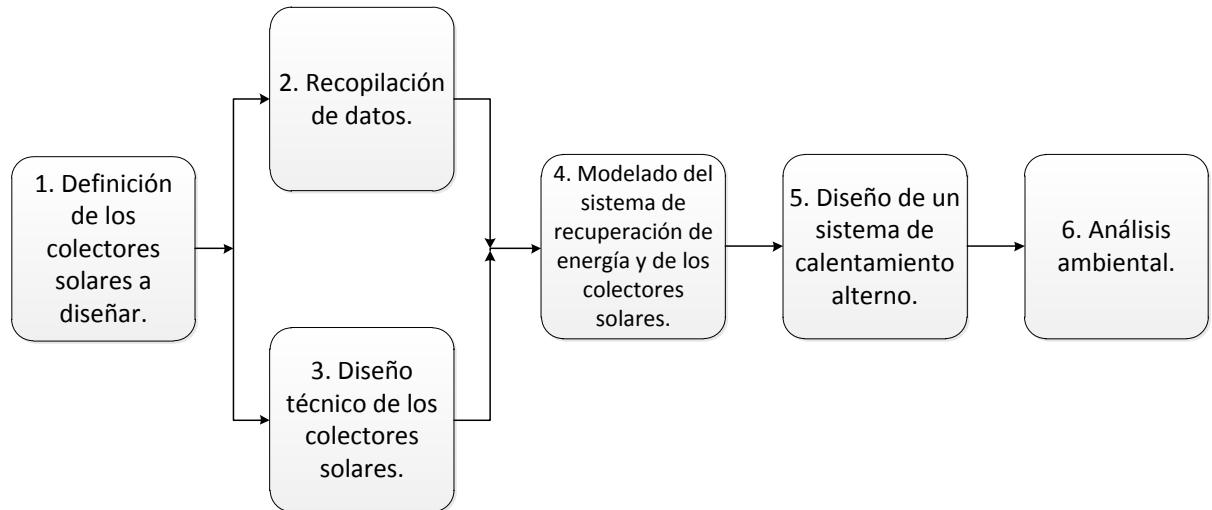
Fuente: Kalogirou S. Solar thermal collectors and applications.

Este sistema requiere de seguimiento del sol en un eje, generalmente los colectores se ubican en posición norte-sur y se rastrea el sol durante el día en dirección este-oeste. Para su diseño es importante considerar la relación de concentración correcta dependiendo del flujo de fluido a través del colector y la velocidad de los vientos, para que no afecten el sistema de seguimiento del sol. Su eficiencia es bastante alta debido a que incluyen las mejoras mencionadas en los FPC, por lo que se utilizan ampliamente en la industria para calentamiento y refrigeración, pero principalmente para generación de vapor y de energía eléctrica. El mayor sistema de generación de energía que utiliza PTC es el SEGS en California del sur con una capacidad de 354 MW_e [BARLEV11].

2. METODOLOGÍA

En la figura 4 se muestran las etapas de la metodología empleada para el estudio.

Figura 4. Etapas de la metodología empleada



Fuente: Autor

- 1. Definición de los colectores solares a diseñar:** A partir del análisis bibliográfico se determinaron los tipos de colectores solares compatibles con el sistema de estudio en términos geométricos y de capacidad de calentamiento.
- 2. Recopilación de datos:** Se organizaron los datos suministrados por TGI S.A para los meses de junio y julio de 2011 en cuanto a temperatura, flujos volumétricos y presión de llegada a la estación de distribución. Debido a la fluctuación de los datos de flujo y presión estos se reagruparon en intervalos para determinar los valores de flujo y presión de entrada de mayor frecuencia en la estación de distribución.
- 3. Diseño técnico de los colectores solares:** Esta etapa se realizó en paralelo con la recopilación de datos y comprende el estudio detallado de cada tipo de colector solar estudiado, específicamente su diseño térmico y

óptico para determinar su capacidad de calentamiento y recepción del flujo de radiación solar, respectivamente.

- 4. Modelamiento del sistema de recuperación de energía y de los colectores solares como medio de calentamiento:** Se realizó una simulación en Aspen HYSYS® del sistema de recuperación de energía con la turbina de expansión teniendo presente las necesidades de temperatura y presión en la salida de la estación de distribución con el fin de determinar las temperatura de calentamiento o de entrada a la turbina requerida. Posteriormente se simuló en Matlab® el funcionamiento hora a hora del día de cada uno de los colectores solares estudiados.
- 5. Diseño de un sistema de calentamiento alternativo:** Necesario debido a la variabilidad de funcionamiento de los colectores solares y para suplir los requerimientos de calentamiento nocturnos.
- 6. Análisis ambiental:** Análisis de contaminación ambiental, específicamente de emisiones de CO₂ entre el uso del sistema alternativo de calentamiento y este sistema junto a los colectores solares.

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.1 DEFINICIÓN DE LOS COLECTORES SOLARES A DISEÑAR

Durante el análisis del sistema que se implementará para el calentamiento del gas en la entrada de la turbina de expansión se descartaron los siguientes colectores: LFR, PDR, y HFC debido a su poca adaptación geométrica para el trabajo en tuberías en línea, y a que son diseñados específicamente para la generación de energía eléctrica de forma indirecta, por lo cual trabajan a altas temperaturas (entre 100 y 2000°C) [BARLEV11]. Además, también se descartó el colector CPC por su baja área de intercepción de radiación solar y poco uso industrial, y el colector ETC porque, aunque cumple los requerimientos geométricos y de temperatura, requiere vacío entre sus tubos concéntricos, y entre los colectores sin concentración, es más comercial y económico el uso de colectores FPC.

Así, los colectores que se considerarán son el colector de placa plana (FPC) y el colector de canal parabólico (PTC) debido a su forma geométrica (tubería a través del colector por donde fluiría el gas natural de alta presión), a la temperatura de trabajo (entre 30 y 300°C) y a que son los más utilizados industrialmente y con menor costo de instalación.

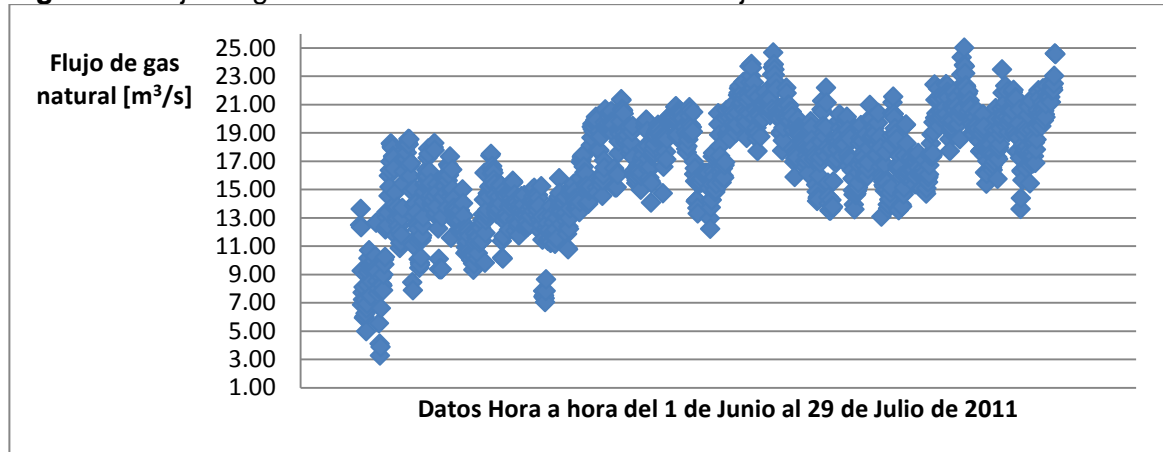
3.2 RECOPIACIÓN DE DATOS

Los siguientes fueron los datos suministrados por TGI.S.A para los meses de operación de junio y julio de 2011 de la estación de distribución de gas de Barrancabermeja. Reconociendo que la validez del análisis depende de la calidad de la información que se suministre a los modelos termodinámicos, se intentó obtener datos de un periodo de tiempo de un año pero no fue posible. La composición y la caracterización fisicoquímica del gas natural proveniente del pozo Guajira se muestran en las tablas 2.1 y 2.2 del Anexo B, respectivamente.

Así mismo, las figuras 5 y 6 presentan el flujo de gas y la presión de entrada en la estación de Barrancabermeja, respectivamente. En general se observa que los

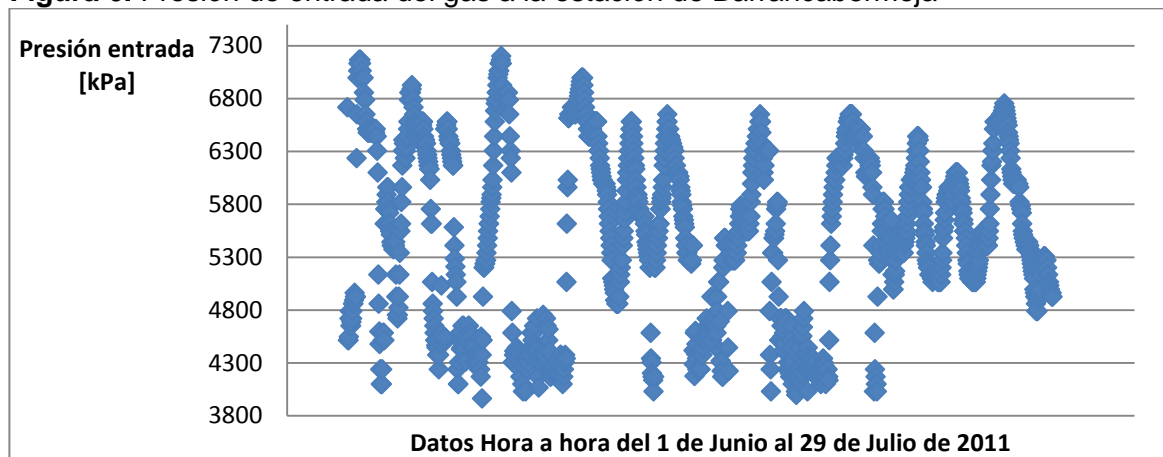
datos son muy irregulares y variables, sobre todo para la presión de entrada como se observa más drásticamente en la figura 6. Por otra parte, en la figura 5 se observa que el consumo de gas de la estación de distribución está en constante aumento. De acuerdo con las informaciones de TGI S.A, esto podría deberse a que el consumo proviene de la refinería de Ecopetrol y no del sector doméstico.

Figura 5. Flujo de gas en la estación de Barrancabermeja



Fuente: Autor a partir de datos de TGI S.A

Figura 6. Presión de entrada del gas a la estación de Barrancabermeja



Fuente: Autor a partir de datos de TGI S.A

Además de la información sobre el flujo volumétrico y la presión de entrada, los valores de temperatura de llegada del gas y presión de salida de la estación de distribución estaban disponibles, registrándose aproximadamente 30°C y 2626kPa

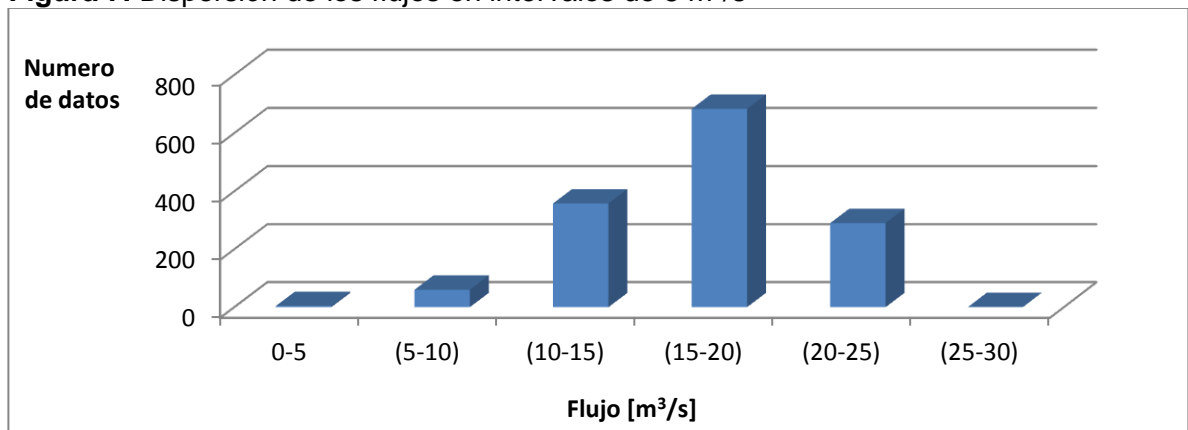
respectivamente. Estos datos se asumieron constantes durante los cálculos posteriores de la turbina de expansión y del sistema de calentamiento solar.

Por otra parte, debido a la fluctuación de los datos de flujo y presión de entrada (Figuras 5 y 6) fue necesario reagrupar éstos en intervalos, determinando así una curva de distribución que permite definir los flujos y presiones de entrada de mayor frecuencia en la estación de distribución.

Las figuras 7 y 8 presentan la distribución de frecuencia del flujo y presión de entrada, respectivamente. La figura 7 muestra que la mayor cantidad de datos de flujo se concentra entre 10 y 25 m³/s agrupando el 95,34% de éstos. La figura 8 permite determinar que la mayor frecuencia de datos de presión está entre 4000 y 7000 kPa agrupando el 98,71% de estos. Sin embargo, debido a las condiciones de diseño de la turbina (definidas por el fabricante Cryostar, contactado para este fin) la relación de presión entre la entrada y la salida de esta debe ser aproximadamente de 2, lo que conlleva a que el rango de presión a considerar es de 5000 a 7000 kPa (agrupando el 68,19% de los datos).

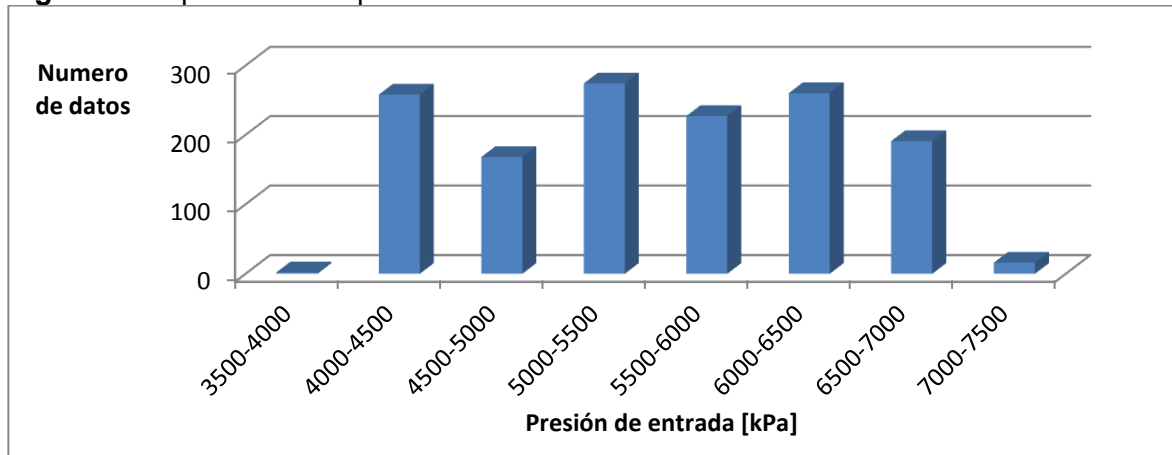
Los cálculos de factibilidad técnica de los colectores solares FPC y PTC se realizaron teniendo en cuenta estos intervalos de mayor frecuencia, ya que los datos por fuera de estos son pocos, asumiéndose que pueden deberse a situaciones excepcionales en el funcionamiento del sistema de transporte del gas.

Figura 7. Dispersión de los flujos en intervalos de 5 m³/s



Fuente: Autor a partir de datos de TGI S.A

Figura 8. Dispersión de la presión de entrada en intervalos de 500 kPa



Fuente: Autor a partir de datos de TGI S.A

3.3 DISEÑO TÉCNICO DE LOS COLECTORES SOLARES

El modelamiento matemático de colectores solares se realiza teniendo presente los fenómenos de transferencia de calor generados por radiación solar. En ese orden de ideas, se necesita inicialmente cuantificar la energía solar incidente en el colector (q_s). Esta variable está íntimamente relacionada con la zona geográfica, época del año y la hora del día, por lo cual es independiente del tipo de colector.

En seguida, es necesario realizar un análisis térmico, y en el caso de colectores con concentración se requiere un análisis óptico adicional, para determinar el calor útil real entregado por el colector (Q_u). Estos análisis dependen de la geometría del colector, de los materiales con que se construye y del fluido de transferencia.

En el colector de placa plana (FPC). El calor útil real entregado por el colector (Q_u) se determina por medio de la siguiente ecuación:

$$Q_{u,FPC} = A_c F_R [q_s(\tau\alpha) - U_l(T_i - T_a)] \quad (1)$$

Donde (F_R) es la eficiencia del colector durante su funcionamiento, (U_l) las pérdidas a través del colector, ($\tau\alpha$) el valor efectivo de transmisión y absorción de la radiación que pasa a través del colector, (A_c) el área del colector, (T_a) la temperatura ambiente y (T_i) la temperatura de entrada del fluido de transferencia.

En el colector de canal parabólico (PTC). Se requiere tanto de un análisis térmico como de un análisis óptico para determinar el calor útil real entregado por el colector (Q_u), el cual se obtiene de la siguiente ecuación:

$$Q_{u,PTC} = A_a F_R \left[H_b R_b \rho \gamma (\tau\alpha) - U_l \frac{A_r}{A_a} (T_r - T_a) \right] \quad (2)$$

El análisis óptico considera la geometría del colector, las características del material reflector y las imperfecciones provenientes de la construcción y montaje del mismo, para determinar la reflectancia especular (ρ), el valor efectivo de transmisión y absorción ($\tau\alpha$) y el factor de Intercepción (γ).

En el análisis térmico, al igual que en el caso anterior, (F_R) es la eficiencia del colector durante su funcionamiento, (U_l) las pérdidas a través del colector, (A_a) el área de apertura de la superficie reflectora, (A_r) el área del receptor, (T_a) la temperatura ambiente y (T_r) la temperatura del receptor. También se debe tener en cuenta que la energía solar incidente en el colector sólo incluye la radiación directa ($q_s = H_b R_b$). Para ver el modelamiento matemático completo de los colectores solares dirigirse al Anexo C.

3.4 MODELAMIENTO DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA Y DE LOS COLECTORES SOLARES COMO MEDIO DE CALENTAMIENTO

3.4.1 Simulación del sistema de recuperación de energía en Apen HYSYS®.

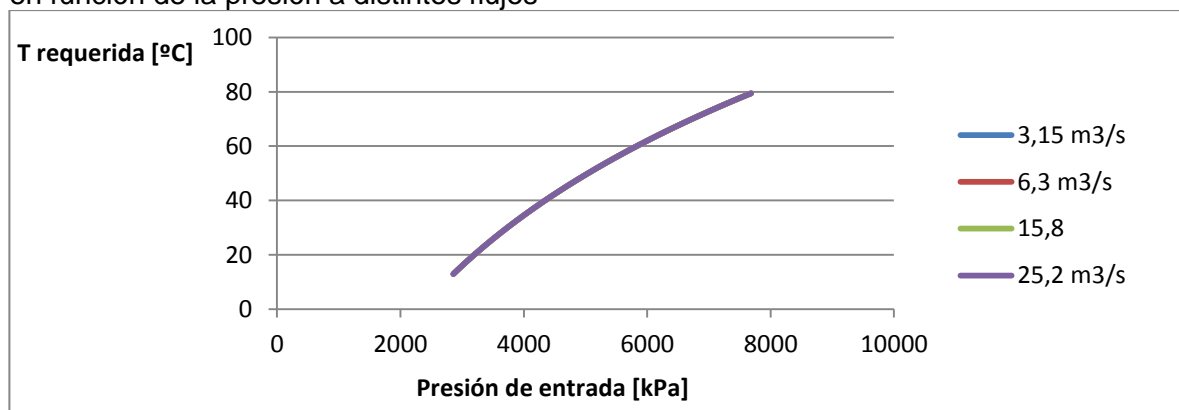
Con el fin de determinar el comportamiento del sistema de recuperación de energía se realizó una simulación en Aspen HYSYS® usando la composición del gas (cf. Tabla 2.1 Anexo B), un equipo de calentamiento sin caída de presión y una turbina isoentrópica con un 85% de eficiencia, teniendo en cuenta que la temperatura del gas de entrada es 30°C, que la expansión debe llevarse hasta 2626 kPa y que, de acuerdo con el reglamento único de transporte de gas RUT, la temperatura mínima de transporte de gas natural en tubería debe ser de 7,2°C, por lo cual esta es la mínima temperatura a la cual se debe llevar la expansión (Para ver el diagrama y los intervalos de simulación referirse al Anexo D).

El comportamiento de la temperatura de entrada a la turbina de expansión se muestra en las figuras 9 y 10, en las cuales se observa que esta varía únicamente con la presión de entrada a la turbina, es decir, que la temperatura a la entrada de la turbina es independiente del flujo para una presión de entrada determinada.

En consecuencia, se determinó una relación entre la presión de entrada a la turbina de expansión y la temperatura mínima requerida a la entrada de ésta utilizando los datos generados por la simulación en los intervalos de presión y flujo de entrada escogidos para este análisis (cf. Tabla 4.1, Anexo D):

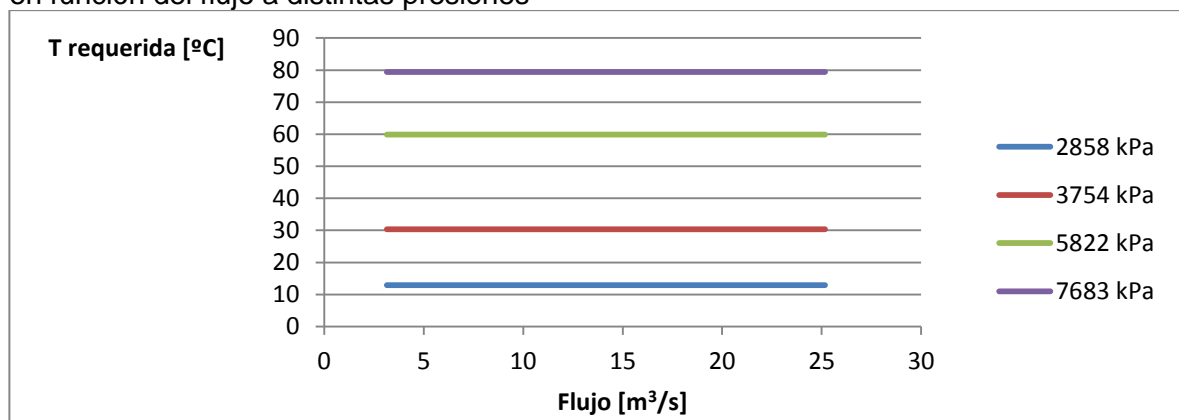
$$T [^{\circ}\text{C}] = 67,576 * \text{LN} (P [\text{kPa}]) - 525,75 \quad (3)$$

Figura 9. Variación de la temperatura requerida a la entrada de la turbina de expansión en función de la presión a distintos flujos



Fuente: Autor

Figura 10. Variación de la temperatura requerida a la entrada de la turbina de expansión en función del flujo a distintas presiones



Fuente: Autor

3.4.2 Sistemas de calentamiento con colectores solares. El análisis de factibilidad técnica de los colectores solares propuestos en este estudio para el calentamiento del gas a la entrada de la turbina fue realizado basándose en los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas en Matlab®.

Cada colector solar fue programado en este software considerando las ecuaciones 1 y 2, las cuales permiten determinar el calor útil entregado por cada colector y la temperatura de salida del fluido. Los resultados presentan la temperatura de salida del colector a cada hora y la comparan con la temperatura mínima requerida para el calentamiento del gas que entrará a la turbina de expansión calculada por la ecuación 3. Para detallar el funcionamiento de los programas dirigirse al Anexo E.

3.4.2.1 Colector de Placa Plana (FPC). Los escenarios de cálculo se establecieron para un perfil de irradiación solar normal (cf. Tabla 6.1, Anexo F). Los materiales que se seleccionaron son los más utilizados para la construcción de este tipo de colector y fueron vidrio templado para la cubierta, aluminio para la placa absorbente, acero para los tubos (debido a las altas presiones del gas) y fibra de vidrio como aislamiento. Para ver los valores del perfil de radiación normal hora a hora y las características de los materiales del FPC dirigirse al Anexo F.

Cada escenario se presenta en función del tamaño del colector y de las condiciones mínimas y máximas de flujo y presión de entrada a la turbina de expansión según los intervalos de mayor frecuencia (cf. Figuras 7 y 8). Para efectos del cálculo se considerarán como constantes durante el día. El resumen de los escenarios a analizar se muestra en la tabla 2.

La figura 11 presenta los resultados obtenidos con el escenario 1 (cf. Tabla 2), en la figura se observa que el colector funciona correctamente de **9 am a 3 pm**. A las 8 am y 4 pm la temperatura no alcanza la mínima requerida (49,66°C) por 7,4 °C.

La figura 12 presenta los resultados obtenidos con el escenario 2 (cf. Tabla 2) y permite ilustrar que con esta área y a las condiciones máximas de flujo y presión el

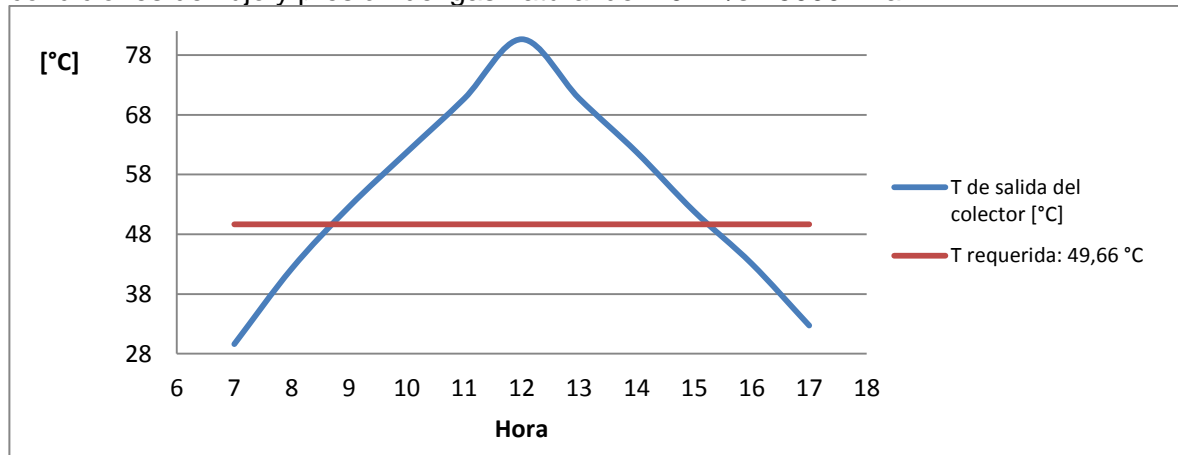
colector no funciona correctamente a ninguna hora durante el día, puesto que la temperatura mínima requerida es bastante elevada; 72,4°C.

Tabla 2. Escenarios de prueba del colector de placa plana

Escenario	Área Colector	Condiciones de Flujo y Presión
1	3200 m ²	10 m ³ /s – 5000 kPa
2		25 m ³ /s – 7000 kPa
3	9112 m ²	10 m ³ /s – 5000 kPa
4		25 m ³ /s – 7000 kPa

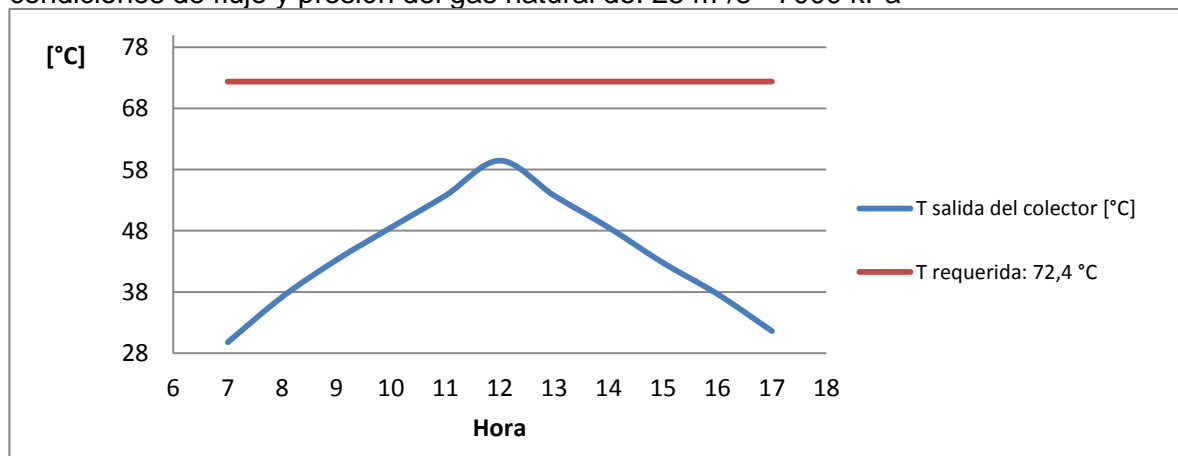
Fuente: Autor

Figura 11. Temperatura de salida a cada hora del día para un FPC de 3200 m² y con condiciones de flujo y presión del gas natural de: 10 m³/s - 5000 kPa



Fuente: Autor

Figura 12. Temperatura de salida a cada hora del día para un FPC de 3200 m² y con condiciones de flujo y presión del gas natural de: 25 m³/s - 7000 kPa



Fuente: Autor

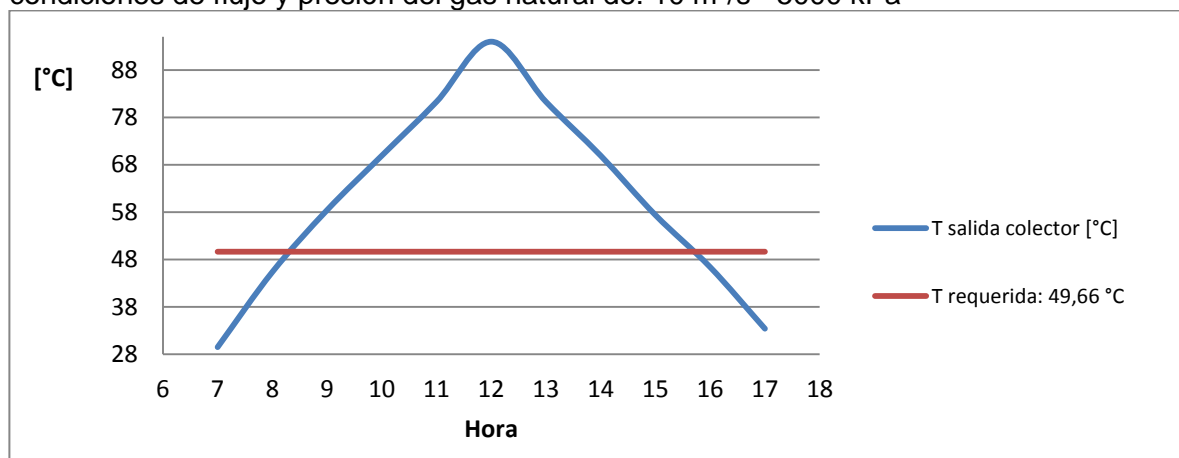
Si bien un colector de 3200 m² puede usarse durante los días de operación donde las condiciones de flujo y presión son menores, éste no cumpliría correctamente su función ya que no puede calentar el gas durante los días donde se opere a las condiciones máximas del gas en la estación de distribución. Por lo tanto, se propone aumentar el área del colector de manera que tanto las condiciones de flujo y presión máximas como las mínimas sean satisfechas.

El área del colector se aumentó hasta 9112 m² ya que esta área es el límite en que el colector alcanza su mejor rendimiento operativo a las condiciones máximas de flujo y presión.

La figura 13 presenta los resultados de la simulación con el colector de 9112 m² y en las condiciones de flujo y presión de entrada mínimas (escenario 3).

Al aumentar el área más del doble y a las condiciones mínimas de flujo y presión, se sigue observando que el colector sólo funciona correctamente de **9 am a 3 pm**, y aunque las temperaturas alcanzadas a las 8 am y 4 pm son más cercanas a la requerida (distan en 2°C) siguen sin alcanzarla. Esto indica que las primeras y últimas horas de sol durante el día son críticas para el FPC, debido al bajo flujo de radiación solar que impide conseguir resultados satisfactorios a estas horas, incluso aumentando el área considerablemente.

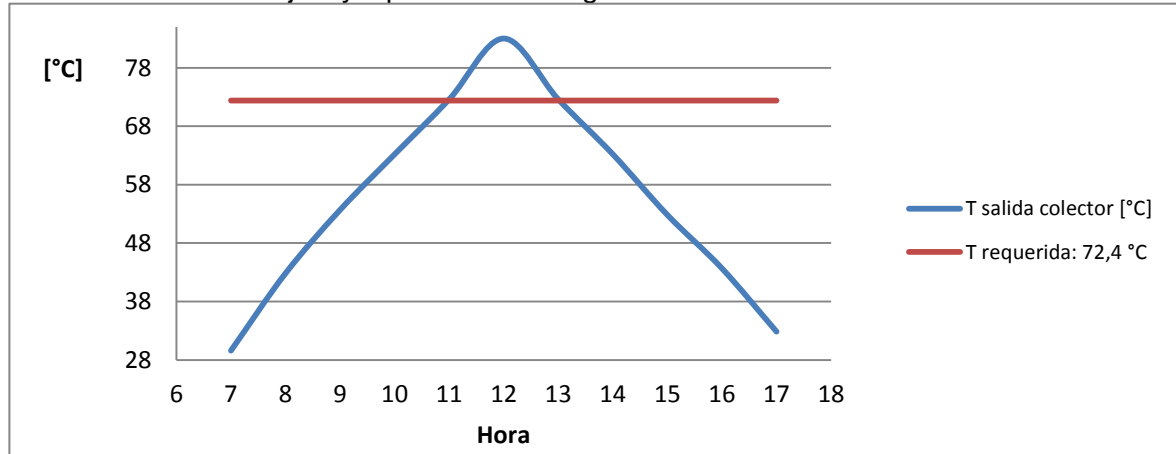
Figura 13. Temperatura de salida a cada hora del día para un FPC de 9112 m² y con condiciones de flujo y presión del gas natural de: 10 m³/s - 5000 kPa



Fuente: Autor

La figura 14 presenta los resultados obtenidos utilizando el escenario 4. Se puede observar que el colector funciona correctamente sólo de **11 am a 1 pm**. Este resultado es el mejor rendimiento alcanzado a condiciones máximas de flujo y presión de entrada, ya que incluso en el límite termodinámico del colector (donde se alcanzan las temperaturas máximas dadas por el colector a cada hora) que es un área de aproximadamente 45000 m² el colector sólo funciona de **11 am a 1 pm** y aunque la temperatura a cada hora ha aumentado, no se justifica la inversión **económica** en el aumento de área. Para ver la simulación con área de 45000 m² y a condiciones máximas referirse al Anexo G.

Figura 14. Temperatura de salida a cada hora del día para un FPC de 9112 m² y con condiciones de flujo y presión del gas natural de: 25 m³/s - 7000 kPa



Fuente: *Autor*

La tabla 3 hace un resumen de los intervalos de funcionamiento del colector FPC.

Tabla 3. Intervalo de funcionamiento del colector solar placa plana

Área	Condiciones de Flujo y presión	Intervalo de funcionamiento
3200 m²	10 m ³ /s – 5000 kPa	9 am a 3 pm
	25 m ³ /s – 7000 kPa	No funciona
9112 m²	10 m ³ /s – 5000 kPa	9 am a 3 pm
	25 m ³ /s – 7000 kPa	11 am a 1 pm

Fuente: *Autor*

En consecuencia y asumiendo que el requerimiento óptimo de funcionamiento es de 9 am a 3 pm, el colector de 9112 m² sólo funcionaría si el flujo es menor a 14 m³/s y la presión menor que 5457 kPa, sin embargo, analizando la distribución de datos (cf. Figura 7 y 8) sólo el 1,15 % de los datos entran dentro de un intervalo de presión entre 5000 y 5457 kPa y un flujo menor de 14 m³/s.

Con base a estos resultados y teniendo en cuenta los requerimientos de calentamiento en la noche lo más conveniente al implementar un sistema de calentamiento con colectores FPC o cualquier otro, es considerar que este sistema necesita un apoyo de otro medio de calentamiento con rendimiento más estable como el de una caldera. De modo que el flujo de gas se pase sistemáticamente por el colector solar y en las situaciones que se requiera más calentamiento, se complemente con el medio de calentamiento alternativo. Así, en todo momento, se tratará de aprovechar la energía limpia brindada por el colector, disminuyendo al máximo posible la contaminación al medio ambiente y los gastos de combustible.

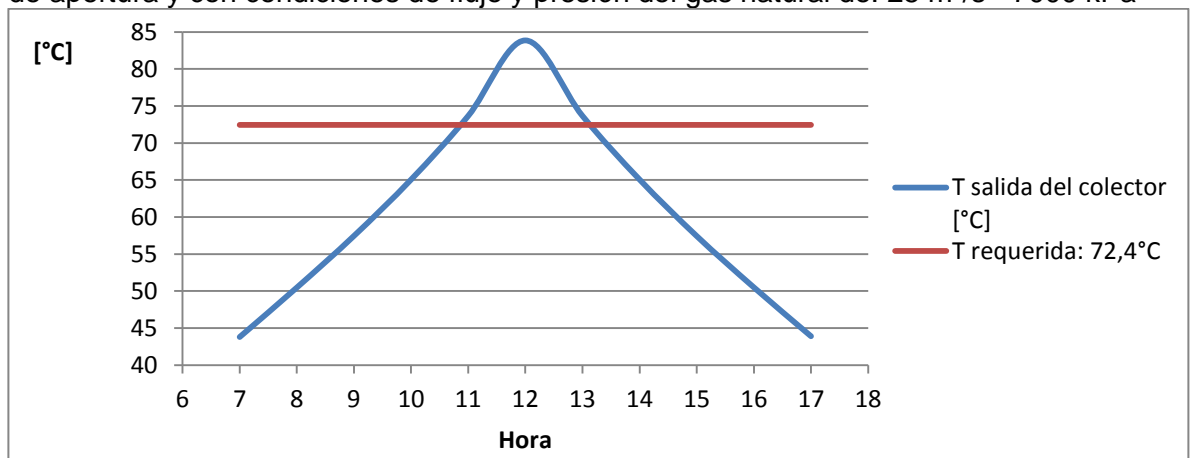
Finalmente, el hecho que el colector FPC no funcione a todas las horas del día al igual que exista la necesidad de un sistema de calentamiento alternativo, incluso durante el día, así como los requerimientos de área elevados, hacen que la implementación de este sistema sea difícil e inviable para TGI S.A.

3.4.2.2 Colector de Canal Parabólico (PTC). Los escenarios de cálculo se establecieron para un perfil de irradiación solar normal (Tabla 6.1, Anexo F). Para la simulación se seleccionó el colector comercial PTC LS-3 de la empresa Americo-Israeli Luz International Ltda. Los materiales con que está construido este colector son vidrio bajo en hierro como superficie reflectora, vidrio con una pintura antirreflejo para la cubierta y el tubo absorbente de acero inoxidable con un recubrimiento selectivo cermet de 3 µm. Sus características geométricas principales son un diámetro de apertura de 5,76 m, 99 m de largo, 0,07 m de diámetro de tubo absorbente y una relación de concentración de 26,2 [FERNÁNDEZ10].

Para ver todas las características del colector LS-3 dirigirse al Anexo F.

Los escenarios de simulación se seleccionaron de modo que el colector cumpliera el requerimiento de calentamiento del gas natural a las condiciones máximas de flujo y presión de entrada a la turbina de expansión ($25 \text{ m}^3/\text{s}$ y 7000 kPa) según los intervalos de mayor frecuencia (cf. Figuras 7 y 8), de 11 am a 1 pm (con el fin de compararlo con el FPC) y durante todo el día de 7 am a 5 pm.

Figura 15. Temperatura de salida a cada hora del día para un PTC de 7488 m^2 de área de apertura y con condiciones de flujo y presión del gas natural de: $25 \text{ m}^3/\text{s}$ - 7000 kPa

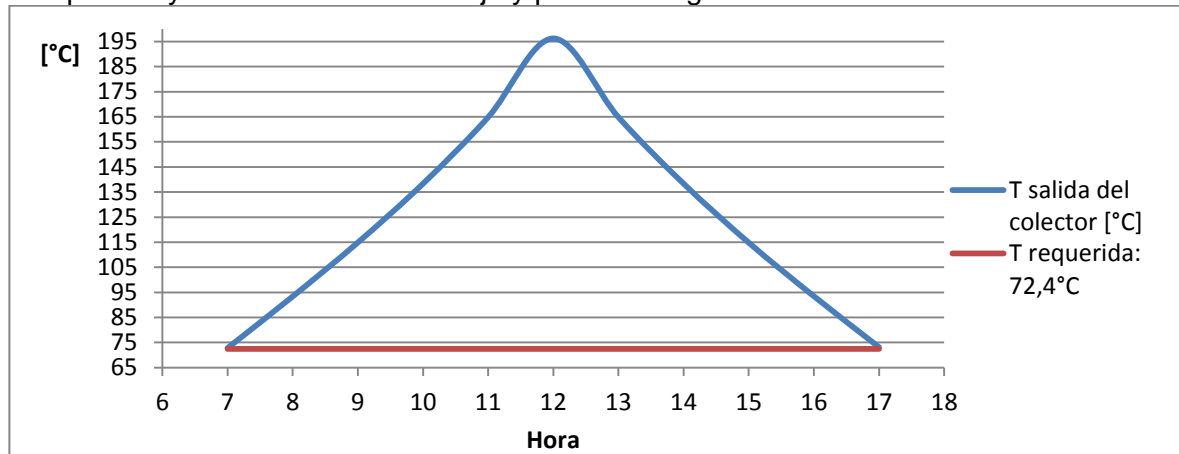


Fuente: *Autor*

Manteniendo la longitud del colector PTC en 1300 m, los cálculos muestran que el funcionamiento de éste es de 11 am a 1 pm, como lo presenta la figura 15. Esto significa que se requieren aproximadamente 13 colectores LS-3, cuya área de apertura total es de 7488 m^2 , lo que indica que el área necesaria para funcionar de 11 am a 1 pm es 17,8% menor para el PTC, ya que el FPC requería 9112 m^2 (ver Tabla 3). Por otro lado es importante resaltar, que el área de terreno necesaria para el montaje de este tipo de colectores es aproximadamente 4 veces superior al área de apertura (en este caso 29952 m^2 [FERNANDEZ10] y que la cantidad de colectores LS-3 que se requieran deben ubicarse en paralelo y dividir el flujo de entrada entre todos con el fin de evitar pérdidas de presión del gas.

Para el funcionamiento durante todo el día se determinó el requerimiento de 4200 m de longitud de colector, es decir, aproximadamente 42 colectores LS-3, lo que implica un área de apertura de 24192 m² y un área de terreno de 96768 m² [FERNÁNDEZ. 10]. La simulación se muestra en la figura 16.

Figura 16. Temperatura de salida a cada hora del día para un PTC de 24192 m² de área de apertura y con condiciones de flujo y presión del gas natural de: 25 m³/s - 7000 kPa



Fuente: Autor

Aunque sistemas de generación de energía eléctrica a partir de PTC implementados tienen dimensiones de apertura y de terreno similares o incluso muy superiores como el sistema NSO en Boulder City Nevada, con área de apertura de 357200 m² y de terreno de 1620000 m² [FERNÁNDEZ10], el requerimiento de espacio es excesivamente alto al igual que los costos de inversión 280 €/m² [valores de 2001, SCHWEIGER01] lo cual significaría 6.773.760 €, de modo que la implementación de este sistema no es viable para el sistema de recuperación de energía requerido por TGI S.A.

De acuerdo a la revisión bibliográfica, se esperaba que el colector PTC fuera más eficiente. Un análisis exhaustivo del método de cálculo permitió determinar que la causa radica en la pérdida de la radiación solar difusa al sólo concentrar radiación solar directa. Los cálculos demostraron que el modelo de Collares-Pereira y Rabl utilizado [BINDI. 92] da valores de radiación solar difusa entre el 25 y 38 % de

radiación total normal. Estos resultados permiten afirmar, que la pérdida de la radiación difusa en los colectores con concentración es considerable.

3.5 SISTEMA DE CALENTAMIENTO ALTERNO (SCA)

Se escoge como sistema de calentamiento alterno una caldera de vapor saturado a gas natural acoplada a un intercambiador de calor, debido a que la eficiencia de este sistema es superior al 80%. El diseño de la capacidad de la caldera y del intercambiador de calor se realiza según el requerimiento de calentamiento del gas natural a las condiciones máximas de flujo y presión del gas entre todos los datos suministrados por TGI.S.A (7201 kPa y 25 m³/s).

La caldera a seleccionar debe ser una caldera pirotubular con una capacidad de transferencia de energía de 2062940 W (210,1 BHP), es decir, con una producción de vapor saturado de 0,94 kg/s = 3375 kg/h (7441 Lb/h). Se adjunta en el Anexo H un catálogo de calderas del fabricante Hurst Boiler and Welding Company, del cual se sugiere que la caldera adecuada a seleccionar sería la de 250 BHP.

El criterio de selección del intercambiador de calor además del cumplimiento de los requerimientos de transferencia de calor hacia el gas, es que la caída de presión en los tubos del intercambiador sea menor a 69 kPa. El resultado del diseño se resume en la tabla 4. Para ver el diseño completo del sistema de calentamiento alterno referirse al anexo H.

Tabla 4. Características del intercambiador de calor

Condiciones de Operación				
Q [W (BHP)]		2062940 (210,12)		
Fluido	Tubos		Carcasa	
	Gas Natural		Vapor Saturado	
Temperatura [°C]	Entrada	30	Entrada	120
	Salida	74,40	Salida	120
	Diseño	170	Diseño	170
Presión [kPa]	Operación	7201	Operación	198,53
	Diseño	7911	Diseño	208,16
Flujo	kg/s	17,4	kg/s	0,94
U	[W/m²°C]	577	[W/m²°C]	577
Caída de presión	kPa	14,7	kPa	-----

Tabla 4. (Continuación)	
Condiciones Geométricas	
# de Tubos	116
D exterior Tubos [m (in)]	0,0254 (1)
D interior Tubos [m (in)]	0,0212 (0,834)
Calibre	14
Largo [m]	6
Área [m ²]	54,85

Fuente: *Autor*

3.6 ANÁLISIS AMBIENTAL

3.6.1 Sistema de calentamiento alterno (SCA). Con el fin de determinar el consumo de gas de la caldera para generar el vapor requerido por el intercambiador de calor para el calentamiento del gas a las condiciones mínimas y máximas definidas, se asumió una eficiencia de caldera del 85%. El CO₂ producido se determinó mediante un balance estequiométrico asumiendo combustión completa de los hidrocarburos en el gas natural como se detalla en el Anexo I. Al final de la tabla 5 se muestran los valores de consumo de gas natural y producción de CO₂ si este sistema funcionara de 7 am a 5 pm y durante todo el día con el fin de comparar estos valores si el SCA funcionara junto a los colectores solares.

Tabla 5. Condiciones de operación del sistema de calentamiento alterno a las condiciones mínimas y máximas de flujo y presión de entrada del gas

	SCA	
	10 m³/s ; 5000 kPa	25 m³/s ; 7000 kPa
Vapor [kg/h]	575,31	3217,88
Q en el IC [kJ/h]	1267400	7089000
Q real caldera [kJ/h]	1491058,8	8340000
Consumo gas [kg/h]	27,62	154,47
CO ₂ [kg/h]	74,455	416,45
CO ₂ equivalente	2,70	2,70
Valores de consumo de gas y producción de CO₂ de 7 am a 7 pm y durante el día		
Consumo gas [kg/7-17]	303,79	1699,2
Consumo gas [kg/día]	662,81	3707,34
CO ₂ [kg/7-17]	819	4581
CO ₂ [kg/día]	1786,9	9995

Fuente: *Autor*

3.6.2 Colectores solares acoplados al SCA. Finalmente, se realizó un análisis ambiental considerando la implementación de un FPC de 9112 m² o de un PTC de 24192 m² de área de apertura junto al sistema de calentamiento alterno. En este análisis se determinó el consumo de gas natural y producción de CO₂ de 7 am a 5 pm y durante todo el día del SCA junto a un colector y se compararon con los valores obtenidos anteriormente si solo se utiliza el SCA.

Tabla 6. Condiciones de operación de un FPC de 9112 m² y un PTC de 24192 m² junto al SCA a las condiciones mínimas y máximas de operación

	FPC (9112 m2) + SCA		PTC (24192 m2) + SCA	
	10 m ³ /s; 5000 kPa	25 m ³ /s; 7000 kPa	10 m ³ /s; 5000 kPa	25 m ³ /s; 7000 kPa
Consumo gas [kg/7-17]	61,82	736,7	0	0
Consumo gas [kg/día]	420,85	2744,8	359,1	2008,11
CO2 [kg/7-17]	166,7	1986,1	0	0
CO2 [kg/día]	1134,6	7399,9	967,915	5413,85

Fuente: Autor

En conclusión el porcentaje de ahorro de gas natural y disminución de las emisiones de CO₂ de 7 am a 5 pm y durante todo el día se muestra en la tabla 7.

Tabla 7. Tabla de porcentaje de ahorro de gas natural y disminución de CO₂ con el uso del colector de placa plana de 9112 m² y un colector de canal parabólico de 24192 m².

	FPC (9112 m2) + SCA		PTC (24192 m2) + SCA	
	10 m ³ /s 5000 kPa	25 m ³ /s 7000 kPa	10 m ³ /s 5000 kPa	25 m ³ /s 7000 kPa
Ahorro de gas natural y disminución de CO2 [7-17]	79,65 %	56,64 %	100%	100%
Ahorro de gas natural y disminución de CO2 [Día]	36,5 %	25,96 %	45,83 %	45,83 %

Fuente: Autor

4. CONCLUSIONES

- El mejor desempeño del colector de placa plana FPC se da con un área de 9112 m^2 , el cual cumple los requerimientos del sistema de recuperación de energía de 9 a 3 pm a las condiciones mínimas definidas y de 11 a 1 pm a las condiciones máximas definidas.
- Aumentar el área más de 9112 m^2 no es viable ni técnica ni económicamente, ya que no trae beneficios a la operación del sistema de recuperación de energía. Aunque se aumentan un poco las temperaturas a cada hora, hasta en el límite termodinámico (aprox. 45000 m^2) el colector funciona en los mismos intervalos del día que el de 9112 m^2 .
- Para implementar un colector de placa plana es necesario complementarlo con un sistema de calentamiento de rendimiento más estable como el de una caldera y un intercambiador de calor, para cumplir con los requerimientos de calentamiento durante todo el día.
- La implementación de un colector de placa plana no es viable por el gran requerimiento de área y porque además, requeriría de un sistema de calentamiento alterno.
- El colector de canal parabólico PTC requiere 17,8% menos de área para cumplir los mismos intervalos de operación durante el día que un colector de placa plana FPC a las condiciones de flujo y presión máximas definidas.
- El colector de canal parabólico PTC puede cumplir los requerimientos del sistema de recuperación de energía a las condiciones máximas definidas durante todo el día con un área de apertura de 24192 m^2 , pero la implementación de un sistema con este tipo de colectores no es viable por el alto requerimiento de área (4 veces superior con el montaje) y los costos de inversión.
- La eficiencia del colector de canal parabólico PTC no es significativamente superior a la del colector de placa plana FPC, debido a que la pérdida de la radiación difusa es bastante considerable de hasta el 38 %.

- El sistema de calentamiento alterno acoplado a un colector de placa plana FPC ahorraría en gas y disminuiría la producción de CO₂ de 7 am a 5 pm en un 79,65% a las condiciones mínimas y en un 56,64% a las máximas, y durante todo el día 36,5% a las mínimas y 25,96% a las máximas.
- El sistema de calentamiento alterno acoplado a un colector de canal parabólico PTC ahorraría en gas y disminuiría la producción de CO₂ de 7 am a 5 en un 100% a las condiciones mínimas y máximas, y durante todo el día 45,83% a las mínimas y las máximas.

5. RECOMENDACIONES

- Para validar el modelo el necesario reajustar los resultados con datos de mínimo un año de funcionamiento de la estación de distribución de Barrancabermeja.
- La disponibilidad de información de radiación solar en Colombia es deficiente hace falta un estudio más técnico y enfocado al promedio de radiación solar a cada hora del día y no a promedios diarios o mensuales.
- Las correlaciones de determinación de radiación difusa disponibles son determinadas a partir de datos experimentales de otros países, es necesario determinar la radiación difusa en Colombia a partir de datos experimentales en el país.

BIBLIOGRAFÍA

[1] BARLEV, David; VIDU, Ruxandra and STROEVE, Pieter. Innovation in concentrated solar power. Solar Energy Materials & Solar Cells. 2011. No 95, p.2703-2725.

[2] BINDI, Marco; MIGLIETTA, Francesco and ZIPOLI, Gaetano. Different methods for separating diffuse and direct components of solar radiation and their application in crop growth models. Climate research. 1992. Vol 2, p.47-54.

[3] CENGEL, Yunus A. Transferencia de calor y masa: Un enfoque práctico. 3 ed. Mexico D.F: McGraw-Hill. 2007. 920 p.

[4] COMISIÓN DE REGULACIÓN DE ENERGÍA Y GAS CREG. Registro único de transporte de gas natural por redes RUT. Colombia. 1999.

[5] DUFFIE, John A. and BECKMAN, William A. Solar energy thermal processes. New York, USA. John Wiley and Sons Inc. 1974. 386 p.

[6] ESSO RESEARCH AND ENGINEERING COMPANY. Heat exchange equipment, subsection C, design considerations for shell and tube exchangers. Florham Park, NJ, USA. 1971.

[7] ESTRADA GASCA, Claudio A.; ARANCIBIA BULNES, Camilo A.; DORANTES RODRÍGUEZ, Ruben; ISLAS SAMPERIO, Jorge y MUHLIA VELÁSQUEZ, Agustín. Visión a Largo Plazo Sobre la Utilización de las Energías Renovables en México: Energía Solar. Documento preparado para la Dirección General de Desarrollo Tecnológico de la Subsecretaría de Planeación y Desarrollo Tecnológico de la SENER. Mayo del 2005.

[8] FERNÁNDEZ GARCÍA, A.; ZARZA, E.; VALENZUELA, L. and PEREZ, M. Parabolic-trough solar collectors and their applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2010. No 14, p.1695–1721.

[9] GIL, Antoni; MEDRANO, Marc; MARTORELL, Ingrid; LÁZARO, Ana; DOLADO, Pablo; ZALBA, Belén and CABEZA, Luisa F. State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2010. No 14, p.31–55.

[10] GRANQVIST, Claes G. and WITTEWER, Volker. Materials for solar energy conversion: An Overview. Solar Energy Materials and Solar Cells. 1998. No 54 p.39-48.

[11] HOWELL, John A. Solar Thermal Energy Systems: Analysis and Design. Blacklick, Ohio, USA. McGraw-Hill College. 1982.

[12] KALOGIROU, Soteris A. Solar thermal collectors and applications. Progress in Energy and Combustion Science. 2004. No 30, p.231–295.

[14] KUECK, Elmar; SIEFEN, Heinz and CANDERS, Wolf-Ruediger. Natural Gas Expansion Plant. United States Patent 5,628,191. May 13, 1997.

[15] LABORATORIO DE SISTEMAS TERMICOS. Escuela de ingeniería mecánica UIS. 2010

[16] MEKHILEFA, S.; SAIDURB, R. and SAFARI, A. A review on solar energy use in industries. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2011. No 15, p.1777-1790.

[17] MORING FAIRES, Virgil. THERMODYNAMICS. New York, USA. The Macmillan Company. 1962.

[18] POZIVIL, Jaroslav. Use of Expansion Turbines in Natural Gas Pressure Reduction Stations. Acta Montanistica Slovaca. 2004. P. 258-260.

[19] REIMERT, Rainer. In-Line Gas Pre-Heating. United States Patent 6,730,272 B2. May 4, 2004.

[20] SALAH ELSOBKI Jr., Mohamed and ABDELAAL EL-SALMAWY, Hafez. Power Generation Using Recovered Energy From Natural Gas Network. C I R E D 17th International Conference on Electricity Distribution Barcelona, 12-15 May 2003.

[21] SCHWEIGER, H.; FARINHA MENDES, J.; SCHWENK, C.; HENNECKE, K.; GARCÍA BARQUERO, C.; MITJÁ I SARVISÉ, A. and JOÃO CARVALHO, M. The Potential of Solar Heat for Industrial Processes, Final Report, Project No. NNE5-1999-0308, European Comission, Directorate General Energy and Transport.2001.

[22] SHPAK, Vilen N. Gas Distribution Station With Power Plant. United States Patent 5,425,230. Jun 20, 1995.

[23] TRANSPORTADORA DE GAS INTERNACIONAL TGI S.A.

[24] VASQUEZ PADILLA, Ricardo; DEMIRKAYA, Gokmen; GOSWAMI, Yogi; STEFANAKOS, Elias and RAHMAN, Muhammad M. Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver Applied Energy. 2011. No 88, p.5097-5110.

ANEXO A. GRÁFICA DEL ESQUEMA GEOMÉTRICO DE COLECTORES SOLARES TÉRMICOS

Figura 1.1. Esquema geométrico de colectores solares térmicos

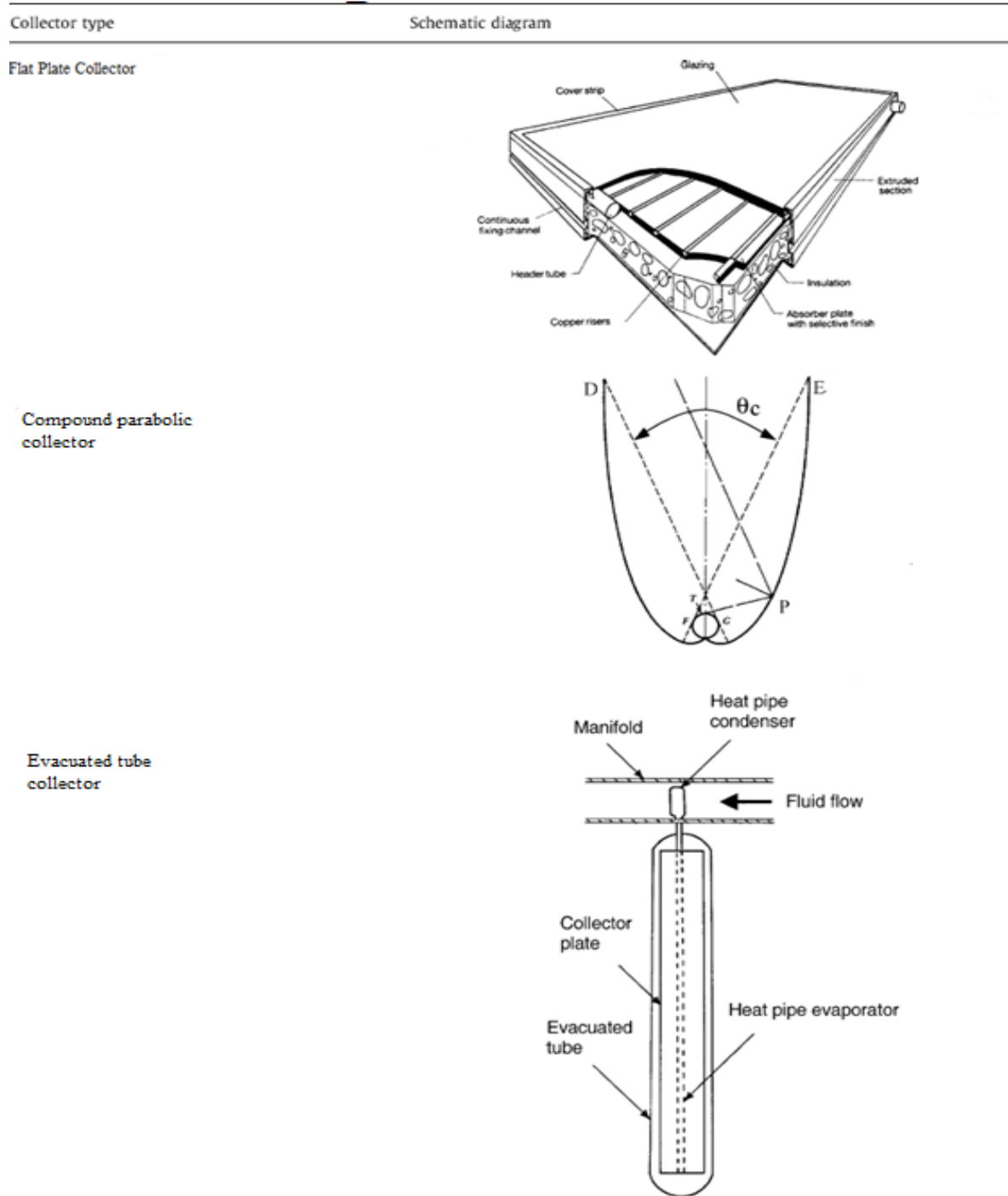
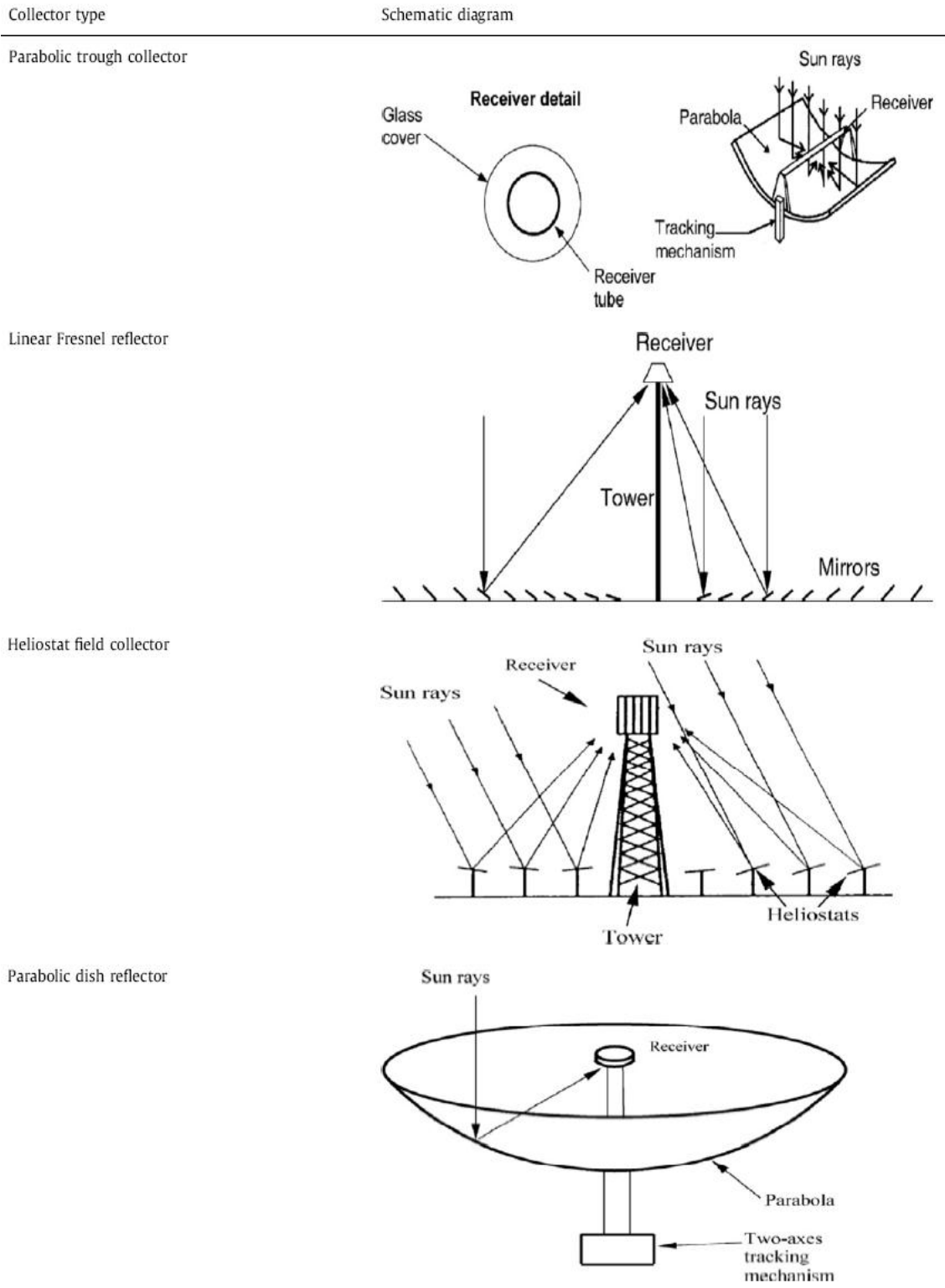


Figura 1.1. (Continuación)



Fuente: Kalogirou S. *Solar thermal collectors and applications*

ANEXO B. COMPOSICIÓN Y PROPIEDADES FÍSICOQUÍMICAS DE GAS NATURAL GUAJIRA

Tabla 2.1 Composición del gas Guajira

Sustancia	% Molar
Metano	98,58
Nitrógeno	1,12
CO ₂	0,03
Etano	0,20
Propano	0,04
i-butano	0,01
n-butano	0,01
i-pentano	0,01
n-pentano	0,00
n-hexano	0,01

Fuente: *Transportadora de gas internacional TGI S.A*

Tabla 2.2 Propiedades fisicoquímicas del gas natural (101,1 kPa y 15,56°C)

Propiedades Fisicoquímicas		
Propiedad	Valor Calculado	Método
Poder calorífico superior (real) [kJ/kg]	53990,25	ASTM D 3588 98 (2003)
Poder calorífico Inferior [kJ/kg]	48533,88	ASTM D 3588 98 (2003)
Densidad (real) [kg/m ³]	0,697	ASTM D 3588 98 (2003)
Gravedad específica	0,56	ASTM D 1944
Factor de compresibilidad	0,998	AGA 8 - 94 Detallado
Peso Molecular [kg/kmol]	16,28	AGA 8 - 94 Detallado

Fuente: *Transportadora de gas internacional TGI S.A*

ANEXO C. MODELAMIENTO MATEMÁTICO DE LOS COLECTORES SOLARES

3.1 ENERGÍA SOLAR REAL INCIDENTE EN EL COLECTOR (q_s)

La energía solar real incidente en general es función de:

- Dirección Rayos Solares (θ)
- Radiación local terrestre, la cual puede ser medida a través de un piranómetro (H).

3.1.1 Dirección Rayos Solares La cantidad de energía del sol que recibe una superficie horizontal colocada sobre la superficie terrestre depende de la dirección que tiene un rayo de radiación con respecto a la normal a dicha superficie. Esta dirección se puede expresar genéricamente en termino del ángulo de elevación solar (α_s) o su complemento el ángulo de cenit (θ_z) y el ángulo de azimut solar (γ_s).

A su vez estos ángulos solares dependen de factores como la época del año, la hora del día y la ubicación en la tierra, los cuales se cuantifican mediante los siguientes ángulos:

- Ángulo de Declinación (δ): Está relacionado con la época del año (la cual depende de la traslación de la tierra alrededor del sol) y la inclinación del eje de la tierra de 23.45E. Varía entre +23.45° y -23.45°.

$$\delta = 23.45 \sin \left[360 \left(\frac{284 + n}{365} \right) \right]$$

Donde n representa el día del año.

- Ángulo Horario (ω): Está relacionado con la hora del día. Varía de 0° a +90° en la mañana y de 0° a -90° en la tarde. Es 0° a las 12 am y por cada hora se cuentan 15°.

- Ángulo de Latitud (ϕ): Está relacionado con el sitio sobre la superficie terrestre. Es de 0° en el Ecuador y varía de 0° a $+90^\circ$ hacia el norte y de 0° a -90° hacia el sur.

3.1.1.1 Superficie horizontal terrestre (suelo) El ángulo del rayo solar depende únicamente de los factores mencionados anteriormente de modo que:

$$\sin(\alpha_s) = \cos(\theta_z) = \sin(\delta) * \sin(\phi) + \cos(\delta) * \cos(\phi) * \cos(\omega)$$

$$\sin(\gamma_s) = \frac{\cos(\delta) * \sin(\omega)}{\cos(\alpha_s)}$$

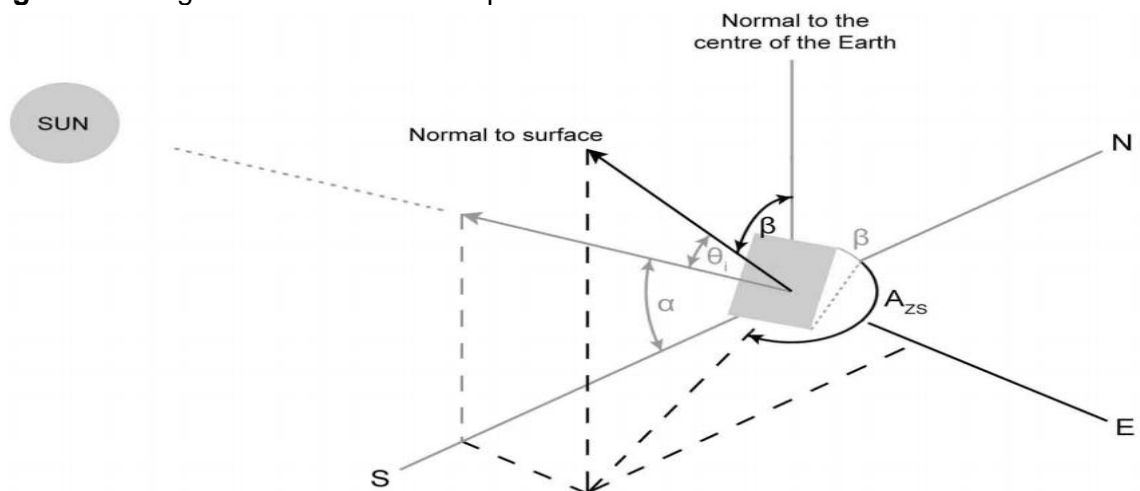
3.1.1.2 Superficie real Una superficie cualquiera se define por los ángulos:

- Elevación (β): ángulo respecto a la horizontal.
- Azimut de pared (γ_p): ángulo de la proyección de la normal respecto al sur.

De modo que el ángulo entre el rayo solar y la normal a la superficie real (θ) dependerá de los ángulos de elevación y azimut de pared además de los factores mencionados anteriormente.

$$\cos(\theta) = \cos(\gamma_s - \gamma_p) * \cos(\alpha_s) * \sin(\beta) + \sin(\alpha_s) * \cos(\beta)$$

Figura 2.1. Ángulos solares en una superficie real



Fuente: <http://www.itacanet.org/eng/elec/solar/sun3.pdf>

3.1.2 Radiación Local Horizontal Terrestre (H) Comúnmente la información disponible de radiación solar es la radiación local horizontal terrestre (H) obtenida mediante un piranometro, la cual es la suma de la radiación directa (H_b) y la radiación difusa (H_d) ejercida por el sol, para conocer la radiación solar real ejercida sobre la superficie inclinada del colector (q_s) es necesario conocer la radiación directa (H_b) y la radiación difusa (H_d) según el modelo de Liu y Jordan.

$$q_s = H_b R_b + H_d R_d + H \rho_r R_r$$

Donde,

$$R_b = \frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)}$$

$R_d = \cos^2\left(\frac{\beta}{2}\right)$ Factor de configuración radiante de la superficie inclinada al cielo (es la fracción del cielo vista por la superficie y representa la fracción de la radiación difusa que choca con la superficie).

$R_r = \sin^2\left(\frac{\beta}{2}\right)$ Factor de configuración radiante de la superficie inclinada al piso a los alrededores (es uno menos el factor de configuración radiante de la superficie inclinada al cielo).

ρ_r : Es la reflectancia efectiva difusa del suelo respecto de radiación difusa más la radiación directa incidente en una superficie horizontal. Varía según los alrededores y el suelo, en la tabla 3.1 se muestran algunos valores.

Tabla 3.1. Valores de reflectancia efectiva difusa

Alrededores/Suelo	ρ_r
Nieve	0,6
Agua	0,16
Zonas urbanas comerciales	0,16
Zonas urbanas institucionales	0,38
Áreas residenciales	0,2 – 0,4
Fuente: Duffie J. and Beckman W. <i>Solar Energy Thermal Processes</i>	

Finalmente los parámetros H_b, H_d deben determinarse dado que normalmente solo se dispone de la radiación total horizontal (H).

La radiación difusa (H_d) debe ser estimada mediante correlaciones empíricas derivadas del concepto de índice de claridez, $K_T = \frac{H}{H_o}$ que representa el efecto de la atmósfera sobre la radiación que llega fuera de la atmósfera (H_o), la cual se puede calcular mediante la relación:

$$H_o = I_o(n) \sin(\alpha_s) = I_{sc} \left[1 + 0,034 \cos\left(\frac{360 n}{365}\right) \right] \sin(\alpha_s)$$

La radiación difusa se puede entonces estimar según la correlación de Collares-Pereira y Rabl como función del índice de claridez K_T :

$$\frac{H_d}{H} = 0,99 \text{ si } K_T \leq 0,17$$

$$\frac{H_d}{H} = 1,188 - 2,272 K_T + 9,473 K_T^2 - 21,865 K_T^3 + 14,648 K_T^4 \text{ si } 0,17 < K_T < 0,75$$

$$\frac{H_d}{H} = -0,54 K_T + 0,632 \text{ si } 0,75 < K_T < 0,8$$

$$\frac{H_d}{H} = 0,2 \text{ si } K_T \geq 0,8$$

La componente directa normal será: $H_b = H - H_d$

Y es posible determinar Flujo de radiación solar real ejercido sobre la superficie del colector (q_s).

3.2 COLECTOR DE PLACA PLANA FPC

El diseño de colectores de placa plana FPC permite determinar el calor útil real entregado por el colector (Q_u) mediante un análisis térmico que considera la geometría del colector y los materiales utilizados en su construcción además del perfil de radiación incidente sobre él.

Para esto es necesario determinar factores que me relacionen la eficiencia del colector durante su funcionamiento (F_R , F'), las pérdidas a través del colector

(U_l) y el valor efectivo de transmisión y absorción de la radiación que pasa a través del colector $(\tau\alpha)$.

3.2.1 Análisis Térmico En estado estacionario el calor útil entregado por un colector FPC con respecto a la temperatura de entrada del fluido (T_i) se puede calcular como:

$$Q_u = A_c F_R [q_s(\tau\alpha) - U_l(T_i - T_a)]$$

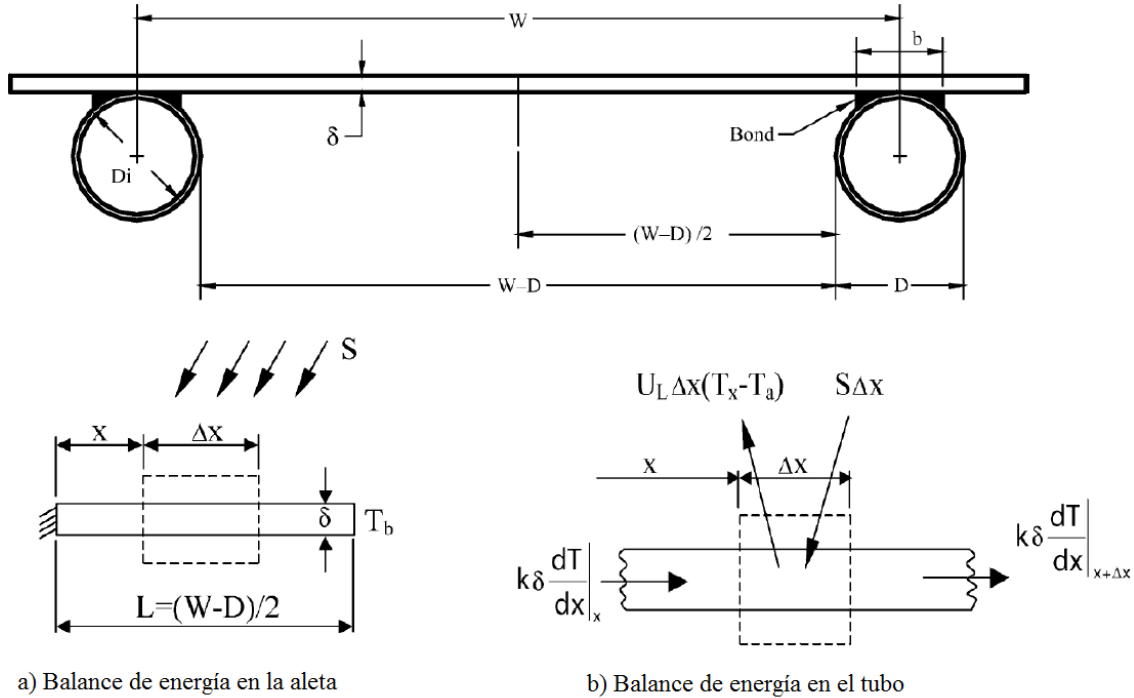
El factor de remoción (F_R) se considera como la relación entre el calor real entregado y el calor entregado si la placa del colector estuviera a temperatura uniforme igual a la temperatura de entrada del fluido, en la práctica tiene en cuenta la disminución del calor útil capturado por el colector debida al calentamiento del fluido y depende solo de las características geométricas del colector solar, el tipo de fluido de transferencia de calor y el flujo a través del colector.

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

Donde F' es un factor de eficiencia del colector que representa la relación de la energía obtenida si la superficie absorbente del colector se encontrara a la temperatura *local* del fluido. Se calcula considerando la distribución de temperatura en la geometría específica del colector.

En el caso del colector de placa plana se calcula entre dos tuberías de la superficie absorbente del colector y asumiendo que el gradiente de temperatura en la dirección del flujo es despreciable al igual que el gradiente de temperatura en la placa debido a la buena conductividad que debe tener la superficie absorbente.

Figura 3.2. Configuración de la placa y tubo de un colector de placa plana FPC



Fuente: Kalogirou S. Solar thermal collectors and applications

Realizando un balance de energía en estos dos elementos la distribución de temperatura en la dirección x para cualquier y es:

$$\frac{T - T_a - S/U_l}{T_b - T_a - S/U_l} = \frac{\cosh(mx)}{\cosh(mL)} \text{ donde } m = \sqrt{\frac{U_l}{k\delta}}$$

La energía conducida por una región por unidad de longitud en la dirección del flujo puede ser evaluada por la ley de Fourier en la placa o aleta así:

$$q'_{fin} = (W - D) F [S - U_l(T_b - T_a)]$$

Donde F representa la eficiencia de aleta estándar para aletas rectas con perfil rectangular. Y está definida como $F = \frac{\tanh[m(W-D)/2]}{m(W-D)/2}$.

En el tubo la energía conducida está dada por: $q'_{tube} = D [S - U_l(T_b - T_a)]$

Finalmente la energía útil por unidad de longitud en la dirección del flujo es:

$$q'_u = q'_{tube} + q'_{fin} = [(W - D) F + D] [S - U_l(T_b - T_a)]$$

Como esta energía ha de transferirse al fluido puede expresarse también en términos de resistencias así:

$$q'_u = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{h_{fi} \pi D_i} + \frac{1}{C_b}} \quad \text{donde } C_b = \frac{k_b b}{\gamma}$$

Además γ es el espesor de la unión entre la placa y el tubo.

Resolviendo esta ecuación para la temperatura a la salida del colector T_b y reemplazándola en la anterior se obtiene que:

$$q'_u = W F' [S - U_l(T_f - T_a)]$$

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

El factor de eficiencia es esencialmente un factor constante para cualquier diseño de colector y flujo de fluido. Las únicas variables con cierta dependencia de la temperatura son U_l , C_b , h_{fi} y F donde la más importante para determinar F' es la eficiencia de aleta estándar F ya que el resto no dependen fuertemente de la temperatura.

3.2.1.1 Cálculo coeficiente de transferencia de calor h_{fi} en tubos circulares

El coeficiente de transferencia de calor h_{fi} se determina a partir del número de Nusselt, Reynolds y Prandtl.

$$Nu = \frac{h_{fi} D}{k_{fi}} \quad ; \quad Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu_{fi}} \quad ; \quad Pr = \frac{\mu_{fi}}{Cp_{fi} k_{fi}}$$

Se despeja el coeficiente de transferencia de calor: $h_{fi} = \frac{Nu k_{fi}}{D}$

Y el número de Nusselt se determina mediante fórmulas empíricas que dependen del régimen de trabajo dentro del tubo circular. Si el número de Reynolds es menor a 2300 el régimen será laminar, entre 2300 y 10000 será de transición y mayor a 10000 será turbulento.

$$\text{Régimen Laminar: } Nu = 3.66 + \frac{0.065 (D/L) Re Pr}{[1 + 0.04 (D/L) Re Pr]^{2/3}}$$

$$\text{Régimen de Transición y Turbulento: } Nu = \frac{(f/8) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 (f/8)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)}$$

$$\text{para: } 0.5 \leq Pr \leq 2000 ; 3000 \leq Re \leq 5 * 10^6$$

$$\text{y donde: } f = [0.790 \ln(Re) - 1.64]^{-2} \text{ para } 10^4 \leq Re \leq 10^6$$

3.2.1.2 Coeficiente de pérdidas (U_l) El coeficiente total de pérdidas de calor U_l es una función complicada de la construcción del colector y sus condiciones de operación pero básicamente está dada por la suma de las pérdidas por la parte superior, inferior y por los bordes del colector.

$$U_l = U_t + U_b + U_e$$

En FPC U_t se puede calcular a través de ecuaciones empíricas tal como la ecuación de Klein:

$$U_t = \frac{1/N_g}{\frac{C}{T_p} \left[\frac{T_{av} - T_a}{N_g + f} \right]^{0.33} + \frac{1}{h_w}} + \frac{\sigma (T_{av}^2 + T_a^2)(T_{av} + T_a)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0.05 N_g (1 - \varepsilon_p)} + \frac{2 N_g + f - 1}{\varepsilon_g} - N_g}$$

$$\text{Dónde: } h_w = 5.7 + 3.8 W ; f = (1 - 0.04 h_w + 0.0005 h_w^2) (1 + 0.091 N_g)$$

$$C = 365.9 (1 - 0.00883 \beta + 0.0001298 \beta^2) ; T_p = \frac{q_s (\tau \alpha)}{u_L} + T_a$$

h_w Es el coeficiente de transferencia de calor del viento, T_p la temperatura de estancamiento del colector (temperatura cuando el flujo es cero), β el ángulo de

inclinación o elevación del colector respecto al piso, ε_g la emisividad del vidrio y ε_p la emisividad de la placa.

Los coeficientes de pérdidas por la parte inferior y los bordes son constantes, su estimación es sencilla y generalmente no superan el 10% de las pérdidas por la parte superior. El coeficiente de pérdidas inferior es aproximadamente la relación entre la conductividad térmica y el espesor del aislamiento. Hay que tener en cuenta que las pérdidas inferiores pueden ser a temperatura distinta que las pérdidas superiores $U_b = \frac{k_{ins}}{L_{ins}}$.

Las pérdidas por los bordes son en realidad difíciles de calcular, pero en sistemas bien diseñados estas pérdidas son muy pequeñas y no es necesario predecirlas con exactitud.

3.2.1.3 Producto transmitancia absorptancia efectiva ($\tau\alpha$) El valor del producto transmitancia absorptancia ($\tau\alpha$) se calcula teniendo en cuenta que de la radiación que pasa a través de la cubierta del sistema y choca con la placa absorbente, un poco es reflejada de vuelta a la cubierta del sistema, sin embargo no toda se pierde ya que un poco es reflejada de vuelta a la placa. τ Representa la transmitancia de la cubierta (generalmente vidrio) y α la absorptancia de la placa. De la energía incidente ($\tau\alpha$) es absorbida por la placa, $(1 - \alpha) \tau$ es reflejada a la cubierta del sistema y al ser esta energía radiación difusa y chocar con la cubierta vuelve a reflejarse a la placa como $(1 - \alpha) \tau \rho_d$ donde ρ_d es la reflexión de la cubierta para radiación incidente difusa.

Este proceso continúa de modo que: $(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1 - \alpha) \rho_d]^n = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha) \rho_d}$

Para calcular la transmitancia de la cubierta τ es necesario calcular la transmitancia reflectiva τ_r y la transmitancia absorptiva τ_a de la cubierta.

Para un sistema de n cubiertas: $\tau_r = \frac{(1 - \rho)}{1 + (2n - 1)\rho}$

Donde ρ es la relación de la reflexión de la radiación no polarizada al pasar de un medio con un índice de reflexión a otro con un índice distinto.

Para radiación con incidencia normal y si uno de los medios es aire y el otro tiene un índice de reflexión n : $\rho = \frac{I_r}{I_o} = \left[\frac{(n-1)}{(n+1)} \right]^2$.

Respecto a la transmitancia absortiva τ_a , la absorción de radiación en un medio parcialmente transparente es descrita por la ley de Bouger que asume que la radiación absorbida es proporcional a la intensidad local en el medio y a la distancia que la radiación viaja en el medio en este caso la distancia entre la cubierta y la superficie absorbente (L_{cp}). De modo que: $\tau_a = \frac{I_{Lcp}}{I_o} = e^{-K L_{cp}}$

Donde K es el coeficiente de extinción, el cual se asume constante en el espectro solar y para vidrios varia de 0.04/cm para vidrios “blanco agua” a 0.32/cm para vidrios pobres (tinte verdoso en los bordes).

Para obtener la transmitancia efectiva de la cubierta se multiplican tanto la reflectiva como la absortiva: $\tau = \tau_r \tau_a$

3.2.1.4 Eficiencia del colector Finalmente la eficiencia del colector está dada por la relación entre el calor útil y la intensidad de radiación incidente así:

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

3.3 COLECTOR DE CANAL PARABÓLICO PTC

El diseño de colectores con concentración requiere tanto de un análisis térmico como de un análisis óptico considerando la geometría del colector y los materiales utilizados para su construcción para determinar el calor útil real entregado por el colector (Q_u).

Para el análisis óptico debe considerarse la geometría del colector, las características del material reflector y las imperfecciones provenientes de la construcción y montaje del colector para determinar factores como la Reflectancia especular (ρ), el valor efectivo de transmisión y absorción de la radiación que pasa a través del colector ($\tau\alpha$) y el Factor de Intercepción (γ).

Para el análisis térmico al igual que en el colector de placa plana se deben determinar factores que me relacionen la eficiencia del colector durante su funcionamiento (F_R , F') y las pérdidas a través del colector (U_l).

Además se debe tener en cuenta que los colectores con concentración solo concentran radiación solar directa ($H_b R_b$) y que A_a se refiere al área de apertura de la superficie reflectora del colector y A_r al área de la superficie absorbente.

Así, en estado estacionario el calor útil entregado por un colector con concentración se calcula como:

$$Q_u = A_a F_R \left[H_b R_b \rho \gamma (\tau\alpha) - U_l \frac{A_r}{A_a} (T_r - T_a) \right]$$

3.3.1 Análisis Óptico La eficiencia óptica de un colector con concentración está definida como la relación entre la energía absorbida por el receptor y la energía incidente en la apertura del concentrador. La eficiencia óptica depende de las propiedades ópticas del material involucrado, la geometría del colector y de varias imperfecciones provenientes de la construcción y montaje del colector.

3.3.1.1 Reflectancia especular (ρ) La reflectancia especular está definida como la fracción de rayo solar incidente que es reflejada de modo que el ángulo de reflexión sea igual al ángulo de incidencia. Es función de la naturaleza de la superficie y de su lisura. Para sistemas de colectores con concentración es importante tener valores altos de reflectancia especular a lo largo de la vida útil del colector. Valores altos de esta propiedad comúnmente se obtienen con el uso de depósitos metálicos o recubrimientos sobre soportes de metal o vidrio.

Tabla 3.2. Reflectancia especular solar normal de superficies para radiación directa

Superficie reflectora	Reflectancia especular
Plata galvanizada	0,96
Aluminio de alta pureza	0,91
Sputtered aluminum optical reflector	0,89
Brytal processed aluminum, high purity	0,89
Back-silvered water white plate glass	0,88
Aluminio recubierto en SiO	0,87
Lámina de aluminio, 99.5% pureza	0,86
Back-Aluminized 3M acrylic	0,86
Commercial Alzac process aluminum	0,85
Aluminized Type C mylar (from mylar side)	0,76

Fuente: *Howell J. Solar Thermal Energy Systems: Analysis and Design*

3.3.1.2 Producto transmitancia absortancia efectiva ($\tau\alpha$) Su valor varía dependiendo del diseño del sistema: si existe o no cubierta, de la transmitancia de la cubierta, de la absortancia del tubo absorbente y del ángulo de incidencia promedio de la radiación solar. El ángulo de incidencia promedio de un rayo de radiación reflejado en el receptor será función de la posición sobre el receptor donde el rayo es reflejado y la forma del receptor. El producto transmitancia absortancia debe obtenerse por integración de la radiación que pasa a través de la cubierta e incide en la superficie absorbente proveniente de todas las regiones del concentrador. Con un diseño correcto es posible mantener todos los ángulos de incidencia a 60° por la configuración del receptor. En varias referencias el valor del producto transmitancia absortancia en colectores de canal parabólico PTC es de aproximadamente **0,94** [5, 8, 11, 12, 23].

3.3.1.3 Factor de Intercepción (γ) El parámetro más complicado para determinar la eficiencia óptica de un colector de canal parabólico PTC es el factor de intercepción (γ) el cual está definido como la razón entre la energía interceptada por el receptor y la energía reflejada por la superficie reflectora o concentradora. Su valor depende del tamaño del receptor, los errores de superficie angular del espejo parabólico y la extensión del rayo solar.

En general estos errores pueden ser aleatorios o no aleatorios. Los errores aleatorios se definen como aquellos que son realmente aleatorios en la naturaleza como los cambios en la amplitud del sol, efectos de dispersión asociados con errores a pequeña escala o imperfecciones en la superficie reflectiva y/o distorsión de la superficie reflectora debido al viento. Los errores no aleatorios están relacionados con la fabricación, ensamblaje y/o la operación del colector. Pueden ser imperfecciones en el perfil de la superficie reflectiva, desalineación del concentrador y/o errores en la posición del receptor.

Modelar todo este tipo de errores de manera precisa requiere de complicados modelos estadísticos, pero pueden tomarse valores aproximados de estos errores para calcular el factor de intercepción, así los factores considerados que afectan el factor de intercepción en el siguiente modelo son: la sombra producida por los elementos del colector (γ_1), errores de seguimiento del sol (γ_2), precisión geométrica de los espejos del colector (γ_3), claridad del espejo (γ_4), suciedad en la superficie del tubo absorbente (γ_5) y un factor misceláneo (γ_6).

De modo que el factor de intercepción se define como: $\gamma = \prod_{i=1}^6 \gamma_i$.

Los valores de los factores se dan en la siguiente tabla:

Tabla 3.3. Factores que afectan el factor de intercepción

Factor y propiedades ópticas	Valor
Luz cromo negra γ_1	0.974
Luz cermet γ_1	0.971
Errores de seguimiento del sol γ_2	0.994
Precisión geométrica espejos γ_3	0.980
Claridad del espejo γ_4	0.950
Suciedad en el tubo absorbente γ_5	0.980
Factor misceláneo γ_6	0.960
Fuente: Vasquez Padilla R., Demirkaya G., Goswami D., Stefanakos E. and Rahman M. Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver	

Así, según este modelo $\gamma = 0.848$.

3.3.2 Análisis Térmico En este análisis se van a determinar factores que relacionen la eficiencia del colector durante su funcionamiento (F_R , F') y las pérdidas a través del colector (U_l) para que junto a los factores ópticos determinados anteriormente sea posible obtener el calor útil real entregado por el colector.

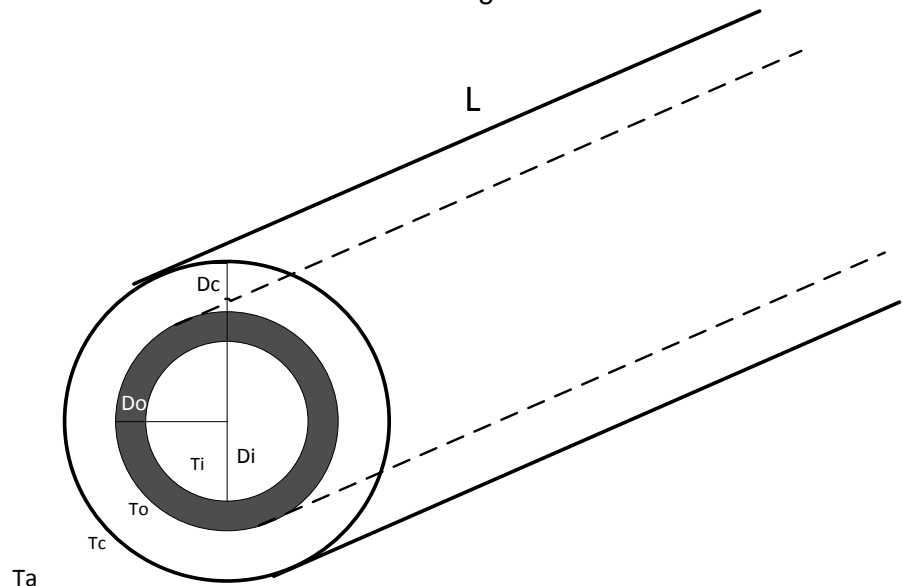
Análogamente a un colector de placa plana:

El factor de remoción es:
$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A_c U_L} \left[1 - \exp\left(\frac{U_L F' A_c}{\dot{m} C_p}\right) \right]$$

Y el factor de eficiencia del colector es:
$$F' = \frac{U_o}{U_l}$$

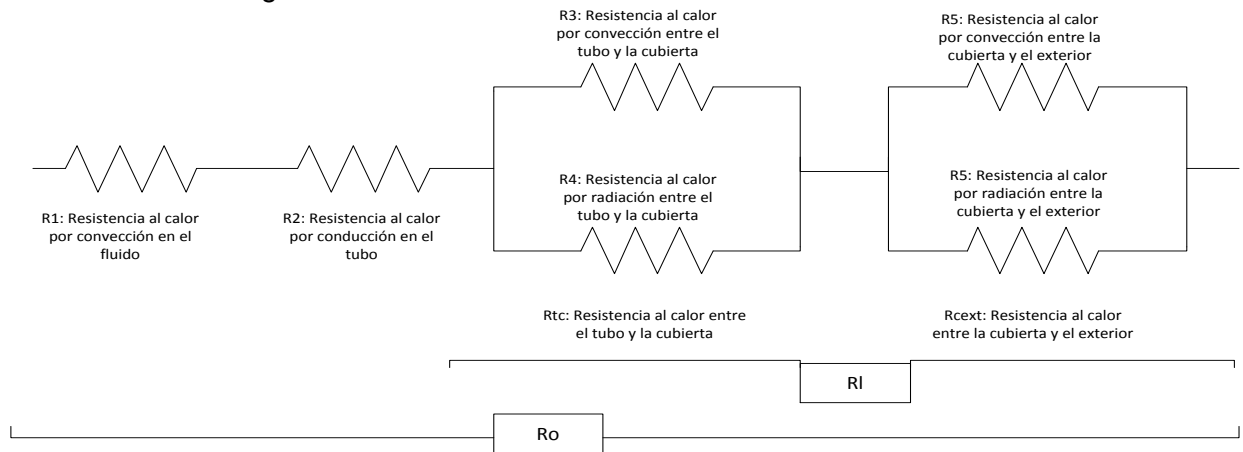
3.3.2.1 Cálculo de Coeficientes de Pérdidas Para calcular el factor de eficiencia del colector es necesario calcular el coeficiente de pérdidas desde el tubo absorbente al exterior U_l y el coeficiente de pérdidas total U_o desde el fluido de transferencia hasta el exterior. El receptor que consta del tubo absorbente y la cubierta de vidrio se modelan como dos cilindros concéntricos de longitud L .

Figura 3.4. Esquema de dos cilindros concéntricos de longitud L



Fuente: *Autor*

Figura 3.5. Esquema de resistencias a la transferencia de calor en dos cilindros concéntricos de longitud L



Fuente: *Autor*

Teniendo en cuenta el esquema mostrado en la figura 3.5:

R_1 Es la resistencia a la transferencia de calor en el fluido de transferencia la cual

se calcula como:
$$R_1 = \frac{1}{h_{gn} * (\pi D_i L)}$$

R_2 Es la resistencia a la transferencia de calor por conducción en el tubo

absorbente calculada como:
$$R_2 = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \pi L k}$$

R_3 Es la Resistencia a la transferencia de calor por convección entre el tubo absorbente y la cubierta de vidrio, esta resistencia se trabaja como convección

natural entre 2 cilindros concéntricos donde:
$$Q = \frac{2 \pi k_{ef} L}{\ln(D_c/D_o)} (T_o - T_c).$$

De modo que:
$$R_3 = \frac{\ln(D_c/D_o)}{2 \pi k_{ef} L} ; \quad \frac{k_{ef}}{k} = 0,386 \left(\frac{Pr}{0,861+Pr} \right)^{\frac{1}{4}} (F_{cil} Ral)^{\frac{1}{4}}$$

Y el número de Raleigh y el factor geométrico entre cilindros son respectivamente:

$$Ral = \frac{g \beta (T_o - T_c) L_c^3}{\nu^2} Pr \quad ; \quad F_{cil} = \frac{[\ln(D_c/D_o)]^4}{L_c^3 \left(D_o^{-\frac{3}{5}} + D_c^{-\frac{3}{5}} \right)^5}$$

Estas ecuaciones son válidas mientras: $Pr < 6000$; $10^2 \leq F_{cil} Ral \leq 10^7$

Sí, $F_{cil} Ral < 100$ ó $\frac{k_{ef}}{k} < 1$ entonces $k_{ef} = k$.

Hay que considerar que las propiedades se calculan a la temperatura promedio entre el tubo absorbente y la cubierta de vidrio y la longitud característica L_c es el promedio entre el diámetro exterior del tubo y el diámetro de la cubierta.

R_4 Es la resistencia a la transferencia de calor por radiación entre el tubo absorbente y la cubierta de vidrio: Esta resistencia se determina considerando el sistema como dos cilindros concéntricos infinitamente largos de modo que $F_{12} = 1$

$$Q = \frac{A_o \sigma (T_o^4 - T_c^4)}{\frac{1}{\varepsilon_o} + \frac{1 - \varepsilon_c}{\varepsilon_c} \left(\frac{D_o}{D_c}\right)} = \frac{(T_o - T_c)}{R_{rad}} = h_{rad} A_o (T_o - T_c)$$

$$R_4 = \frac{1}{h_{radtc} * A_o} \quad y \quad h_{radtc} = \frac{\sigma (T_o^4 - T_c^4)}{\left[\frac{1}{\varepsilon_o} + \frac{1 - \varepsilon_c}{\varepsilon_c} \left(\frac{D_o}{D_c}\right)\right] * (T_o - T_c)}$$

R_{tc} Es la resistencia a la transferencia de calor total entre el tubo absorbente y la cubierta de vidrio calculada como: $\frac{1}{R_{tc}} = \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4}$

R_5 Es la resistencia a la transferencia de calor por convección entre la cubierta y el exterior que se calcula como: $R_5 = \frac{1}{h_w * (\pi D_c L)}$, donde h_w es el coeficiente de calor convectivo del viento.

R_6 Es la resistencia a la transferencia de calor por radiación entre la cubierta y el exterior calculada como: $R_6 = \frac{1}{h_{radex} * (\pi D_c L)}$ donde $h_{radex} = \frac{\sigma \varepsilon_c (T_c^4 - T_a^4)}{(T_c - T_a)}$

R_{cext} Es la resistencia a la transferencia de calor total entre la cubierta y el exterior calculada como: $\frac{1}{R_{cext}} = \frac{1}{R_5} + \frac{1}{R_6}$.

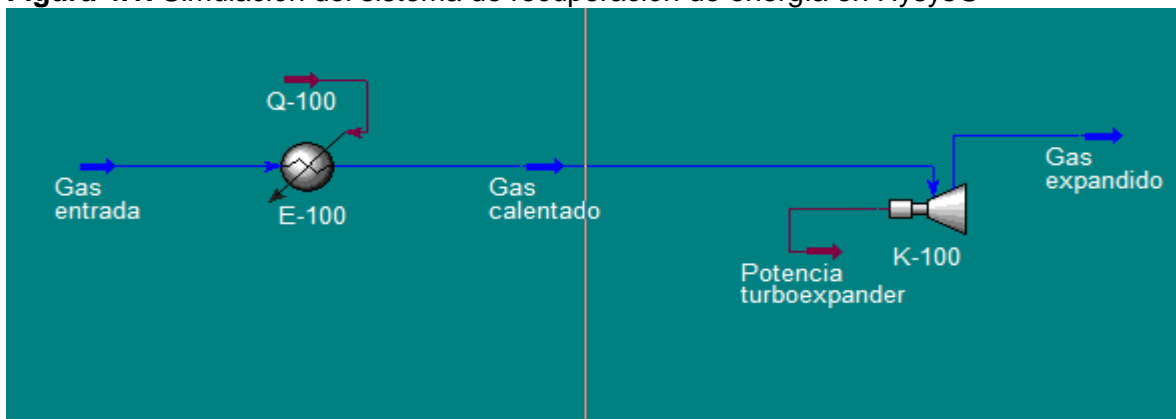
Finalmente el coeficiente de pérdidas desde el tubo absorbente al exterior es:

$$\frac{1}{U_l} = \frac{1}{R_l A_o} \quad \text{donde } R_l = R_{tc} + R_{cext}$$

Y el coeficiente de pérdidas totales: $\frac{1}{U_o} = \frac{1}{R_o A_o}$ donde $R_o = R_1 + R_2 + R_l$

ANEXO D. SIMULACIÓN EN HYSYS® DEL SISTEMA DE RECUPERACION DE ENERGIA

Figura 4.1. Simulación del sistema de recuperación de energía en Hysys®



Fuente: Autor

Los intervalos se enuncian en la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Intervalos de simulación de presión y flujo

Variable	Intervalo de simulación	Paso
Presión	2860 kPa – 7680 kPa	70 kPa
Flujo	3 m ³ /s – 25 m ³ /s	1 m ³ /s

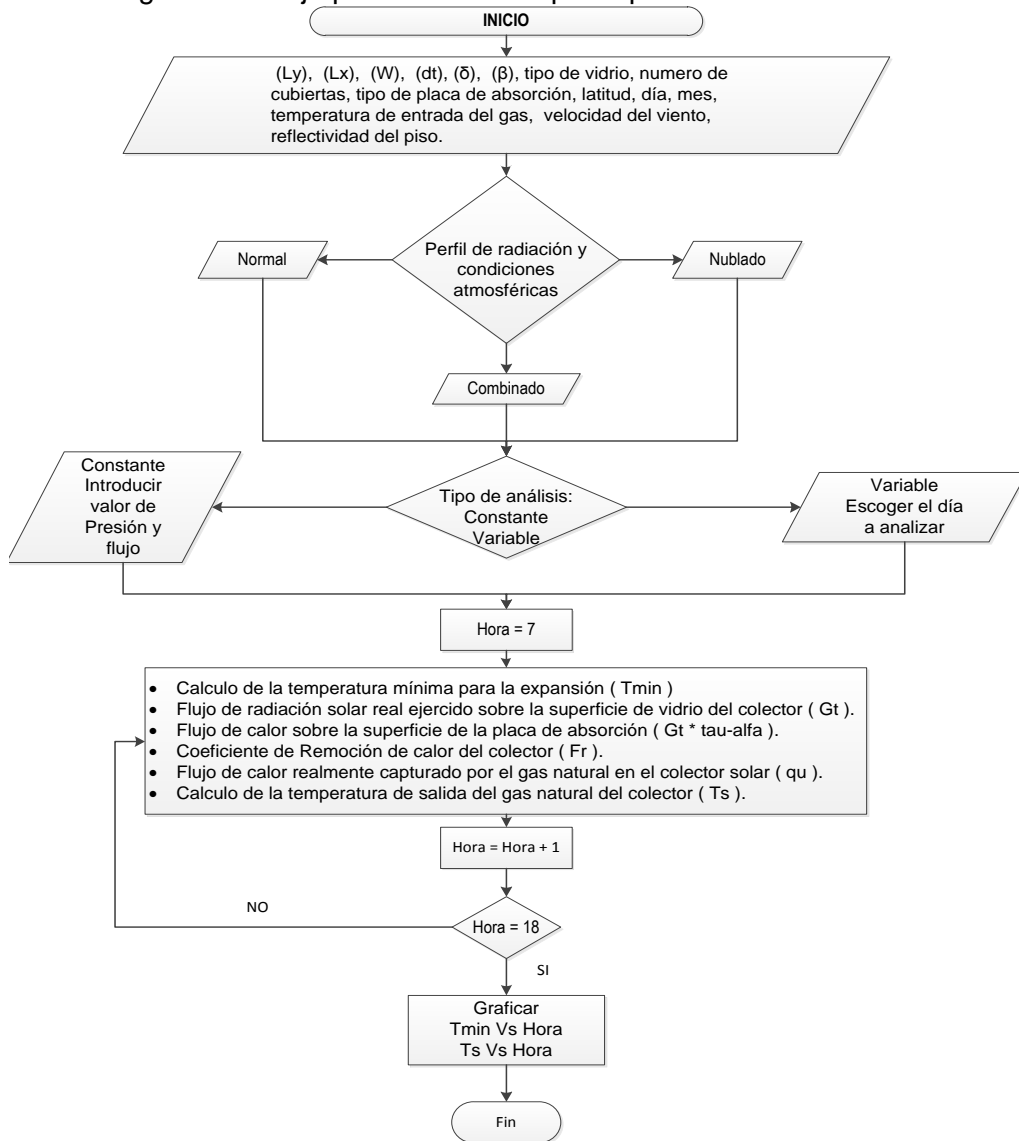
Fuente: Autor

ANEXO E. DESARROLLO DE LOS PROGRAMAS DE SIMULACIÓN DE COLECTORES SOLARES

5.1 COLECTOR DE PLACA PLANA FPC

La herramienta desarrollada se programó en el software de cálculo Matlab®, y se describe el diagrama de flujo en la figura 5.1.

Figura 5.1. Diagrama de flujo para colector de placa plana FPC



Fuente: Autor

5.1.1 Componentes de la herramienta

Tabla 5.1. Información a suministrar a la interfaz Gui (Grafic User Interfaz)

INFORMACIÓN	CARACTERÍSTICAS	
Datos geométricos del colector:	Largo (Ly), ancho (Lx), distancia entre tubos (W), diámetro de tubos (dt), espesor de la placa de absorción (δ), inclinación del colector respecto al sur (β).	
Características de los elementos constituyentes del colector:	Tipo de vidrio, numero de cubiertas, tipo de placa de absorción, conductividad de la placa.	
Datos de la situación geográfica y temporal del colector:	Latitud, día, mes.	
Datos de proceso	Selector del tipo de análisis durante el día. Constante o variable.	Si el análisis se realiza a flujo y presión constante durante el día se deben introducir estos valores en la interfaz.)
		Si el análisis es variable el programa carga: ✓ Tabla de flujos de gas natural hora a hora de 58 días completos elaborada con los datos suministrados por TGI para los meses de junio y julio (las horas consideradas fueron las de funcionamiento de un colector solar de 7 am a 5 pm). ✓ Tabla de presiones de gas natural hora a hora de 58 días completos elaborada con los datos suministrados por TGI para los meses de junio y julio (las horas consideradas fueron las de funcionamiento de un colector solar de 7 am a 5 pm).
	Selector del tipo de día: Normal, nublado o combinado.	Tabla de perfiles de radiación diaria hora a hora de 7 am a 5 pm: Día normal, Día nublado, Día combinado.
		Tabla de temperatura ambiental hora a hora de 7 am a 5 pm: Día normal, Día nublado, Día combinado.
Relación de presión	Relación de presión del gas natural con la temperatura mínima requerida para una expansión segura.	

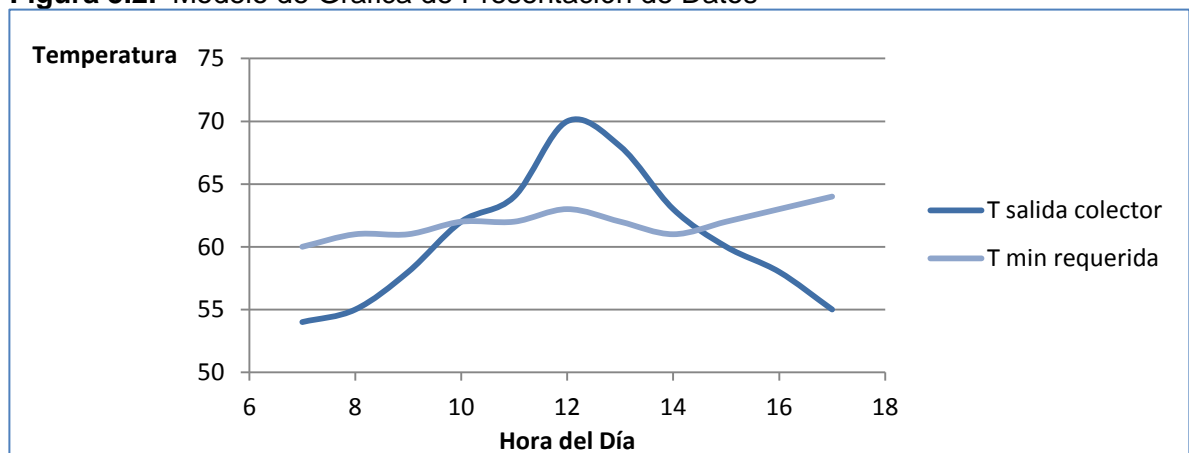
5.1.2 Desarrollo del programa

- Lectura de datos generales.

- Para cada hora del día seleccionado y con los perfiles de flujo, presión, radiación y temperatura ambiente se procede a realizar un cálculo iterativo de las siguientes magnitudes:
 - Flujo de radiación solar real ejercido sobre la superficie de vidrio del colector $[G_t]$.
 - Flujo de calor sobre la superficie de la placa de absorción $[G_t(\tau\alpha)]$.
 - Coeficiente de Remoción de calor del colector $[F_R]$.
 - Flujo de calor realmente capturado por el gas natural en el colector solar $[Q_u]$.
 - Calculo de la temperatura de salida del gas natural del colector $[T_s]$.

5.1.3 Presentación de los datos La herramienta representa los datos en una gráfica de temperatura de salida del colector para un tamaño de colector dado contra hora transcurrida del día de 7 am a 5 pm, además grafica las temperaturas de salida mínimas necesarias para la expansión calculadas en función de la presión correspondiente a cada hora, esto último se realiza con el fin de realizar una comparación rápida de si el colector solar está cumpliendo con los requerimientos necesarios para la expansión. El modelo de la gráfica de salida es el siguiente (datos no reales):

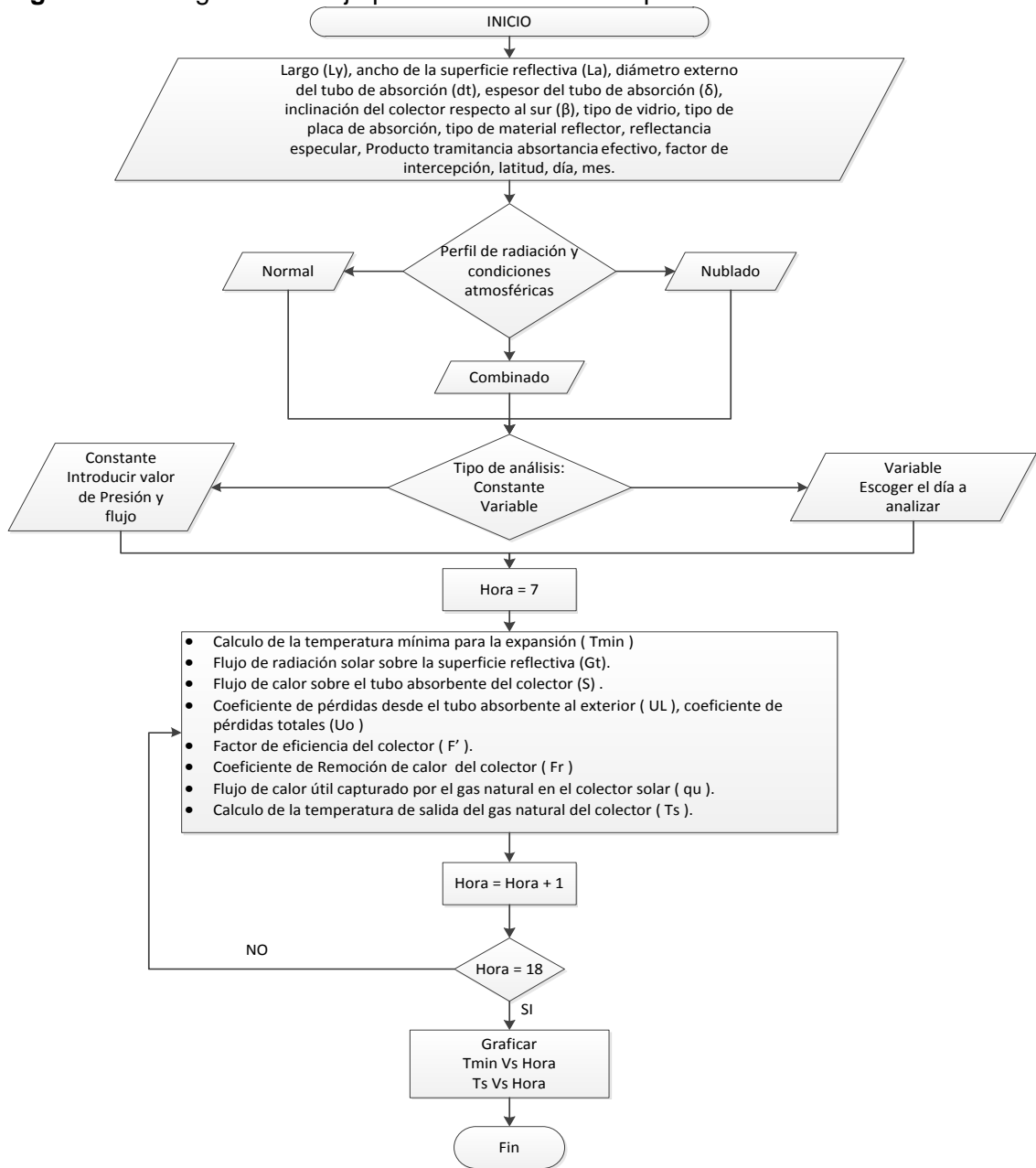
Figura 5.2. Modelo de Grafica de Presentación de Datos



Fuente: Autor

5.2 COLECTOR DE CANAL PARABÓLICO PTC

Figura 5.3. Diagrama de flujo para colector de canal parabólico PTC



Fuente: Autor

5.2.1 Componentes de la herramienta Interfaz GUI (Grafic User Interfaz) para introducir los siguientes datos:

- Datos geométricos del colector: largo (L_y), ancho de la superficie reflectiva (L_a), diámetro externo del tubo de absorción (dt), espesor del tubo de absorción (δ), inclinación del colector respecto al sur (β).
- Características de los elementos constituyentes del colector: tipo de vidrio, tipo de placa de absorción, conductividad de la placa, tipo de material reflector.
- Características ópticas del colector: reflectancia especular (ρ), Producto transmitancia absorción efectiva ($\tau\alpha$), factor de intercepción (γ).
- Datos de la situación geográfica y temporal del colector: Latitud, día, mes.
- Datos de proceso: igual a los del programa para el colector de placa plana FPC.

5.2.2 Desarrollo del programa

- Lectura de datos generales.
- Para cada hora del día seleccionado y con los perfiles de flujo, presión, radiación y temperatura ambiente se procede a realizar un cálculo iterativo de las siguientes magnitudes:
 - Flujo de radiación solar sobre la superficie reflectiva ($G_t = H_b R_b$).
 - Flujo de calor sobre el tubo absorbente del colector ($H_b R_b \rho \gamma (\tau\alpha)$).
 - Coeficiente de pérdidas desde el tubo absorbente al exterior U_l , coeficiente de pérdidas totales U_o .
 - Factor de eficiencia del colector (F').
 - Coeficiente de Remoción de calor del colector (F_R).
 - Flujo de calor útil capturado por el gas natural en el colector solar [Q_u].
 - Calculo de la temperatura de salida del gas natural del colector (T_s).

5.2.3 Presentación de los datos Igual a la presentación de datos desarrollada para el programa del colector de placa plana.

ANEXO F. PERFIL DE RADIACIÓN NORMAL Y TABLAS DE CARACTERÍSTICAS DE LOS COLECTORES SOLARES.

Tabla 6.1. Perfil de radiación normal

Hora	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Q[W/m ²]	200	300	400	500	600	700	600	500	400	300	200

Fuente: Laboratorio de sistemas térmicos. Escuela de ingeniería mecánica UIS. 2010

Tabla 6.2. Características del colector de placa plana FPC

Colector de placa Plana FPC	
Ángulos del colector	
Latitud	7
Inclinación	7
Azimut de pared	0
Datos de la Cubierta	
Material	Vidrio
Espesor [m]	0,003
Kex [1/m]	16,1
# cubiertas	1
Emisividad	0,88
Datos del Aislamiento	
Conductividad térmica [W/m K]	0,045
Espesor fondo [m]	0,05
Espesor lateral [m]	0,025
Datos de la Placa Absorbente	
Material	Aluminio
Absortividad	0,95
Emisividad	0,5
Espesor [m]	0,001
Conductividad térmica [W/m K]	237
Datos de los tubos	
Material	Acero
Diámetro de tubo [m]	0,0508
Espesor de tubo [m]	0,003404*
Distancia entre tubos [m]	0,08
Condiciones Exteriores	
Perfil	Normal
T entrada del gas [K]	303
Velocidad del viento [m/s]	2
Reflectividad del Piso	Suelo
Época del año (Nota: podría haber escogido cualquier día del año)	
Día	21
mes	Junio
*Calculado para la P _{máx.} del gas (7201kPa) a partir del esfuerzo admisible del acero.	

Fuente: Autor

Tabla 6.3. Características colector de canal parabólico PTC LS-3, Luz International Ltda

Colector de canal parabólico PTC LS-3	
Ángulos del colector	
Latitud	7
Inclinación	7
Azimut de pared	0
Datos de la cubierta	
Material	Vidrio
Espesor [m]	0,003
Kex [1/m]	16,1
Emisividad	0,88
Diámetro [m]	0,115
Datos del material reflector	
Material	Vidrio bajo en hierro
Reflectancia especular	0,94
Factor de intercepción	0,6913
Apertura [m]	5,76
Datos del Tubo Absorbente	
Material	Acero inoxidable con un recubrimiento selectivo cermet (0,3 μ m)
Absortividad	0,96
Emisividad	0,15
Espesor [m]	0,0045*
Conductividad térmica [W/m K]	19
Diámetro exterior [m]	0,07
Largo del material reflector y la superficie absorbente	
Largo [m]	99
Condiciones Exteriores	
Perfil	Normal
T entrada del gas [K]	303
Velocidad del viento [m/s]	2
Época del año (Nota: podría haber escogido cualquier día del año)	
Día	21
mes	Junio
*Calculado para la P _{máx.} del gas (7201kPa) a partir del esfuerzo admisible del acero inoxidable.	

Fuente: Fernández-García A., Zarza E., Valenzuela L., Pérez M. Parabolic-trough solar collectors and their applications.

ANEXO G. SIMULACIÓN DE UN FPC DE ÁREA 45000 m² A LAS CONDICIONES MÁXIMAS DE FLUJO Y PRESIÓN (25 m³/s, 7000 kPa).

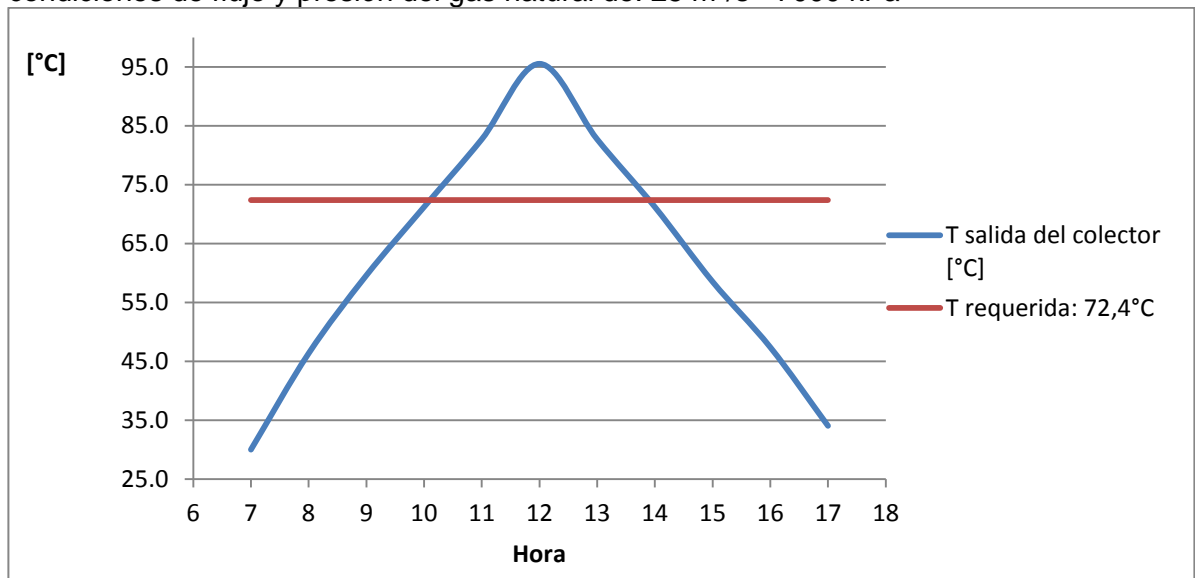
En la tabla 7.1 y figura 7.1 se observa la simulación de un colector FPC de 48050 m² a las condiciones máximas, se observa que el colector solo funciona de **11 am a 1 pm**, esta simulación representa las temperaturas máximas dadas por el colector FPC a cada hora del día, lo que significa que aumentar más el área no lograra aumentar más la temperatura.

Tabla 7.1. Temperaturas máximas dadas por el colector FPC de 48050 m² y con condiciones de flujo y presión del gas natural de: 25 m³/s - 7000 kPa

Hora	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
T [°C]	30.0	46.3	59.6	71.2	82.7	95.5	82.7	71.2	58.5	47.4	34.0

Fuente: Autor

Figura 7.1. Temperatura de salida a cada hora del día para un FPC de 45000 m² y con condiciones de flujo y presión del gas natural de: 25 m³/s - 7000 kPa



Fuente: Autor

ANEXO H. DISEÑO DEL SISTEMA ALTERNO DE CALENTAMIENTO

8.1 OPCIONES ALTERNAS PARA EL CALENTAMIENTO DEL GAS NATURAL

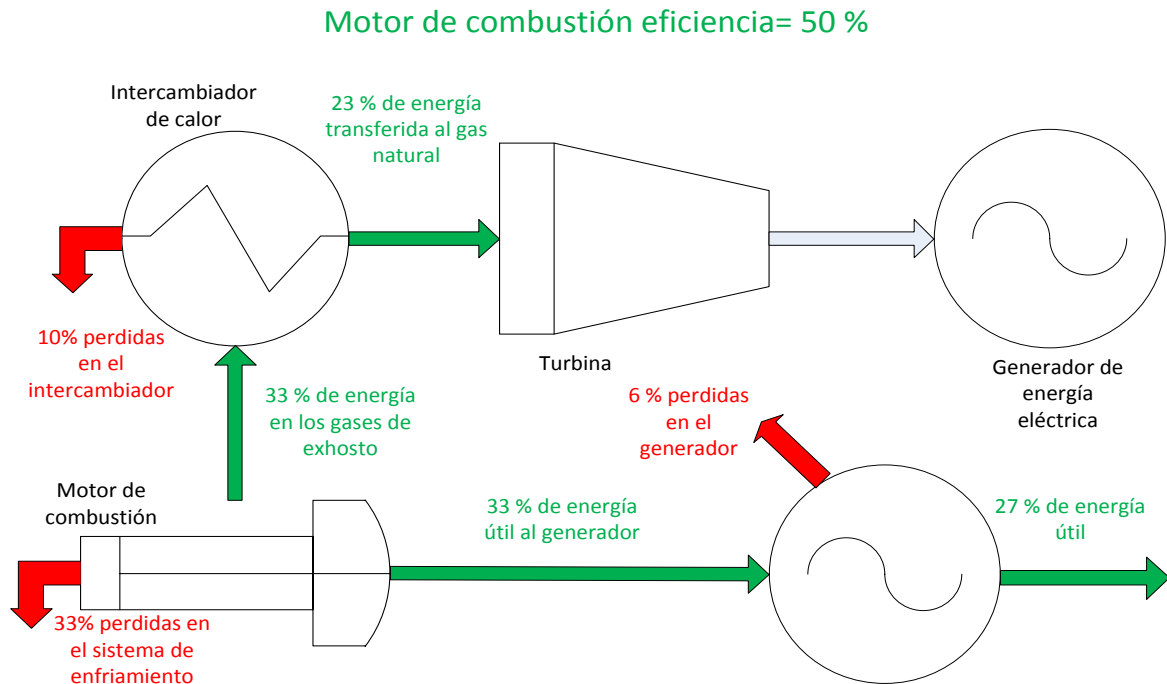
La revisión bibliográfica de patentes permitió determinar 3 opciones para efectuar el calentamiento del gas natural. Dos de estas opciones permiten la cogeneración de energía eléctrica mediante el uso de un motor de combustión o una turbina de gas, la última opción no genera energía eléctrica adicional y se basa en el uso de una caldera de gas natural.

1. Calentamiento mediante los gases del tubo de escape de un motor de combustión con cogeneración.
2. Calentamiento mediante los gases del tubo de escape de una turbina de gas con cogeneración.
3. Calentamiento mediante vapor producido por una caldera que utiliza gas natural como combustible.

8.1.1 Análisis preliminar de eficiencia de los sistemas

8.1.1.1 Motor de Combustión El sistema en general consiste en un motor, dos generadores eléctricos, un intercambiador de calor, la turbina de expansión, la tubería de gas y el sistema de válvulas auxiliar. Al motor debe suministrársele una fuente de energía en este caso una parte del gas natural para que produzca trabajo que se transforma en el generador y se suma al trabajo generado por la turbina de expansión, el calor perdido de los gases de combustión del motor se utiliza para calentar el gas natural en un intercambiador de calor.

Figura 8.1. Sistema de recuperación de energía con un motor de combustión

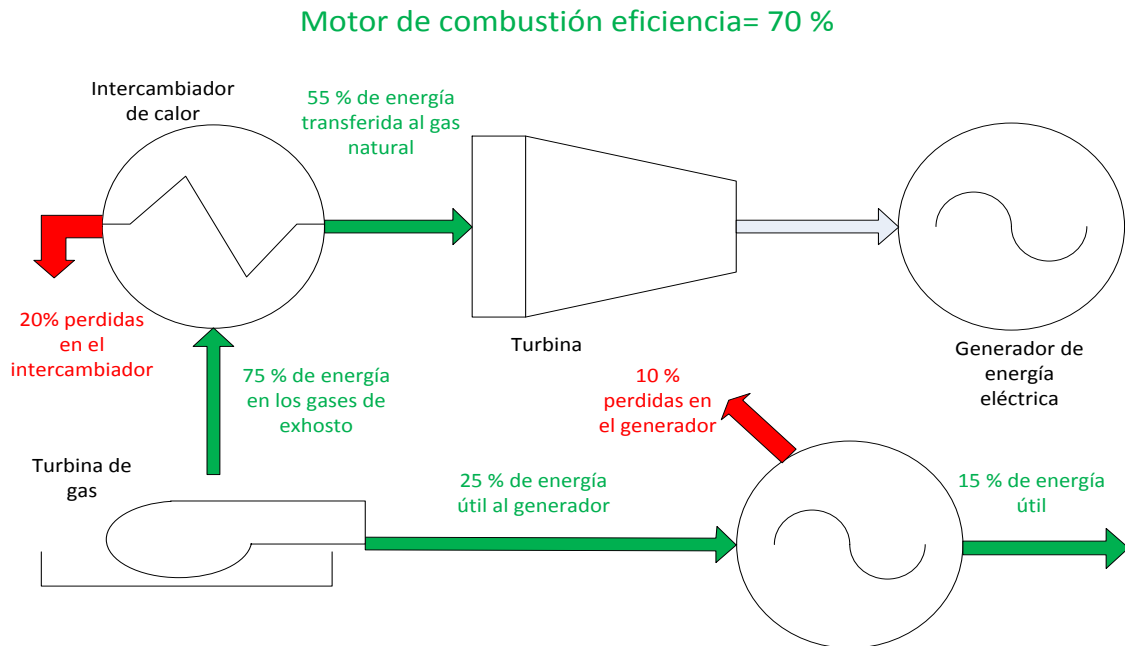


Fuente: Autor

Para determinar la eficiencia del motor de combustión hay que tener en cuenta que una parte de la energía suministrada se transforma en trabajo, otra se pierde en los gases de combustión y otra se pierde en el sistema de enfriamiento del motor. El análisis para las pérdidas requiere de cálculos más detallados para cada tipo de motor pero en general se considera que estos tipos de motores producen 1/3 de trabajo, pierden 1/3 en los gases de combustión y 1/3 en el sistema de enfriamiento. El calor de los gases de combustión se planea utilizar pero no todo se transfiere al gas natural, y el trabajo no todo se transforma en el generador de modo que la eficiencia total del sistema sería de aproximadamente el 50 %.

8.1.1.2 Turbina de Gas El sistema es muy similar al del motor de combustión sino que en vez del motor se encuentra la turbina de gas, de igual modo la turbina de gas está conectada al generador y los gases de combustión se utilizan para calentar el gas natural en un intercambiador de calor.

Figura 8.2. Sistema de recuperación de energía con una Turbina de gas

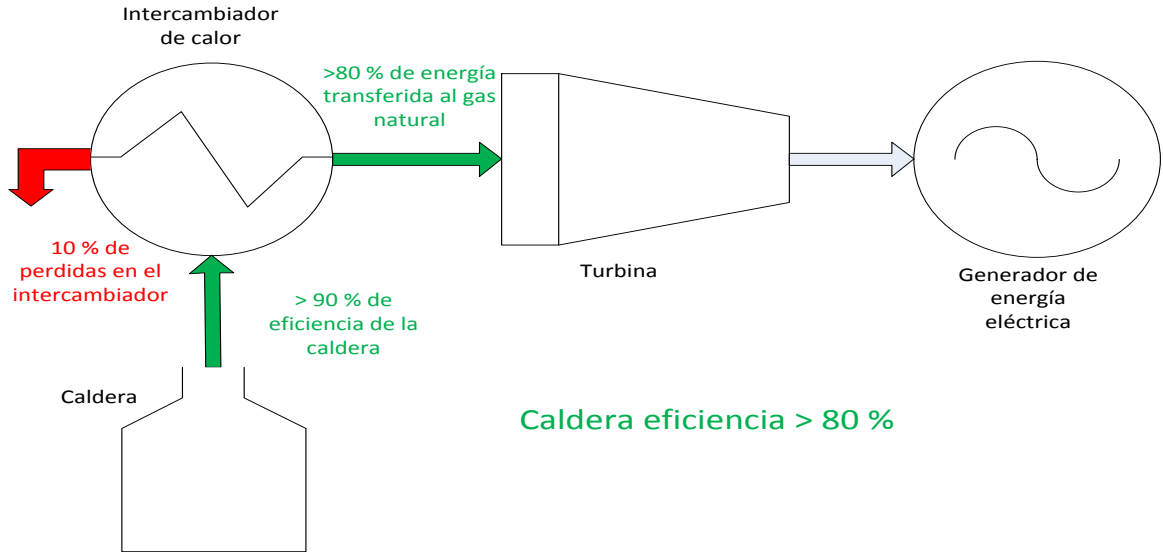


Fuente: Autor

La eficiencia de la turbina de gas para producir trabajo en general es muy baja del 25 % pero se planea utilizar el calor de los gases de combustión, de modo que considerando las pérdidas en el intercambiador y en el generador la eficiencia total del sistema será de aproximadamente el 70%.

8.1.1.3. Caldera de vapor con gas natural como combustible El sistema consiste de una caldera de vapor, un intercambiador de calor, la turbina de expansión, el generador, la tubería de gas, una bomba de recirculación de agua a la caldera y el sistema de válvulas auxiliar. El calor del vapor producido en la caldera se utiliza para calentar el gas natural.

Figura 8.3. Sistema de recuperación de energía con una caldera



Fuente: Autor

La eficiencia térmica de las calderas industriales pirotubulares para producción de vapor es de aproximadamente 85% o superior, de modo que la eficiencia de este sistema considerando pérdidas en el intercambio de calor estaría entre 80% o superior.

Del análisis anterior y considerando que solo se requiere un sistema de calentamiento para el gas natural y no se está interesado en producir más energía eléctrica la mejor opción es el uso de una caldera de vapor con gas natural como combustible acoplada a un intercambiador de calor.

8.2 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

La idea principal de diseño para el intercambiador de calor es que el gas natural se caliente a partir de la condensación del vapor de agua producido en una caldera.

El tipo de intercambiador más apropiado para este propósito es un intercambiador de carcasa y tubos 1:1 (1 paso por la carcasa y 1 paso por los tubos) o intercambiador en contracorriente. Es de anotar que colocar más pasos por la

carcasa aumenta considerablemente el costo y más pasos por los tubos aunque aumenta la transferencia de calor también aumenta la caída de presión y más para este sistema debido a la baja densidad del gas natural.

Tabla 8.2. Destino de los fluidos en el intercambiador de calor

Carcasa	Tubos
Vapor de agua	Gas natural

Las condiciones conocidas para realizar el balance son:

Tabla 8.3. Condiciones conocidas de los fluidos

GAS NATURAL	VAPOR DE AGUA
T de entrada (Tge)	T del vapor (Tv)
Flujo másico (mg)	Presión de saturación (Psat)
Presión (Pg)	Entalpia de vaporización (Hfg)

El balance general del intercambiador de calor es:

$$Q = \dot{m}_g C_{p_g} (T_{gs} - T_{ge}) = \dot{m}_v H_{fg} = UA (LMTD)$$

Donde,
$$LMTD = \frac{(T_v - T_{gs}) - (T_v - T_{ge})}{\ln \left[\frac{T_v - T_{gs}}{T_v - T_{ge}} \right]}$$

Para diseñar el intercambiador se debe seguir el siguiente procedimiento:

1. Calcular el calor transferido: $Q = \dot{m}_g C_{p_g} (T_{gs} - T_{ge})$
2. Determinar el flujo másico de vapor: $\dot{m}_v = \frac{Q}{H_{fg}}$
3. Como no se conoce el área ni el coeficiente de transferencia de calor global, se debe realizar un procedimiento iterativo suponiendo el coeficiente.
 - Calcula el área con el coeficiente supuesto: $A = \frac{Q}{U_s * LMTD}$

Por definición el coeficiente global UA es:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_i * A_i * NTT} + \frac{Ln [D_{ex}/D_i]}{2 \pi * L * k_t * NTT} + \frac{1}{h_{ex} * A_{ex} * NTT} + F_e}$$

- Se calcula una nueva área: $A_n = \frac{UA}{U_s}$
- Se define una tolerancia para la diferencia entre las áreas calculadas

$$E = \frac{A - A_n}{A}$$

- Si no se cumple la tolerancia se supone otro valor de coeficiente de transferencia global.

8.2.1 Cálculo del coeficiente de transferencia global UA Se deben seleccionar los tubos del intercambiador de acuerdo a los disponibles comercialmente, en seguida se muestra una tabla de tubos para intercambiadores comerciales:

Tabla 8.4. Tabla de tubos estándar para intercambiadores de calor

Diámetro exterior (Dex) [pulg]	Diámetro interior (Di) [pulg]	Calibre
0.75	0.532	12
	0.584	14
	0.62	16
	0.652	18
1	0.732	10
	0.782	12
	0.834	14
	0.87	16
1.5	1.232	10
	1.282	12
	1.334	14

Fuente: ESSO research and engineering company

Para seleccionar el diámetro interior es necesario determinar el espesor requerido para contener las altas presiones a las que se encuentra el gas natural. El espesor y diámetro interior mínimo requerido se determinan mediante las siguientes ecuaciones

$$\delta = \frac{P_g * D_{ex}/2}{12000 * 0.85 + 0.2 * P_g} + 0.03125 ; \text{ sistema ingles}$$

$$D_i = D_{ex} - 2\delta$$

Con el diámetro interno mínimo requerido se selecciona el diámetro interno estándar más cercano al valor calculado.

Conociendo las dimensiones de los tubos debe calcularse el número total de tubos:

$$NTT = \frac{A}{\pi D_{ex} (L - 0.1)}$$

A la longitud total del tubo se le resta 0.1 m para tener en cuenta la expansión de los tubos en los cabezales.

Se determina el flujo másico de gas en cada uno de los tubos del intercambiador

$$m_{i,g} = m_g \frac{1}{NTT/\# \text{pasos}}$$

Y con este el coeficiente de transferencia convectiva interna como se indicó en la sección 3.2.1.1 del apéndice C.

$$h_i = \frac{Nu k_g}{D_i}$$

Para el coeficiente de transferencia por condensación se utiliza una ecuación determinada para condensación de vapor en bancos de tubos horizontales

$$h_{ex} = \frac{1}{N^{\frac{1}{4}}} 0.729 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) H_{fg} k_l}{\mu_l (T_v - T_s) D_{ex}} \right]^{\frac{1}{4}} \text{ donde } N = \sqrt{NTT}$$

8.2.2 Cálculo de la caída de presión en el intercambiador La caída de presión de total en el intercambiador se divide en la caída en los tramos rectos de tubería ΔP_t , la caída en le entrada, expansión y cambio de dirección ΔP_e y la caída en los boquillas de entrada y salida al intercambiador ΔP_n .

- Caída de presión en los tramos rectos de tubería ΔP_t

$$\Delta P_t = f \frac{L}{D_i} \frac{\rho_g V_g^2}{2} * \# \text{pasos tubos}$$

Reemplazando la velocidad en función del flujo másico: $V_g = \frac{m_{ig}}{\rho_g \frac{\pi}{4} D_i^2}$

$$\Delta P_t = \frac{8 f L (m_{ig})^2}{\pi^2 \rho_g (D_i)^5} ; SI$$

- Caída de presión en le entrada, expansión y cambio de dirección ΔP_e

$$\Delta P_e = \frac{k_e \rho_g V_g^2}{2} = \frac{8 k_e (m_{ig})^2}{\pi^2 \rho_g (D_i)^4} ; SI$$

Donde $k_e = 1.6 * \# \text{pasos}$ para tubos en rectos.

- Caída de presión en las boquillas de entrada y salida ΔP_n

$$\Delta P_n = 1.8 * \frac{\rho_g V_n^2}{2} ; SI \quad \text{donde se toma } V_n = 5 \frac{m}{s}$$

Finalmente la caída de presión total de nodo a nodo es:

$$(\Delta P)_{nn} = \# \text{pasos corasa} [\Delta P_n + \Delta P_e + F_t \Delta P_t]$$

$$\text{Donde, } F_t = \left[\frac{D_i}{\sqrt{1.05 (D_i)^2 - 0.05 (D_{ex})^2 - 0.0086 (D_{ex})^{0.92}}} \right]^5$$

8.2.3 Condiciones de cálculo del intercambiador de calor El intercambiador se debe diseñar para las condiciones máximas de flujo y presión del gas natural

Tabla 8.5. Condiciones máximas de flujo y presión del gas natural (Junio-Julio 2011)

Datos Max. junio-julio 2011	
Flujo	25 m ³ /s = 17,4 kg/s
Presión	7201 kPa

Fuente: Datos suministrados por TGI S.A

Los resultados del análisis térmico, diseño y características del intercambiador de calor diseñado se muestran en la Tabla 4 del cuerpo del trabajo.

8.2.4 Sistema de suministro para la producción de la energía para el calentamiento del gas El sistema está constituido por:

- Caldera.
- Tuberías y válvulas para llevar el vapor hasta el intercambiador de calor.
- Trampa de vapor para recuperar el condensado.
- Tanque de condensados para almacenar el condensado recuperado y reciclarlo a la caldera.
- Bomba de alimentación de condensados a la caldera.
- Sistema de tratamiento de agua de caldera.

La caldera a seleccionar debe ser una caldera pirotubular con una capacidad de transferencia de energía de 2062940 W (210,12 BHP) es decir con una producción de vapor saturado de 0,94 kg/s = 3375 kg/h (7441 Lb/h). Se adjunta un catálogo de calderas del fabricante Hurst Boiler and Welding Company, del cual se sugiere que la caldera adecuada a seleccionar sería la de 250 BHP.

Catálogo Caldera Serie 200 Hurst Boiler and Welding Company



DRY BACK DE DOS PASOS CALDERAS SCOTCH EMPACADAS **SERIES 200**

BOILER HORSEPOWER	15	20	25	30	40	50	60	70	80	100	125
SUPERFICIE DE TRANFERENCIA [ft ²]	75	100	125	150	200	250	300	350	400	500	625
SALIDA DE VAPOR (@ 212°F; 100°C) [Lb/H]	517	690	862	1035	1380	1725	2070	2415	2760	3450	4312
FLUJO DE COMBUSTIBLE, GAS [CFH]	630	840	1050	1260	1680	2100	2520	2940	3360	4200	5250
DIAMETRO TUBO PRINCIPAL [in]	16	16	18	18	20	20	20	24	24	24	26
DIAMETRO DEL CASCO [in]	36	36	42	42	48	48	48	54	54	54	60
LONGITUD TOTAL [in]	69	84	78	89	99	119	135	117	129	153	175
LONG. EFECTIVA TUBOS (80% LONG. TOTAL) [in]	55	67	62	71	79	95	108	94	103	122	140
NUMERO DE TUBOS SECUNDARIOS [in]	24	26	37	40	38	40	42	59	62	65	72
DIAMETRO TUBOS SECUNDARIOS [in]	2,0	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
NUMERO DE TUBOS CALCULADO	23,1	26,1	36,9	39,3	38,3	40,1	42,9	59,0	61,5	65,3	71,5

BOILER HORSEPOWER	150	200	250	300	350	400	500	600	700	800
SUPERFICIE DE TRANFERENCIA [ft ²]	750	1000	1250	1500	1750	2000	2500	3000	3500	4000
SALIDA DE VAPOR (@ 212°F; 100°C) [Lb/H]	5175	6900	8625	10350	12075	13800	17250	20700	24150	27600
FLUJO DE COMBUSTIBLE, GAS [CFH]	6300	8400	10500	12600	14700	16800	21000	25200	29400	33600
DIAMETRO TUBO PRINCIPAL [in]	26	34	34	34	42	42	42	48	48	48
DIAMETRO DEL CASCO [in]	60	75.5	75.5	75.5	90	90	90	102	102	102
LONGITUD TOTAL [in]	195	164	195	216	177	189	224	216	246	278
LONG. EFECTIVA TUBOS (80% LONG. TOTAL) [in]	156	131	156	173	142	151	179	173	197	222
NUMERO DE TUBOS SECUNDARIOS [in]	78	126	134	146	210	225	240	300	306	310
DIAMETRO TUBOS SECUNDARIOS [in]	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
NUMERO DE TUBOS CALCULADO	77,7	126,1	133,3	145,6	209,8	225,7	239,0	299,1	306,9	310,6

ANEXO I. CÁLCULO DE CONSUMO DE GAS NATURAL Y PRODUCCIÓN DE CO₂

El calor real necesario en la caldera y el flujo de gas natural a alimentarle son:

$$Q_{real\ caldera} = \frac{Q_{en\ el\ IC}}{eficiencia\ caldera} \quad ; \quad \dot{m}_{gnc} = \frac{Q_{real\ caldera}}{Poder\ calorifico\ GN}$$

La cantidad de CO₂ producido por la caldera se determina considerando combustión completa de los hidrocarburos presentes en el gas natural, siguiendo las siguientes relaciones estequiométricas:

