



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ZARAGOZA

**DISEÑO TERMOHIDRÁULICO DE UN
INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS EN EL
EQUIPO DE COMBUSTIÓN DIÉSEL-AIRE DE LA
CARRERA DE INGENIERÍA QUÍMICA DE LA FES
ZARAGOZA**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO QUÍMICO

P R E S E N T A:

PIÑA PÉREZ BRIAN JARED

DIRECTOR DE TESIS:

DR. RODOLFO ALBERTO HERRERA TOLEDO



CIUDAD DE MÉXICO, 2022.



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO

Presidente: Dr. Rafael Sánchez Dirzo.

Vocal: Dr. Rodolfo Alberto Herrera Toledo.

Secretario: I.Q. José Antonio Zamora Plata.

1^{er}. Suplente: M.I. Cuauhtémoc Lagos Chávez.

2^{do}. Suplente: M.I. Guillermo Sánchez Liévano.

Lugar donde se realizó la Tesis: Facultad de Estudios Superiores Zaragoza, Ciudad de México.

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Rodolfo Alberto Herrera Toledo

FIRMA

Tesis realizada gracias al Programa UNAM-PAPIME105721

This work was supported by UNAM-PAPIME105721

AGRADECIMIENTOS

A nuestra prominente y máxima casa de estudios del país, la Universidad Nacional Autónoma de México, quien a través de sus recintos educativos colmados de inmensurable historia, cultura y diversidad de valores humanos en los que se promueve la libertad cátedra y el respeto a todas las corrientes del pensamiento, me concedió la oportunidad de formarme ética y profesionalmente. Es un gran orgullo pertenecer a la UNAM y el saber que es mi Alma Mater, es una virtud y uno de los mejores regalos que la vida me ha podido dar.

A nuestra emblemática Facultad de Estudios Superiores Zaragoza, que mediante sus instalaciones multidisciplinarias y aulas de clase, me forjó como profesionista con educación de excelencia y me brindó las herramientas fundamentales para ejercerme con seguridad y firmeza en el amplio campo de la Ingeniería Química con alto compromiso social e integridad a la solución de problemas.

Al Programa de Apoyo a Proyectos para Innovar y Mejorar la Educación (PAPIME), por el apoyo otorgado como becario Tesista de Licenciatura, el cual me permitió desarrollar el presente trabajo de investigación y mostrar mi aprendizaje adquirido e interés en el estudio del contexto energético, mismo que ha tomado gran relevancia en las últimas décadas.

A mi Director de Tesis el Dr. Rodolfo Alberto Herrera Toledo, a quien guardo un gran respeto, un profundo agradecimiento y un merecido reconocimiento, por todo el inmenso apoyo brindado y su valioso tiempo dedicado para que fuera posible la realización del presente trabajo. Su correcta orientación aunado a su gran paciencia e inconmensurables enseñanzas a través de sus cátedras impartidas, son las que me permiten realizar este importante logro académico. Gracias por todos los aprendizajes que adquirí a través de sus clases y cursos impartidos, por compartir su conocimiento y contribuir en mí el gusto, el entendimiento y la pasión por el estudio de una pequeña porción del vasto campo de aplicación que conlleva la Termodinámica y la Transferencia de calor.

A mis sinodales el Dr. Rafael Sánchez Dirzo, Dr. Rodolfo Alberto Herrera Toledo, I.Q. José Antonio Zamora Plata, M.I. Cuauhtémoc Lagos Chávez y M.I. Guillermo Sánchez Liévano, por conceder parte de su valioso tiempo para revisar y aportar sus comentarios para enriquecer el presente trabajo de investigación.

A todos los profesores que constituyen el órgano colegiado de la carrera de Ingeniería Química de nuestra valiosa Facultad de Estudios Superiores Zaragoza, que se esfuerzan en cada clase por cultivar y embellecer el espíritu del conocimiento a través de su gran pasión por la enseñanza y que contribuyeron en mi desarrollo académico mediante su experiencia pedagógica y laboral, transmitiéndome el profundo saber de la Ingeniería y propiciándome las herramientas necesarias para ejercerme como profesionistas. Estoy consciente de que aún me falta mucho por aprender, pero también estoy seguro, de que este logro será el inicio de una gran trayectoria por desarrollar en mi carrera académica y profesional.

A mis padres Claudia Pérez y Ernesto Piña, a quienes debo el principal reconocimiento y agradecimiento de este logro académico; han sido mi cimiento, mi ímpetu y compañía a lo largo de toda la vida. Gracias por todo su amor, cariño, confianza y apoyo incondicional; no existen las palabras necesarias que puedan expresar lo muy agradecido que estoy con ustedes y quiero que sepan que les dedico este gran logro, por todo el inmenso sacrificio y trabajo que han hecho para que yo pudiera superarme; la mejor herencia que han podido dar es la vida, la educación e inclusión de principios morales y la dicha de ser Ingeniero egresado de la mejor Universidad del país. Así también a mi hermano Daniel Piña, por su apoyo y consejos a lo largo de todo este gran tiempo y espero le sea de aliento este logro académico, para que él de igual forma continúe superándose.

A mis segundos padres Patricia Pérez y José Guadalupe Esparza, por todo el apoyo que he recibido desde que estaba pequeño; quienes me acogieron y me cuidaron en su hogar y me consideraron como un hijo desde siempre. Gracias por todo su amor, cariño y apoyo infinito, por estar presentes también y sentirse orgullosos en cada logro obtenido, por confiar en mí, por incentivar me a seguir superándome, por sus grandes enseñanzas y darme un espacio en su corazón y en su hogar; no tengo las palabras necesarias para expresar lo igual que tan agradecido estoy con ustedes y la manera de mostrárselos, es dedicándoles este importante logro en mi vida profesional.

A mis grandes profesores de bachillerato de la EPOANRA, la Ing. Matilde Tolsá Ortega, quien me ha brindado en toda esta gran etapa de mi formación profesional, su incondicional apoyo con calidez humana y a quien debo un inmenso reconocimiento, por incentivar me a estudiar esta formidable carrera; gracias por todas sus vastas enseñanzas y aprendizajes que obtuve en las aulas de clase, así como sus valiosos consejos de vida que me ha dado y que fueron piezas clave para crecer como persona y profesionista. Asimismo, al Ing. Martín Florentino Garrido Granados, quien me aportó grandes consejos de vida que preservaré por siempre; le agradezco a su forma tan rigurosa de enseñanza, pues fueron un elemento esencial en mi trayectoria académica y profesional.

A mi compañera del alma Scarlett Ortega, por su invaluable amor, confianza y apoyo en todo este tiempo a su lado, así como por los momentos sublimes que vivimos juntos como estudiantes en nuestra querida Facultad y que quedaron marcados por siempre; valiosas han sido sus aportaciones, su motivación y enseñanzas que me ha proporcionado. Esto me ha propiciado a ver la vida desde una perspectiva de mejor manera, a ser mejor persona y hoy, un gran Ingeniero. Así también, quiero expresar mi agradecimiento a sus padres, por su apoyo y consejos que me han brindado, así como por abrirme las puertas de su hogar.

A mis amigos, Carlos Jiménez, Diego Galindo y Miguel Gómez, por su amistad y confianza que me brindaron, así como por los grandes momentos compartidos.

Finalmente, quiero expresar mi inmensa gratitud a Dios, por concederme la oportunidad de vivir y que en cada oración que le ofrezco, me escucha y me brinda las fuerzas para salir adelante en cada adversidad, y hacer de ello, un aprendizaje y logro personal colmado de innumerables bendiciones.



ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	X
OBJETIVOS	XII
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	XIII
CAPÍTULO 1 FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	1
1.1 Panorama energético nacional	1
1.2 El rescate del sector energético como pilar elemental de la economía mexicana	3
1.3 Cadena productiva de un proceso industrial	8
1.3.1 Termodinámica y flujo térmico.....	10
1.3.2 Mecanismos de Transferencia de calor	12
1.3.3 Ecuación general de diseño.....	13
1.3.4 Clasificación de intercambiadores de calor	16
CAPÍTULO 2 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS	19
2.1 Condiciones de operación del intercambiador de calor de placas	19
2.2 Intercambiador de placas con juntas (PHE)	20
2.2.1 Principio de operación	20
2.2.2 Diseño de placas	21
2.2.3 Juntas elastoméricas.....	24
2.2.4 Complementos adicionales del equipo.....	26
2.3 Criterios para el diseño termohidráulico	27
2.3.1 Geometría de la placa Chevron.....	27
2.3.2 Parámetros generales de diseño	29
2.3.3 Arreglo de flujo.....	29
CAPÍTULO 3 METODOLOGÍA DE DISEÑO PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS	32
3.1 Diseño térmico	33
3.1.1 Balance global de energía	33
3.2 Área de Transferencia de calor	34



3.2.1	Parámetros de diseño de la placa Chevron	34	
3.2.2	Correlaciones para el cálculo del área de Transferencia de calor en la placa	36	
3.3	Correlaciones para la transmisión de calor	38	
3.3.1	Diámetro hidráulico	38	
3.3.2	Número de Reynolds.....	39	
3.3.3	Número de Prandtl	40	
3.3.4	Número de Nusselt.....	40	
3.3.5	Coefficiente de transferencia de calor por convección	43	
3.4	Diseño global del equipo.....	43	
3.4.1	Coefficiente global de transferencia de calor	43	
3.4.2	Superficie de Transferencia de calor requerida	45	
3.5	Diseño hidráulico	45	
3.5.1	Factor de fricción de Fanning	45	
3.5.2	Caída de presión.....	47	
3.6	Dimensionamiento del equipo.....	50	
3.6.1	Placas requeridas para la Transferencia de calor	50	
3.6.2	Longitud del paquete placas requeridas en el equipo	51	
CAPÍTULO 4 MODELO TERMODINÁMICO EN EL EQUIPO DE COMBUSTIÓN			
DIÉSEL-AIRE			53
4.1	Conceptos básicos del proceso de combustión	53	
4.1.1	Componentes de una combustión	54	
4.1.2	Quemadores y su clasificación.....	54	
4.1.3	Reacciones de combustión.....	55	
4.1.4	Propiedades termodinámicas de los combustibles	57	
4.1.5	Balance energético en un sistema de combustión con base en Primera Ley	58	
4.1.6	Parámetros de control.....	61	
4.1.7	Eficiencia de un proceso de combustión.....	64	
4.2	Generalidades.....	65	
4.2.1	Localización del equipo de combustión (Túnel de calor).....	65	
4.2.2	Descripción del sistema propuesto.....	66	



4.3 Análisis del sistema	67
4.3.1 Condiciones de referencia del recurso empleado.....	67
4.3.2 Modelo de combustión diésel-aire en el Túnel de calor	68
4.3.3 Balances de Primera Ley.....	69
4.4 Resultados del modelo termodinámico de combustión	73
4.4.1 Efectos energéticos en la variación de los parámetros de control en el Túnel de calor.	73
4.4.2 Simulación del modelo en el sistema.....	79
CAPÍTULO 5 DISEÑO TERMOHIDRÁULICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS	82
5.1 Resultados del diseño termohidráulico	82
5.1.1 Especificación de los flujos a la entrada y salida del equipo	82
5.1.2 Parámetros y dimensiones de la placa	83
5.1.3 Área de la placa y del canal para la Transferencia de calor	84
5.1.4 Área total requerida para la Transferencia de calor	85
5.1.5 Caída de presión y potencia requerida de bombeo en el equipo.....	86
5.1.6 Diseño global del equipo	88
5.2 Análisis de la comparativa en la variación del ángulo de la placa	88
5.3 Propuesta del equipo modular del PHE para instalar en el Túnel de calor	93
CONCLUSIONES	96
BIBLIOGRAFÍA	104
ANEXOS	109
Anexo I Operación del quemador diésel	110
Anexo II Programación en EES del modelo termodinámico	112
Anexo III Diagrama de flujo de proceso del sistema propuesto	119
Anexo IV Memoria de cálculo para el diseño termohidráulico del PHE	120
Anexo V Diseño y dimensionamiento del PHE	129



LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Evolución de la producción y el consumo nacional de energía 2008-2018.....	1
Figura 1.2. Importación de combustibles 2008-2018.....	3
Figura 1.3. Precio promedio anual de combustibles refinados al público 2008-2018	4
Figura 1.4. Plan Nacional de Refinación 2019-2024	5
Figura 1.5. Prospectiva de producción del Plan Nacional de Refinación 2019-2024.....	6
Figura 1.6. Esquema de estructura productiva	9
Figura 1.7. Leyes de la Termodinámica	10
Figura 1.8. Balance de energía en un volumen de control	11
Figura 1.9. Arreglo de flujo en paralelo y contracorriente.....	15
Figura 1.10. Clasificación de intercambiadores de calor	16
Figura 2.1. Tipos de intercambiadores de calor de placas.....	19
Figura 2.2. Componentes principales del intercambiador de calor de placas PHE.....	21
Figura 2.3. Geometrías de corrugación de placas	22
Figura 2.4. Tipos de juntas elastoméricas	26
Figura 2.5. Descripción de la placa CurveFlow y la superficie Chevron.....	28
Figura 2.6. Arreglos de flujo en un PHE.....	30
Figura 3.1. Parámetros de diseño para una placa Chevron	35
Figura 4.1. Proceso de combustión	53
Figura 4.2. Clasificación de quemadores	55
Figura 4.3. Diagrama de Sankey para un proceso de combustión	64
Figura 4.4. Distribución de la superficie de la planta piloto de la FES Zaragoza.....	65
Figura 4.5. Diagrama del sistema de generación de agua comprimida.....	66
Figura 4.6. Efectos de la variación del flujo de combustible en la $\dot{E}_{quemador}$	74
Figura 4.7. Efectos de la variación del EA en la T_{ad} y T_{fl}	75
Figura 4.8. Efectos de la variación del φ en la T_{ad} y T_{fl}	75
Figura 4.9. Efectos de la variación del EA en la $f m_i$ de los gases de combustión.....	76
Figura 4.10. Efectos de la variación del EA en el $t_{aislante}$	77
Figura 4.11. Efectos de la variación del EA en la $\eta_{Túnel}$	79
Figura 4.12. Simulación del sistema en EES.....	80
Figura 4.13. Diagrama de Sankey del sistema	81
Figura 5.1. Efectos de la variación del flujo de combustible en el \dot{m}_{H2O}	89
Figura 5.2. Efectos de la variación del ángulo Chevron en el U^D	89
Figura 5.3. Efectos de la variación del ángulo Chevron en el A_T	90
Figura 5.4. Efectos de la variación del ángulo Chevron en el A_e	91
Figura 5.5. Efectos de la variación del ángulo Chevron en la ΔP_T	91
Figura 5.6. Efectos de la variación del ángulo Chevron en el N_T	92
Figura 5.7. Efectos de la variación del ángulo Chevron en el L_T	93
Figura 5.8. Cotización del PHE modelo T2-B	95

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1. Importación de energía 2017-2018	2
Tabla 1.2. Producción, importación y demanda de petrolíferos 2018-2024	7
Tabla 1.3. Proyección de la demanda de petrolíferos 2019-2031	8
Tabla 1.4. Mecanismos de Transferencia de calor	13
Tabla 1.5. Comparación entre intercambiadores de calor	17
Tabla 2.1. Rangos de operación y campo aplicación de los intercambiadores de calor de placas .	20
Tabla 2.2. Propiedades y aplicaciones de los materiales utilizados en la construcción de placas .	23
Tabla 2.3. Propiedades y aplicaciones de los materiales utilizados en la construcción de juntas..	24
Tabla 2.4. Materiales utilizados en la construcción de las partes externas del PHE.....	27
Tabla 2.5. Parámetros frecuentes en la construcción del PHE.....	29
Tabla 3.1. Valores de constantes para la correlación de Nu en Thonon.....	42
Tabla 3.2. Valores de constantes para la correlación de Nu en Okada.....	42
Tabla 3.3. Valores recomendados para factores de incrustación en PHE	44
Tabla 3.4. Valores de constantes para la correlación de f en Thonon.....	47
Tabla 4.1. Tipos de reacciones de combustión y posibles productos a obtener	56
Tabla 4.2. Condiciones de referencia de los recursos de entrada.....	67
Tabla 4.3. Reacciones del modelo de combustión diésel-aire.....	68
Tabla 4.4. Parámetros del modelo de combustión diésel-aire.....	68
Tabla 4.5. Composición de los gases de combustión	69
Tabla 4.6. Balance de masa y energía del sistema	73
Tabla 5.1. Especificación de los flujos a la entrada y salida del PHE.....	82
Tabla 5.2. Propiedades de los fluidos evaluadas a la temperatura media	83
Tabla 5.3. Dimensiones y propiedades de las placas	83
Tabla 5.4. Parámetros de diseño de las placas	84
Tabla 5.5. Área y número instalado de placas para la Transferencia de calor	84
Tabla 5.6. Número y área de flujo por canal para la Transferencia de calor	85
Tabla 5.7. Flujo por canal y variables adimensionales para la Transferencia de Calor	85
Tabla 5.8. Coeficientes de Transferencia de calor y área requerida para el proceso	86
Tabla 5.9. Caída de presión y potencia requerida de bombeo en el PHE	87
Tabla 5.10. Comparativa del diseño global del PHE	88
Tabla 5.11. Hoja de datos del PHE	94



NOMENCLATURA

PJ	Petajoules	
$Mbpd$	Millones de barriles de petróleo diarios	
\dot{E}	Flujo de energía en el sistema	kW
\dot{m}	Flujo másico	kg/s, kg/h
\dot{Q}	Flujo de calor	kW
\dot{W}	Flujo de trabajo mecánico o eléctrico	kW
P	Presión	kPa, kgf/m ² , kgf/cm ²
T	Temperatura	K, °C
V	Volumen	m ³ , L
v	Velocidad	m/s
z	Altura	m
\dot{E}_{gen}	Flujo de energía generada	kW
u	Energía interna específica	kJ/kg
h	Entalpía específica	kJ/kg
C_p	Calor específico a presión constante	kJ/kg K
k	Conductividad térmica	kW/m K
A	Área	m ²
x, y	Coordenadas en el espacio	
L	Espesor de la pared	m, cm, mm
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección	kW/m ² K
U	Coefficiente global de transferencia de calor	kW/m ² K
R_f	Factor de incrustación	m ² K/kW
t	Espesor de la tubería o placa	m, cm, mm
ppm	Partículas por millón	
H°	Entalpía total a condiciones estándar	kJ
H	Entalpía total	kJ
PCI, LHV	Poder Calorífico Inferior	kJ/kg
PCS, HHV	Poder Calorífico Superior	kJ/kg
N	Coefficiente estequiométrico	
h_f°	Entalpía de formación a condiciones estándar	kJ/kgmol
\dot{H}	Flujo de entalpía total	kW
t	Tiempo	s
R_{A-C}	Relación aire-combustible	kg _{aire} /kg _{combustible}
n	Moles	kgmol
Mm	Masa molecular	kg/kgmol
fm	Fracción másica	%
EA	Exceso de aire	%



Q	Calor total del sistema	kJ
\dot{q}	Flux de calor	kW/m ²
D_p	Diámetro de los puertos	m, mm
L_v	Distancia vertical al centro de los puertos	m, mm
L_h	Distancia horizontal al centro de los puertos	m, mm
L_w	Ancho de la placa al término de los puertos	m, mm
L_p	Alto de la placa al término de los puertos	m, mm
p	Altura de corrugación senoidal	m, mm
p_c	Paso entre corrugación	m, mm
b	Profundidad de corrugación	m, mm
N_T	Número de placas instaladas	
N_{pt}	Número de placas térmicas	
N_{ch}	Número de canales	
N_{chp}	Número de canales por paso	
N_p	Número de pasos	
A_{lp}	Área proyectada de la placa	m ²
A_{Rp}	Área real de la placa	m ²
X	Variable adimensional	
A_{ch}	Área de flujo por canal	m ²
A_e	Área efectiva	m ²
D_e	Diámetro equivalente	m, mm
D_h	Diámetro hidráulico	m, mm
\dot{m}_{ch}	Flujo másico por canal	kg/s
G_{ch}	Velocidad másica de flujo por canal	kg/m ² s
Re	Número de Reynolds	
Pr	Número de Prandtl	
Nu	Número de Nusselt	
C, m, p	Constantes y parámetros de correlaciones empíricas	
C_f	Coefficiente de fricción	
f	Factor de fricción de Fanning	
g_c	Constante de proporcionalidad de la Segunda Ley de Newton	9.81 kg m/kg _f s ²
g	Aceleración de la gravedad	9.81 m/s ²
ΔP_{ch}	Caída de presión en los canales asociada a las placas	kPa, kg _f /m ² , kg _f /cm ²
ΔP_n	Caída de presión debido a la elevación del fluido	kPa, kg _f /m ² , kg _f /cm ²
ΔP_p	Caída de presión asociada a los puertos	kPa, kg _f /m ² , kg _f /cm ²
G_p	Velocidad másica de flujo en los puertos	kg/m ² s
\dot{W}_{BA}	Potencia requerida de bombeo	kW
SD	Sobrediseño	%



L_{NT} Longitud del paquete de placas requeridas m, mm

SUBÍNDICES

0 Condición ambiente de referencia

1 Condición inicial

2 Condición final

ent Entrada

sal Salida

cond Conducción

conv Convección

rad Radiación

s Superficie

sur Superficie circundante

ml Media logarítmica

T Total

h Fluido caliente

c Fluido frío

comb Combustión

p Productos

r Reactivos

T Condición específica

ad Flama adiabática

fl Flama real

estq Estequiométrica

sat Condiciones de saturación

CF Flujo a contracorriente

i Corriente

w Condiciones de pared

m Media

cl Conversión lumínica

gcomb Gases de combustión

ext Exterior

int Interior

eq Equivalencia

SÍMBOLOS GRIEGOS

Δ Incremento

∞ Condiciones ambiente

ε Emisividad

σ Constante de Stefan-Boltzmann

β Ángulo Chevron

$\text{kW/m}^2 \text{K}^4$

°



ρ	Densidad	kg/m ³
μ	Viscosidad dinámica	kg/m s
ν	Viscosidad cinemática	cSt
ϕ	Radio de equivalencia	
φ	Humedad relativa	%
ω	Humedad absoluta	kg _{H2O} /kg _{aire}
η	Eficiencia	%
Φ	Factor de incremento de superficie	
τ	Esfuerzo cortante	kPa, kg _f /m ² , kg _f /cm ²
π	Constante	
∂	Cambio diferencial de propiedades	
Σ	Sumatoria	

SUPERÍNDICES

<i>C</i>	Limpio
<i>D</i>	Diseño

ABREVIACIONES

<i>SENER</i>	Secretaría de Energía
<i>PIB</i>	Producto Interno Bruto
<i>PEMEX</i>	Petróleos Mexicanos
<i>CFE</i>	Comisión Federal de Electricidad
<i>SNR</i>	Sistema Nacional de Refinación
<i>PNR</i>	Plan Nacional de Refinación
<i>CRE</i>	Comisión Reguladora de Energía
<i>PHE</i>	Intercambiador de calor de Placas con Juntas
<i>BHE</i>	Intercambiador de calor de Placas Soldadas
<i>SHE</i>	Intercambiador de calor de Placas en Espiral
<i>PCHE</i>	Intercambiador de calor de Circuito Impreso
<i>FDA</i>	Food and Drug Administration
<i>USP</i>	United States Pharmacopeia
<i>AIE</i>	Agencia Internacional de Energía
<i>CC</i>	Cámara de Combustión
<i>RC</i>	Radiación-Convección
<i>IC</i>	Intercambio de Calor
<i>CG</i>	Chimenea de Gases
<i>BA</i>	Bomba Presurizadora
<i>EES</i>	Engineering Equation Solver
<i>NOM</i>	Normas Oficiales Mexicanas
<i>ZMVM</i>	Zona Metropolitana del Valle de México
<i>IVA</i>	Impuesto al Valor Agregado



INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo se expone la elaboración del diseño termohidráulico de un intercambiador de calor de placas con juntas (PHE) y adicionalmente su propuesta, a partir del planteamiento de un modelo teórico de combustión diésel-aire, con el cual se espera que opere en conjunto con el equipo de combustión (conocido propiamente como Túnel de calor) que se pretende instalar en la planta piloto de la FES Zaragoza, derivado de un sistema térmico planteado que consiste en la generación de servicio de agua comprimida. La ejecución del plan de trabajo realizado rigurosamente consiste en un desarrollo de cinco capítulos distribuidos en el siguiente orden:

En el capítulo 1 se expone la problemática de autosuficiencia energética que presenta México con base en los últimos datos reportados por la SENER en el Balance Nacional de Energía 2019 así como las alternativas que propone el gobierno actual para darle solución a la problemática a través del Plan Nacional de Refinación en contrapuesta a la Reforma Energética. Asimismo, se presentan los principios que dan soporte a la teoría de la Transferencia de calor en el estudio de los intercambiadores de calor y se establecen los criterios generales para su diseño y selección.

En el capítulo 2 se enuncian brevemente las características generales de operación de los intercambiadores de calor de placas disponibles en el mercado y se aborda un estudio con mayor profundidad del PHE, donde se describen sus componentes principales, así como los parámetros y criterios generales para el diseño termohidráulico. Referente al tipo de material que constituyen a la placa y junta, se menciona que la selección se hace en términos de las propiedades de los fluidos y de las condiciones de diseño de operación (presión y temperatura) que se efectúen en el equipo.

En el capítulo 3 se establece una metodología para elaborar el diseño termohidráulico del PHE, la cual se conforma de 34 pasos secuencialmente organizados. Esta metodología tiene fundamento en los principios que rigen la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica en la Transferencia de calor, así como también en expresiones teóricas retomadas de recursos bibliográficos especializados en este campo de estudio.

En el capítulo 4 se inicia abordando el estudio de los conceptos y principios generales más importantes de la Termodinámica aplicados a los procesos de combustión y se retoman para desarrollar los modelos teóricos de combustión diésel-aire tanto de manera estequiométrica (sin exceso de aire) como real (con 20% de exceso de aire y 50% de humedad), para posteriormente obtener los parámetros de control y la composición de los gases de combustión de cada modelo. Debido a que el diseño y propuesta del PHE que se presentará en el siguiente capítulo, se elabora



con base en el modelo teórico de combustión establecido como real con las cantidades indicadas de exceso de aire y humedad, se describe el proceso de generación de servicio de agua comprimida, en donde se menciona que el Túnel de calor junto con el PHE y la integración de una bomba presurizadora conforman el sistema térmico, los cuales son representados en un diagrama de flujo de proceso de manera modular. A partir de lo anterior, se plantean los balances de masa y energía para todos los módulos del sistema y se obtienen las propiedades termodinámicas de todas las corrientes indicadas con base en la Primera Ley; así también se calculan las pérdidas de calor asociadas a conversión lumínica y por efectos de radiación-convección a través del uso de la Segunda Ley para este mecanismo combinado. Todos los cálculos anteriores son posibles con ayuda de una programación realizada en el software EES, la cual mediante el uso adecuado de las herramientas proporcionadas, se realiza una simulación del sistema térmico, con el fin de mostrar de manera más visual los valores más destacables de entrada y salida, así como la distribución del flujo térmico y las respectivas eficiencias obtenidas correspondientes al Túnel de calor, PHE y del sistema por completo por medio de un diagrama de Sankey. Se menciona que los datos obtenidos anteriormente, son a condiciones de diseño de operación y por tal razón se muestra mediante la elaboración de gráficas, un pronóstico acerca de los valores esperados en los parámetros de interés si se variara el suministro de exceso de aire en el Túnel de calor.

En el capítulo 5 se elabora una memoria de cálculo que permite desarrollar el diseño termohidráulico del equipo, con base en la secuencia planteada en la metodología del capítulo 3. Con lo anterior, se aborda una comparativa y análisis del diseño con placas lisas y Chevron (con los ángulos más convencionales) y se presentan los valores de las variables más importantes para el diseño termohidráulico, a través de gráficas realizadas en el software EES. Derivado de las grandes ventajas que presentan el uso de las placas Chevron y siendo seleccionado el ángulo adecuado para el proceso referido para este tipo de intercambiador de calor, se plantea la propuesta del PHE, el cual corresponde al modelo T2-B fabricado por la empresa Alfa Laval. A partir de lo anterior, basado en fichas técnicas de los catálogos proporcionados por la empresa fabricante, se presenta el dimensionamiento y una hoja de datos del equipo, culminando el capítulo con una cotización elaborada acerca del costo aproximado del equipo; siendo así, información que sustente una futura instalación y operación con el Túnel de calor.

Por último, se presentan las conclusiones del trabajo, la bibliografía consultada y los anexos que dan soporte al cuerpo del trabajo.



OBJETIVOS

General

Realizar el diseño termohidráulico de un intercambiador de calor de placas con juntas (PHE), tomando en consideración los parámetros de medición importantes para el control y estabilidad en el equipo de combustión durante su proceso, a partir del desarrollo de un modelo teórico de combustión de una mezcla diésel-aire que sirva de sustento para su instalación en el equipo de combustión de la carrera de Ingeniería Química (llamado Túnel de calor).

Específicos

- Modelar teóricamente los balances de masa y energía así como los mecanismos de Transferencia de calor, derivado del proceso de combustión de la mezcla diésel-aire en el Túnel de calor y el intercambiador de calor de placas.
- Analizar el estudio del proceso de combustión de la mezcla diésel-aire con un enfoque comparativo entre un modelo teórico sin exceso y con exceso de aire de acuerdo con lo recomendado, incluyendo parámetros de interés como son humedad, exceso de aire, temperatura y presión de las sustancias de trabajo.
- Obtener la entalpía de reacción de combustión de la mezcla considerada, a partir de los enfoques sin y con exceso de aire.
- Establecer una metodología que permita elaborar el diseño termohidráulico del intercambiador de calor de placas.
- Realizar una comparativa del coeficiente global de transferencia de calor calculado con placas lisas y Chevron, y adicionalmente, obtener las caídas de presión admisibles en el intercambiador de calor de placas.
- Brindar una propuesta adecuada del equipo de intercambio de calor de placas, con base en los modelos teóricos de combustión establecidos, para su instalación en el equipo de combustión de la FES Zaragoza.



PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Los procesos industriales que requieren sistemas energéticos, normalmente tienen su inicio en la liberación de energía química en forma de luz y calor, mediante una reacción de tipo exotérmica conocida como combustión. En la mayoría de los planes de estudio de ingeniería que incluyen el tema de sistemas térmicos reactivos, el análisis de los equipos térmicos que incluyen la combustión se lleva a cabo de manera estequiométrica, la limitación de la combustión estequiométrica inicia con la consideración que el oxidante es aire estándar, es decir, se compone básicamente de oxígeno y nitrógeno sin tomar en cuenta la presencia de humedad, lo que supone una simplificación del modelo termodinámico considerado. Asimismo, durante el estudio de los procesos de combustión real, es muy común que la reacción se lleve de manera incompleta en los equipos que contienen cámaras de combustión en su interior, esto puede deberse a múltiples factores, como puede ser por una cantidad insuficiente de oxígeno durante la combustión o incluso un mezclado inadecuado dentro de la cámara. Por ello, es necesario recurrir a un suministro mayor de la cantidad de aire que de la que es requerida estequiométricamente, con el fin de tener comburente en exceso y aumentar la posibilidad de llevar a cabo una combustión de tipo completa dentro de la cámara. Sin embargo, las reacciones no son tan simples y se deben considerar todas las especies que contenga el combustible y el aire, por lo cual esto genera que se tengan múltiples repercusiones, como lo es en primera instancia, una disminución en la temperatura de los gases de combustión a la salida del quemador, debido a la consideración de los demás componentes que contiene el aire como el vapor de agua, los cuales absorben una cierta cantidad de energía liberada durante la combustión, disminuyendo el valor de la energía química aportada por el combustible para calentar una sustancia de trabajo.

Estos hechos mencionados anteriormente, tienen un impacto significativo a considerar, ya que supone problemas económicos para el usuario, el más destacado es un mayor consumo de combustible para lograr la temperatura deseada en los gases de combustión, además de un mayor desgaste de los equipos debido a la corrosión que estos pueden presentar como resultado de la reacción de los gases de salida con el vapor presente en el sistema.

Adicionalmente, existen equipos dentro de los procesos industriales en donde es indispensable conocer las condiciones iniciales y finales del contenido de humedad en el sistema, así como la cantidad de exceso de aire adecuado para llevar un proceso de combustión lo más idóneo posible y el requerimiento de la Transferencia de calor en equipos que sean lo más compactos posibles,



teniendo la mayor área disponible y facilidad de mantenimiento para un mejor funcionamiento. Con base en lo anterior, se pretende abordar el estudio del proceso de combustión con un modelo teórico sin exceso y con exceso de aire, realizando así el diseño térmico e hidráulico de un intercambiador de calor de placas, que sirva de sustento para una futura instalación y operación con el equipo de combustión diésel-aire, de forma que puedan promoverse prácticas de laboratorio en los alumnos que cursan la carrera de Ingeniería Química en la FES Zaragoza, específicamente en el módulo de Manejo de Energía, con el propósito de implementar el estudio y conocimiento de los equipos de combustión y de los intercambiadores de calor de placas; teniendo lo anterior, un alto impacto en la comprensión adecuada de los fenómenos que ocurren en el proceso de combustión y como repercuten la humedad y el exceso de aire, tanto en la combustión como en el intercambio de calor en temas de eficiencia energética e impacto ambiental; a través del uso de modelos térmicos que se apegan a comportamientos más reales.

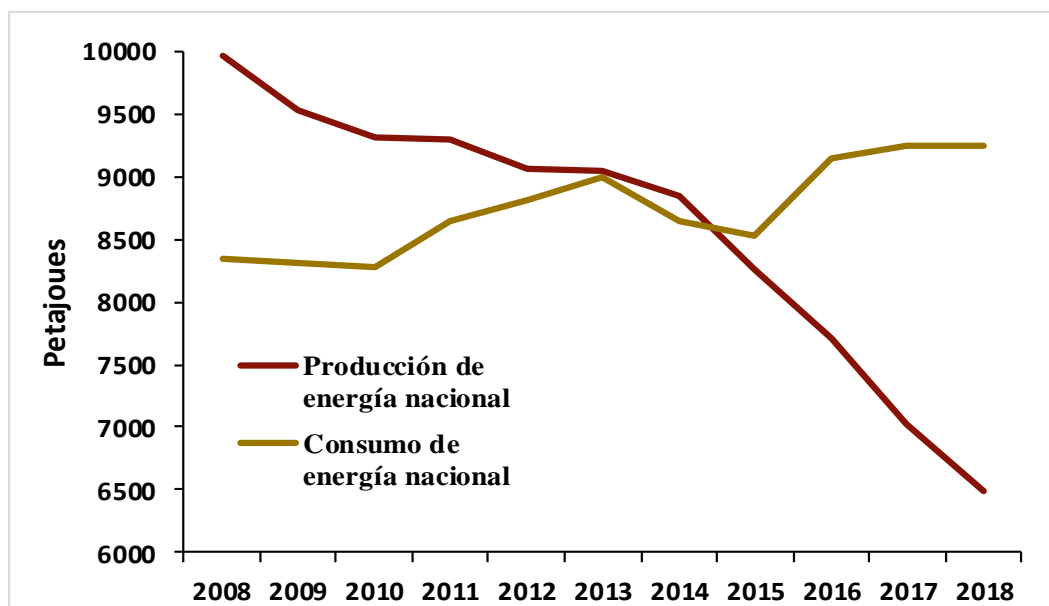
CAPÍTULO 1 FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

1.1 Panorama energético nacional

El desarrollo en el sector energético actual, está íntimamente relacionado con el crecimiento económico y social del país, debido a que la energía es el insumo principal en todos los sectores industriales y el pilar fundamental del progreso humano. Si bien es sabido, el consumo de energía primaria¹ a nivel mundial sigue siendo una problemática actual, ya que a pesar de la implementación de actividades y generación de proyectos que involucran el desarrollo sustentable a través del uso eficiente de los recursos y energías renovables para la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero, el petróleo crudo y sus derivados continúan siendo los de mayor demanda en el mercado a nivel mundial, ya que el consumo aportado en el mercado internacional está en el orden del 82% de la producción de energía primaria.

México no es la excepción, esto se refleja en la demanda de energía que se ha incrementado en volúmenes alarmantes en los últimos periodos, a tal magnitud que la importación, se ha convertido en una fuente recurrente para satisfacer los requerimientos energéticos del país.

Figura 1.1. Evolución de la producción y el consumo nacional de energía 2008-2018



Fuente: Balance Nacional de Energía, SENER, 2019.

¹ La energía primaria considerada son carbón mineral, petróleo, condensados, gas natural, nucleenergía, hidroenergía, geoenergía, energía eólica, energía solar, bagazo de caña, leña y biogás; para el Balance Nacional de Energía.

De acuerdo con datos de la SENER, al finalizar el año 2018 el consumo superó el 29.8% de la energía producida en el país, cerrando con un valor de 9,236.86 PJ disponibles para abastecer las necesidades energéticas internas. (SENER, 2019).

En consecuencia y derivado de los datos proporcionados en la figura 1.1, el consumo de energía excede en gran proporción a la producción nacional que ha decaído en los últimos años, alcanzando hasta un valor de 0.7 en independencia energética² para el año 2018, esto ubica al país en una subversiva situación de desventaja grande frente al mercado internacional, reflejándose en una baja disponibilidad de energía y un desequilibrio evolutivo en el sector económico a través del PIB³.

La creciente demanda y alta dependencia de recursos energéticos se debe fundamentalmente al uso incesante de combustibles en el sector económico, causando una alta tasa de importación principalmente para diésel, gas seco, gasolinas y naftas como puede observarse en la tabla 1.1.

Tabla 1.1. Importación de energía 2017-2018

		2017	2018
Total	PJ	4417.61	5032.19
	Carbón	301.22	268.66
	Petróleo crudo	-	8.57
	Coque	171.73	170.73
	Coque de carbón	31.53	19.18
	Coque de petróleo	140.2	151.56
	Gas licuado	224.87	248.94
	Gasolinas y naftas	1061	1262.58
	Querosenos	91.19	121.7
	Diésel	559.82	658.1
	Combustóleo	92.49	87.56
	Gas seco	1906.9	2191.16
	Electricidad	8.39	14.19

Fuente: Balance Nacional de Energía, SENER, 2019.

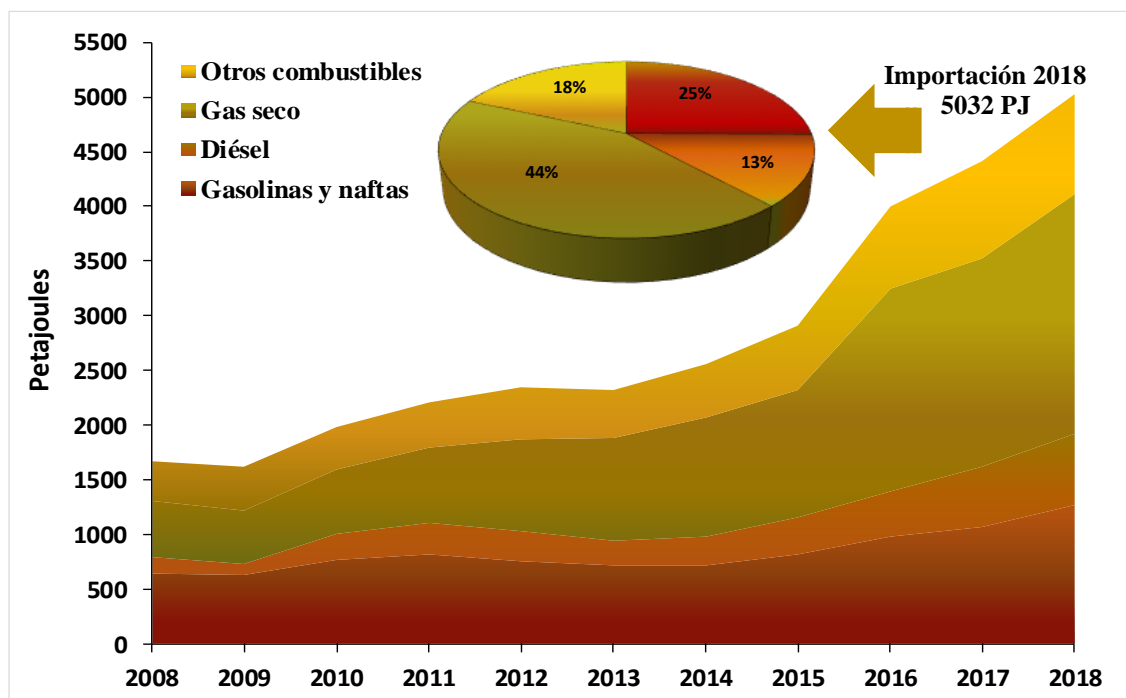
De la información reportada previamente, se elaboró la figura 1.2 para el caso exclusivo del uso de combustibles, referente al nivel de importación que son enviados principalmente de los centros de

² La independencia energética, es el índice utilizado a nivel internacional para medir, de forma general, el grado en que un país puede cubrir su consumo de energía derivado de su producción.

³ El PIB, conocido como Producto Interno Bruto, mide la riqueza de un país en términos de producción de bienes y servicios en un periodo determinado.

transformación procedentes de Estados Unidos. Lo anterior, ha generado la carencia en cuestiones de autosuficiencia energética (por un gran periodo de tiempo) para solventar los requerimientos de combustible en los sectores de mayor demanda correspondientes al sector transporte e industrial, reportándose un valor equivalente al 77% de importación del combustible⁴ utilizado en el país.

Figura 1.2. Importación de combustibles 2008-2018



Fuente: Elaboración propia con datos de Balance Nacional de Energía, SENER, 2019.

1.2 El rescate del sector energético como pilar elemental de la economía mexicana

La Reforma Energética aprobada en el año 2013, tuvo como finalidad dentro de sus premisas establecidas *modernizar y fortalecer el sector energético del país*, en lo que concierne a las dos empresas más importantes del sector público (PEMEX y CFE), queriendo impulsar el desarrollo del país, a través de la inversión de particulares y una mayor competencia derivado de un mejor aprovechamiento de los hidrocarburos extraídos del territorio nacional, reduciendo el precio de combustibles y tarifas eléctricas. Sin embargo, en lo que respecta en materia petrolera el Director de PEMEX Octavio Romero (2018) sostuvo que, la reforma aplicada demostró en sus años

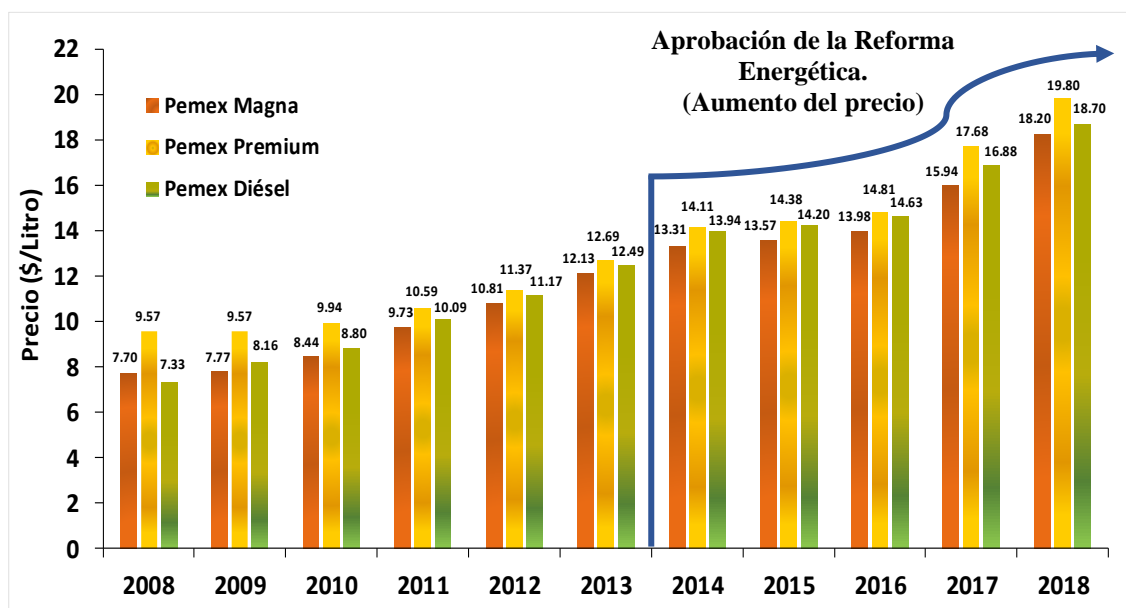
⁴ Reporte emitido el 8 de diciembre de 2018 por Rocío Nahle, Secretaria de Energía. Disponible en <https://dosbocas.energia.gob.mx/>.

precedentes a su aprobación una problemática de ineficiencia, reflejado en los siguientes aspectos⁵:

- Declinación en los niveles de producción de hidrocarburos debido a la baja inversión pública y privada. (Ver figura 1.5).
- Elevados y desproporcionados precios de los combustibles. (Ver figura 1.3).
- Altos impuestos a la empresa PEMEX, repercutiendo en una disminución de sus utilidades y un aumento de su deuda. (Romero, 2018).
- **Importación de petróleo crudo para procesar en el Sistema Nacional de Refinación (SNR), por primera vez en la historia de México para el año 2018.** (Ver tabla 1.1).

Todo este conjunto de factores fueron un acumulativo que perjudicó a la empresa y dañaron al bien nacional⁶.

Figura 1.3. Precio promedio anual de combustibles refinados al público 2008-2018



Fuente: Elaboración propia con datos de PEMEX Y CRE, 2019.

En consecuencia y derivado de lo anteriormente dicho, la falta de inversión y mantenimiento

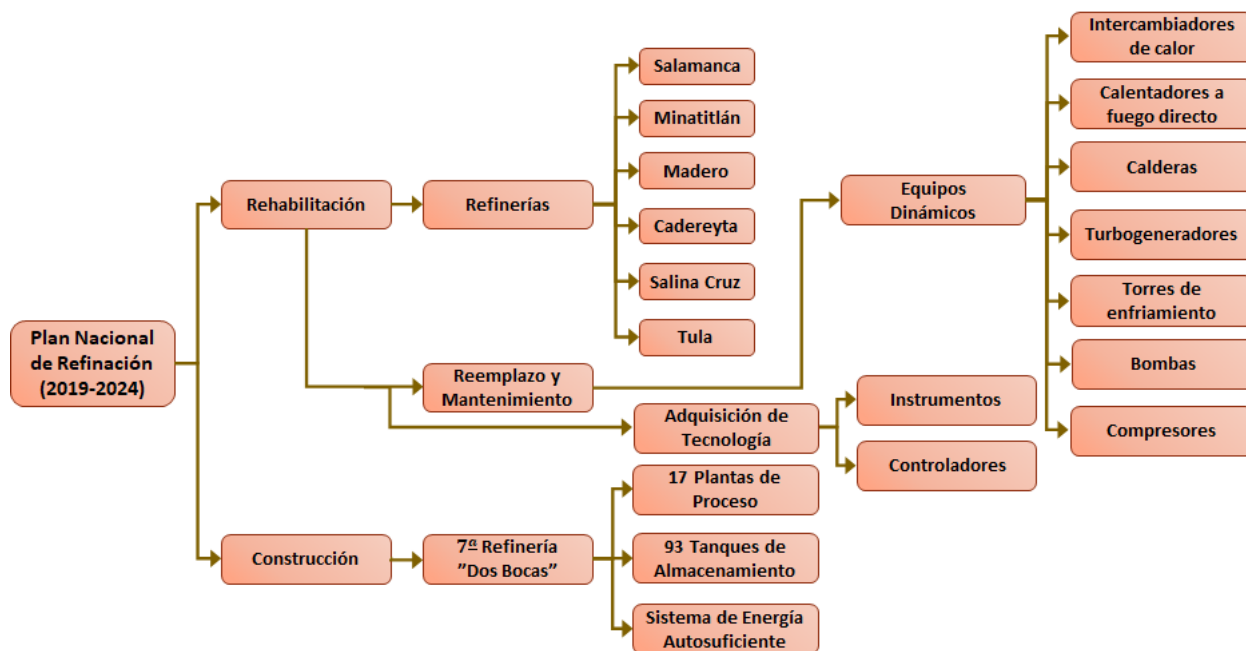
⁵ Carpeta informativa No. 99. Refinerías en México, propuestas del sexenio 2018-2024, CESOP. Disponible en <http://www5.diputados.gob.mx/index.php/camara/Centros-de-Estudio/CESOP/Estudios-e-Investigaciones/Carpetas-Informativas/Carpeta-%20informativa-No.-99.-Refinerias-en-Mexico.-Propuestas-para-el-sexenio-2018-2024>.

⁶ Palabras del Director general de PEMEX, Octavio Romero Oropeza, durante la presentación del Plan Nacional para la Producción de Hidrocarburos. Disponible en <https://www.pemex.com/saladeprensa/discursos/Paginas/2018-discurso-PlanHidrocarburos-.aspx>.

conllevó a un alto índice de paros y un bajo rendimiento en la producción de combustibles reflejado en altas tasas de importación, lo que ocasionó un decaimiento al 38% de la capacidad de producción en el SNR. En virtud de lo señalado, la capacidad de diseño instalada dentro de las seis refinerías nacionales que constituyen el SNR equivale a 1,540 Mbpd, con esta cantidad reportada, si éste operara de manera eficiente, podrían abatirse el 70% de los combustibles importados actualmente. (Nahle, 2018).

Dada la situación anterior, el Gobierno actual implementó el *Plan Nacional de Refinación*⁷ (PNR) que tiene comprendido desarrollarse durante 2019-2024. Este plan está constituido por dos proyectos de gran magnitud, los cuales corresponden a la *Rehabilitación de las seis refinerías del país* y la construcción de un séptimo complejo *La Refinería Dos Bocas, Tabasco*. El conjunto de actividades que se tienen planeadas a realizar se representan esquemáticamente en la figura 1.4.

Figura 1.4. Plan Nacional de Refinación 2019-2024



Fuente: Elaboración propia con datos de PEMEX y SENER, 2019.

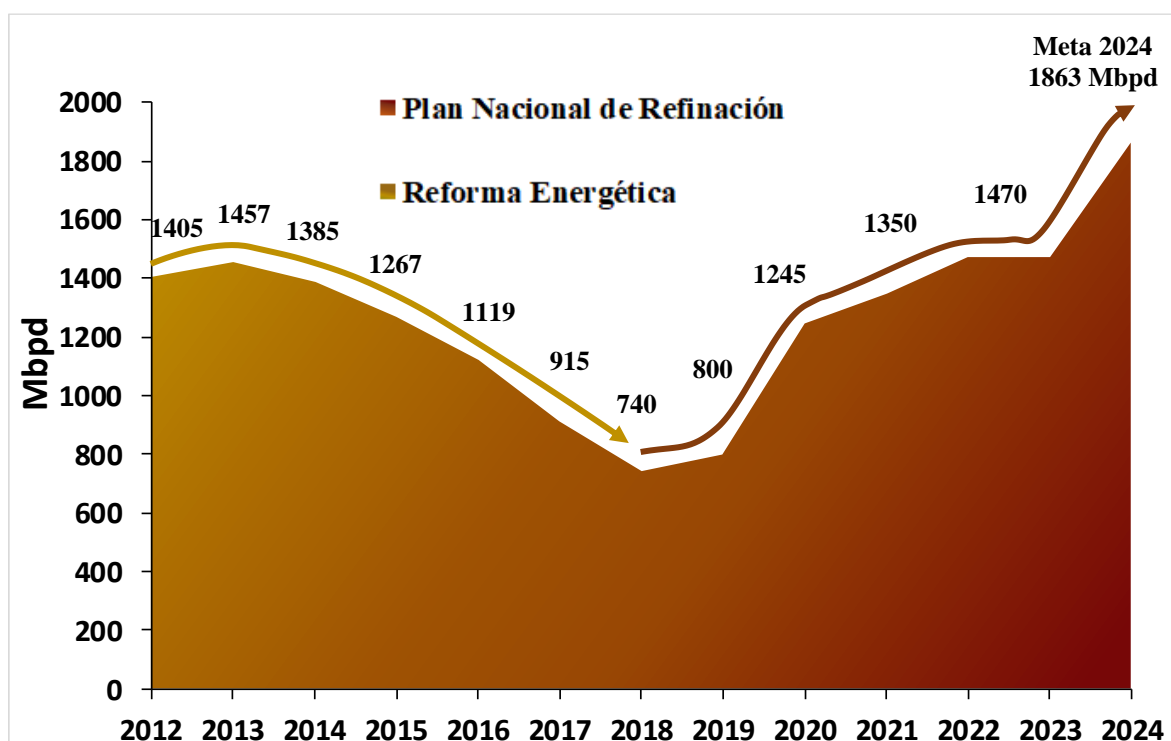
Con estos dos nuevos proyectos, se pretende elevar la capacidad de producción del SNR y rescatar el sector energético del país teniendo como objetivos en todo momento:

⁷ El Reporte del Plan Nacional de Refinación puede verse detalladamente en <https://www.gob.mx/rehabilitacionrefinerias>.

- Contribuir a la autosuficiencia energética.
- Abastecer la demanda nacional en el mercado con precios justos en los combustibles.
- Maximización del beneficio económico y social.
- Generación de un sistema de alta eficiencia energética.
- Creación de combustibles limpios, preservando el cuidado ambiental.

Con lo anteriormente mencionado, se pretende avanzar paulatinamente en el procesamiento de crudo, teniéndose como primera instancia la producción de 1,350 Mbpd al culminar el Programa de Rehabilitación en el año 2021, mientras que para finales del año 2022 e inicios del año 2023 se procurará obtener 1,470 Mbpd ya operando en conjunto las 7 refinerías que constituirán el SNR⁸, siendo un equivalente al 78% de su capacidad de diseño instalada (1,880 Mbpd) y alcanzándose como meta final tentativa al concluir el Plan Nacional de Refinación, una producción de 1,863 Mbpd para el año 2024, tal y como se muestra en la figura 1.5.

Figura 1.5. Prospectiva de producción del Plan Nacional de Refinación 2019-2024



Fuente: Elaboración propia con datos de PEMEX y SENER, 2019.

⁸ Dictamen emitido en el comunicado 93/2018 por Octavio Romero, Director general de PEMEX. Disponible en https://www.bmv.com.mx/docs-pub/eventore/eventore_881490_2.pdf.

Con base en lo precedente, se propone dar avance a la seguridad y soberanía nacional y energética, garantizando un aumento en la producción de combustibles de forma controlada pero acelerada, mediante la cual se pretende alcanzar la autosuficiencia en materia energética para algunos petrolíferos⁹ para el año 2024, como es posible observar en la tabla 1.2.

Tabla 1.2. Producción, importación y demanda de petrolíferos 2018-2024

		2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024
Producción								
	Gasolinas	207.11	203.52	29.79	600.00	720.00	720.00	781.00
	Diésel	116.81	130.28	15.18	440.00	560.00	560.00	560.00
	Otros Petrolíferos	416.69	466.20	1200.03	310.00	190.00	190.00	522.00
Total	Mbpd	740.61	800	1245	1350	1470	1470	1863
Importación								
	Gasolinas	621.08	607.46	91.20	220.00	111.00	121.00	71.00
	Diésel	296.24	261.65	37.41	-	-	-	-
	Otros Petrolíferos	269.35	306.69	50.12	-	12.00	8.00	-
Total	Mbpd	1186.7	1175.8	178.73	220	123	129	71
Demanda								
	Gasolinas	828.19	810.99	120.99	820.00	831.00	841.00	852.00
	Diésel	413.05	391.93	52.59	405.00	412.00	419.00	426.00
	Otros Petrolíferos	686.04	772.89	1250.15	208.00	202.00	198.00	195.00
Total	Mbpd	1927.3	1975.8	1423.7	1433	1445	1458	1473

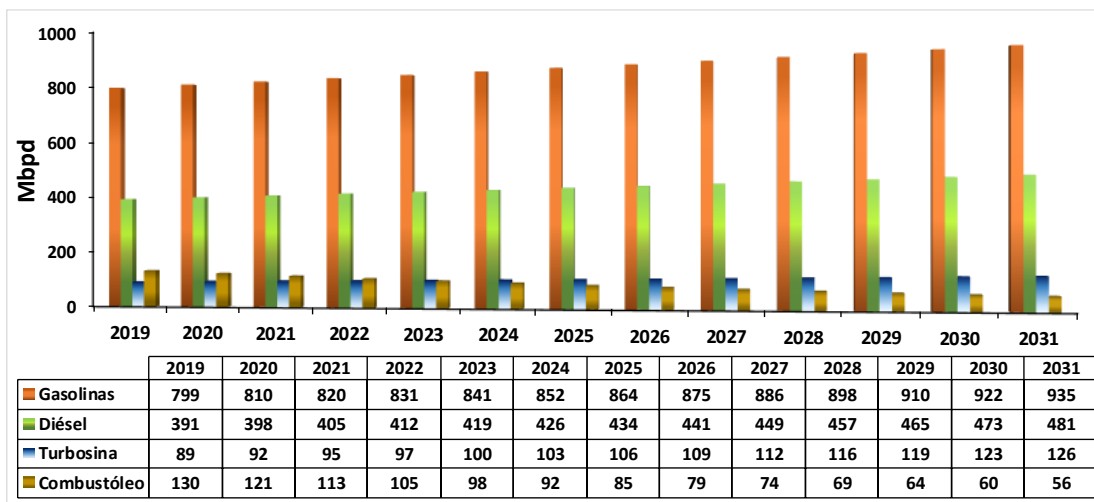
Fuente: Elaboración propia con datos de Sistema de Información Energética, SENER, 2019.

Lo anterior reportado y desde el punto de vista económico, significa un crecimiento para el país, no obstante, es evidente que el PNR durante su planeación, no consideró la prospectiva de demanda posterior al año 2024, donde se reportan consumos superiores a los 852 Mbpd de gasolina, de modo que no se podrá ni cubrir la demanda nacional, ya que con base en la tabla 1.2, la proyección para el 2024 reporta una producción de 781 Mbpd. Así también, a pesar de que el diésel pueda cubrir su demanda durante el desarrollo del PNR, cabe destacar que el consumo aumenta de manera considerable, lo que recurre a mayores cantidades de este recurso durante los años posteriores. Del mismo modo, para otros petrolíferos como la turbosina su crecimiento será mayor como respuesta al incremento del sector aéreo; en contraste con el combustóleo que proyecta una disminución en su consumo en años posteriores debido a su alto contenido de azufre y baja rentabilidad, ha repercutido en altos costos para PEMEX; mientras que para CFE en la generación de energía

⁹ Los petrolíferos son productos obtenidos de la refinación del petróleo y gas natural tales como gasolina, diésel, turbosina, combustóleo, etc., mismos que son utilizados como combustibles, por lo que estos dos conceptos se considerarán definiciones equivalentes.

eléctrica, se ha optado por el cambio en algunas plantas termoeléctricas, por el uso de gas natural como resultado de una mayor eficiencia y un menor costo¹⁰.

Tabla 1.3. Proyección de la demanda de petrolíferos 2019-2031



Fuente: Diagnóstico de la Industria de Petrolíferos en México, SENER, 2018.

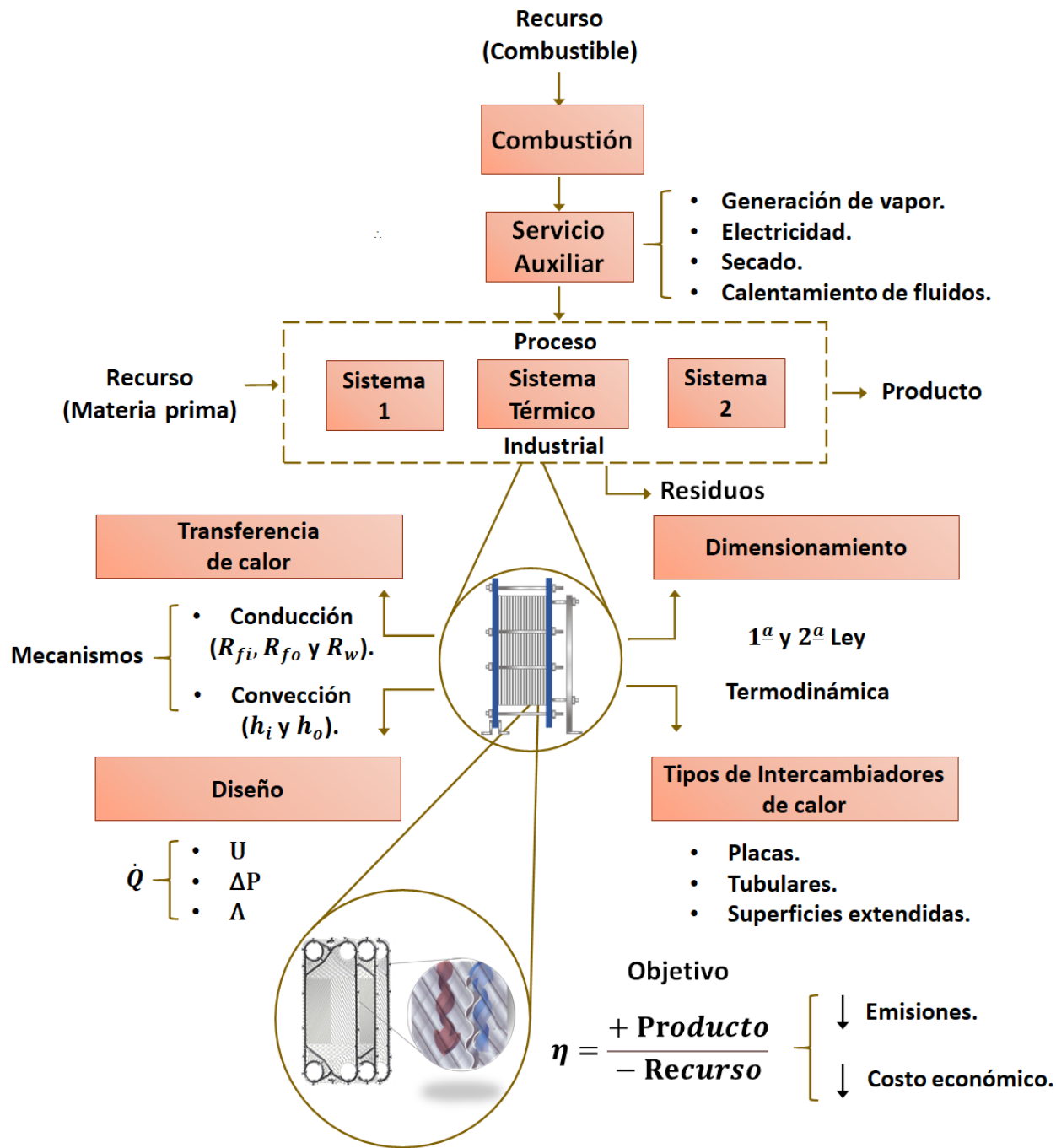
De la información reportada en la tabla 1.3, se destaca que la importación seguirá siendo fuente de suministro de combustibles para los años próximos. Sin embargo, el presente trabajo no tiene como finalidad conocer si el PNR contribuirá a resolver la presente problemática de independencia energética; sino brindar un contexto que, en la cadena de valor, la energía fósil seguirá utilizándose a mediano y largo plazo. Por ello, en la siguiente subsección y con el objetivo de establecer las bases que serán de fundamento para el desarrollo del presente trabajo, se introducen las bases de la teoría de la Transferencia de calor aplicado a un sistema térmico (intercambiador de calor de placas) en una cadena productiva de un proceso industrial, siendo punto de partida la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica, para el diseño y dimensionamiento del equipo. (Ver figura 1.6).

1.3 Cadena productiva de un proceso industrial

La energía es el insumo principal en todos los sectores industriales, es la capacidad de generar cambios gracias a una interacción entre cuerpos o sistemas sobre los alrededores. En este contexto la energía se puede presentar de diferentes maneras como puede ser, cinética, potencial, mecánica, química, eléctrica, nuclear y térmica, la cual tiene como propósito abordarse en el presente trabajo.

¹⁰ Crítica de Édgar Sígler sobre la caída en la refinación de combustóleo por PEMEX. Disponible en <https://expansion.mx/empresas/2019/02/06/pemex-refina-combustoleo-producto-contaminante-nadie-quiere>.

Figura 1.6. Esquema de estructura productiva



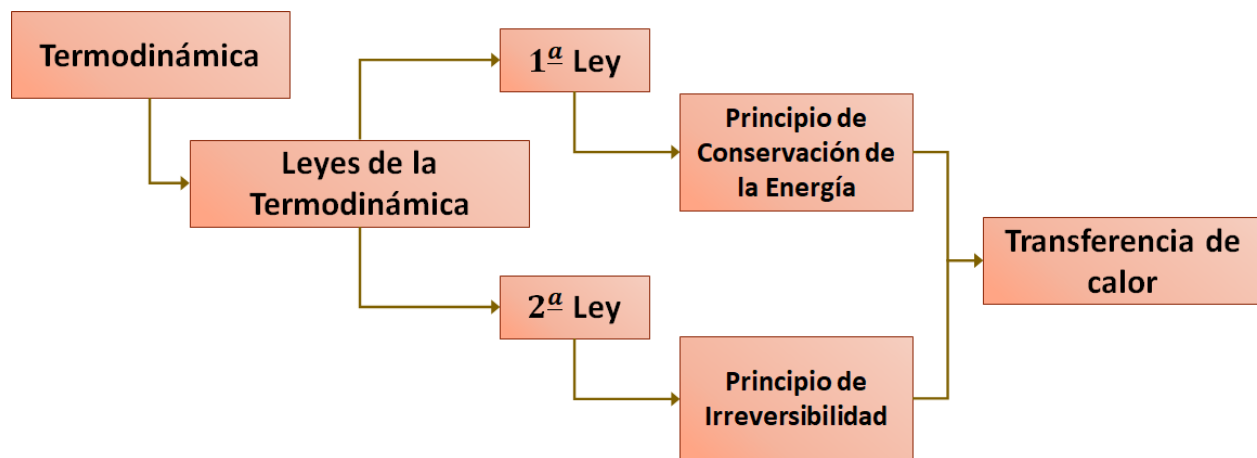
Fuente: Curso de Eficiencia Energética, Herrera, 2019.

1.3.1 Termodinámica y flujo térmico

La energía térmica específicamente, puede manifestarse en forma de calor si la fuerza impulsora es la temperatura o trabajo si su ímpetu es un diferencial de desplazamiento. En este sentido, hablar de calor y temperatura son temas que indudablemente, aborda con profundidad y detenimiento la *Termodinámica*, ya que su principal estudio se centra en cuantificar la cantidad de calor intercambiado a medida que un cuerpo trasciende por un proceso de estado de equilibrio a otro. Durante este acontecimiento es posible afirmar que el calor es una forma de energía en tránsito que se trasfiere de un sistema a otro debido a un gradiente de temperatura. Abordando esta temática, el centro de estudio de la presente investigación, es saber la velocidad con la que una determinada cantidad de flujo térmico¹¹ se transfiere durante un proceso de calentamiento y enfriamiento debido a la variación de temperatura (estado de no equilibrio), cuyos aspectos son abordados por una ciencia que deriva de la Termodinámica denominada *Transferencia de calor*.

El estudio de la Transferencia de calor es inherente a la Termodinámica, ya que está última ciencia establece los fundamentos fisicoquímicos sobre los cuales se sientan las bases de la Transferencia de calor, por medio de las *Leyes de la Termodinámica*. (Cengel, 2015).

Figura 1.7. Leyes de la Termodinámica



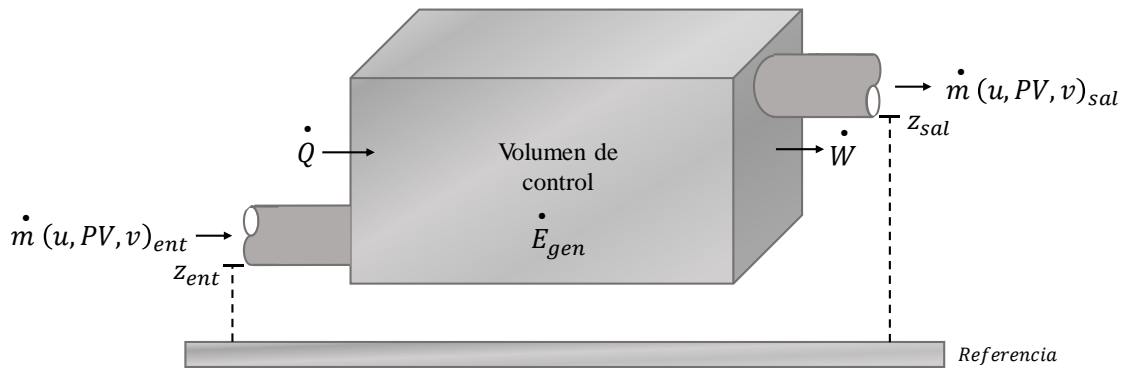
Fuente: Elaboración propia con información de Termodinámica, Cengel, 2015.

De lo anterior se deduce que para que se dé lugar a un proceso térmico, deben satisfacerse los requerimientos presentados en la figura 1.7, de tal forma que estas dos grandes ciencias son afines

¹¹ Flujo térmico es equivalente a flujo de calor.

y se complementan, en el modo que la Termodinámica pone de manifiesto la estructura básica y elemental sobre la que Transferencia de calor se desarrolla. En esta dirección, al aplicar el principio de conservación de la energía o *Primera Ley* en el desarrollo de este estudio, se establece que para un volumen de control en un sistema abierto; *la velocidad a la que la energía ingresa más la velocidad de generación de energía, menos la velocidad con la que sale la energía en ese volumen de control debe ser igual a la razón de incremento de energía en ese sistema.* (Incropera, 2011).

Figura 1.8. Balance de energía en un volumen de control



Fuente: Elaboración propia¹².

En ese sentido, la energía se puede transferir a partir de calor, trabajo y flujo másico, como se muestra en la figura 1.8, del cual es posible establecer el siguiente balance de energía:

$$\frac{dE_{sistema}}{dt} = \dot{m} \left(u + PV + \frac{1}{2}v^2 + z \right)_{ent} - \dot{m} \left(u + PV + \frac{1}{2}v^2 + z \right)_{sal} + \dot{E}_{gen} + \dot{Q} - \dot{W} \quad (1.1)$$

Donde $dE_{sistema}/dt$, representa la razón de incremento de energía en el sistema, el flujo de calor se denota como \dot{Q} y \dot{W} corresponde al flujo trabajo mecánico o eléctrico del sistema, mientras \dot{m} es el flujo másico que atraviesa la frontera y u es la energía interna del sistema. Asimismo, existe energía asociada al desplazamiento del fluido, como lo es el trabajo de flujo PV , la velocidad v que tiene que ver con los efectos cinéticos y la altura z con los potenciales a la entrada y salida del sistema, así como flujo de energía generada \dot{E}_{gen} , que puede ser transformada a térmica por efectos químicos o nucleares existentes en la materia.

De lo anteriormente establecido, el presente trabajo abordará un proceso en estado estacionario, de tal manera que la transferencia de energía se manifiesta únicamente como calor, dado que no hay

¹² Figura y planteamiento de la ecuación 1.1 de Primera Ley para un volumen de control, se realizaron con fundamento en Incropera [19] y Cengel [4].

interacción por trabajo y el contenido energético en un volumen de control en las presentes condiciones analizadas los efectos de energía interna permanecen prácticamente constantes, permite establecer que la energía cinética y potencial no tengan efectos significativos ni exista calor generado, haciendo posible considerar todos estos aspectos como despreciables, expresándose la siguiente forma:

$$\dot{Q} = \dot{m}(u + PV)_{sal} - \dot{m}(u + PV)_{ent} \quad (1.2)$$

De la ecuación 1.2 se sabe que la entalpía es energía en flujo, que está asociada a la suma de la energía interna y el trabajo de flujo ($h = u + PV$) y que el flujo másico a la entrada y la salida se conserva, quedando la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = \dot{m}\Delta h \quad (1.3)$$

De la expresión anterior, la entalpía h permite calcular la Transferencia de calor de un flujo térmico si el proceso es llevado a presión constante a través del calor específico C_p , de este modo cuando no existe un cambio de fase en el fluido de control, esta propiedad se considera constante por lo que la transferencia de energía está determinada directamente por la diferencia de temperatura de la entrada y salida del sistema, como se establece a continuación:

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_{sal} - T_{ent}) \quad (1.4)$$

La ecuación anterior, es la expresión que permite calcular la Transferencia de calor en un proceso estacionario, en vista de que, no existe acumulación de masa ni energía en el sistema, por lo que el flujo térmico se mantiene constante. El presente trabajo pretende abordar la Transferencia de calor en superficies a través de los mecanismos de transferencia existentes, por lo que, al preservarse la energía, la expresión final resultante es:

$$\dot{Q}_{ent} = \dot{Q}_{sal} \quad (1.5)$$

La expresión 1.5, es la ecuación fundamental que rige y será el sustento para el desarrollo del trabajo que se abordará, la cual se retomará en las secciones posteriores, ya que establece el balance energía para un sistema en condiciones estacionarias y adiabáticas. (Cengel, 2011).

1.3.2 Mecanismos de Transferencia de calor

El proceso de transferencia de energía en forma de calor siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja, mismo fundamento que puede sustentarse a través del principio de irreversibilidad o *Segunda Ley*, la cual expresa que *la tasa de calor siempre será transferida de un sistema de mayor a menor temperatura, siempre en la dirección en que la temperatura es decreciente y no viceversa*; esto implica que el flujo de calor tiene un sola dirección y sentido. (Cengel, 2011).

Dado lo anterior esta tasa de calor puede transferirse por tres mecanismos físicos distintos, los cuales son mencionados a través la tabla 1.4.

Tabla 1.4. Mecanismos de Transferencia de calor

Mecanismo	Principio	Ley / Teoría	Ecuación
Conducción	Propagación de energía a través de la interacción de las partículas más energéticas hacia las de menor energía de una sustancia, como resultado de la colisión y difusión molecular durante el movimiento aleatorio de un fluido o debido a la actividad atómica en un sólido en forma de vibraciones reticulares.	Ley de conducción de calor de Fourier. Teoría de Bandas.	$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{(T_2 - T_1)}{L}$
Convección	Transferencia de energía mediante la interacción entre una superficie sólida y un fluido adyacente de determinado volumen que se encuentra en movimiento. Comprende los efectos de conducción y difusión molecular a cierta velocidad.	Ley del enfriamiento de Newton. Teoría de la Capa Límite.	$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_{\infty})$
Radiación	Transporte de energía por medio de diversas longitudes de ondas electromagnéticas que la materia emite a causa de la radiación térmica generada, atribuida a las distintas configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas que la conforman.	Ley de radiación térmica de Stefan-Boltzmann. Teoría de la radiación del cuerpo negro.	$\dot{Q}_{rad} = \epsilon\sigma A(T_s^4 - T_{sur}^4)$

Fuente: Elaboración propia¹³.

1.3.3 Ecuación general de diseño

La aplicación de los principios de la Transferencia de calor, a través de los distintos mecanismos en los procesos industriales es amplia, pues tanto en sistemas mecánicos como químicos, ocurre que el calor debe ser transferido de un fluido a otro. En este sentido, las operaciones unitarias llevadas a cabo, tienen como función principal generar un calentamiento o enfriamiento de la corriente de proceso o bien modificar el estado físico de la materia a través de la evaporación o

¹³ Elaboración con fundamento en Cengel [5], Incropera [19], Holman [16] y Zemansky [37].

condensación. (Cao, 1983). De lo anteriormente descrito, los intercambiadores de calor son equipos que permiten realizar dicha tarea y su uso se fundamenta en la transferencia simultánea de calor a través de un mecanismo combinado de conducción-convección llevado a cabo en una superficie, mediante dos corrientes de proceso que, debido a su diseño constituido por tubos o placas, evita que los fluidos se mezclen entre sí permitiendo que el calor se transfiera como consecuencia de un diferencial de temperaturas. (Manrique, 2002). Sin embargo, para el análisis térmico que se llevará a cabo en el presente trabajo, cuyo objetivo tiene el diseño termohidráulico de un equipo análogo, que sirva de sustento como propuesta para una futura instalación y operación de cual se hablará más adelante en el capítulo 3, resulta más adecuado trabajar con variables que toman en cuenta la contribución general de todos los efectos sobre la transferencia, así como aquellos factores de obstrucción en las paredes de los materiales. De esta manera, el flujo de calor transferido entre los fluidos caliente y frío al pasar a través de un intercambiador puede expresarse bajo una ecuación de diseño análoga a la Ley del enfriamiento de Newton como se muestra a continuación:

$$\dot{Q} = U^D A_T \Delta T_{ml} \quad (1.6)$$

Donde U^D representa el coeficiente global de transferencia de calor, el cual se considera constante a lo largo del intercambiador de calor y toma en cuenta la contribución de los efectos anteriormente mencionados, por lo cual puede obtenerse a partir de la siguiente expresión:

$$\frac{1}{U^D} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + R_{f,h} + R_{f,c} + \frac{t}{k} \quad (1.7)$$

Donde h_h y h_c son los coeficientes de convección del fluido caliente y frío respectivamente, mientras que t corresponde al espesor de la tubería o placa de cierta conductividad térmica k según el material, $R_{f,h}$ y $R_{f,c}$ corresponden al factor de incrustación de cada fluido, los cuales actúan como una resistencia térmica durante su transporte, este elemento depende principalmente de la temperatura de operación, la velocidad del fluido y prácticamente de la duración del servicio¹⁴.

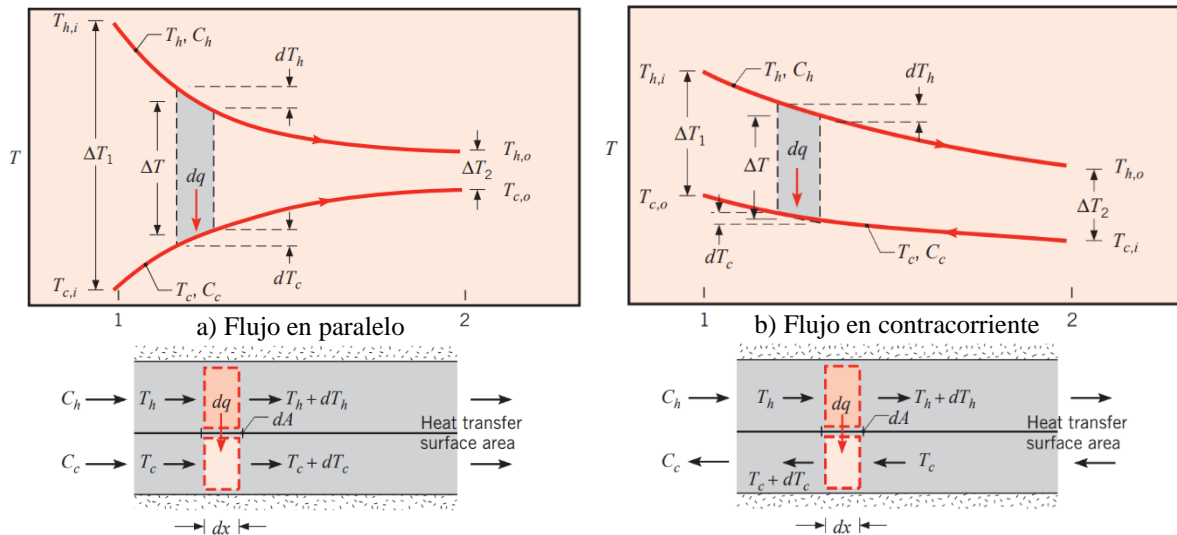
Para el caso de A_T indica el área total del equipo con base a las dimensiones del mismo, mientras que ΔT_{ml} se relaciona con una diferencia de la temperatura media logarítmica entre los fluidos dentro del intercambiador, como motivo de su variación real en virtud de su posición a lo largo del equipo, expresada de la siguiente manera:

¹⁴ El factor de incrustación incrementa al aumentar la temperatura de operación y disminuir la velocidad del fluido. Debido a que esta variable es fundamental para el diseño y selección de intercambiadores de calor, existen tablas especiales que sirven de guía para la selección y evaluación en los equipos, mismas que pueden consultarse en Apéndice 22 de Cao [3].

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (1.8)$$

Donde ΔT_1 y ΔT_2 representa la diferencia de temperaturas entre los extremos del equipo con base en el arreglo utilizado y perfil de temperatura como se muestra en la figura 1.9.

Figura 1.9. Arreglo de flujo en paralelo y contracorriente



Fuente: Fundamentals of heat and mass transfers, Incropera, 2011.

Como se observó anteriormente, los fluidos pueden entrar en la misma dirección o por sentidos opuestos, todo depende del objetivo buscado; para el caso en paralelo (a), es evidente observar que al inicio la diferencia de temperatura es grande, por lo cual la temperatura del fluido caliente disminuye y la del frío aumenta de manera exponencial durante el intercambio de calor; no obstante, el fluido frío nunca podrá sobrepasar la temperatura del fluido caliente no importando que tan largo sea el equipo. Para el caso del arreglo en contracorriente (b), sucede lo contrario, al existir un flujo en sentidos opuestos la Transferencia de calor se lleva de mejor manera, y puede darse la posibilidad de que el fluido frío supere la temperatura del fluido caliente a la salida, generando que la ΔT_{ml} sea mayor, implicando una menor área y lográndose con esto un equipo de menor tamaño, por consiguiente, esta es la razón esencial de usar una configuración a contracorriente.

1.3.4 Clasificación de intercambiadores de calor

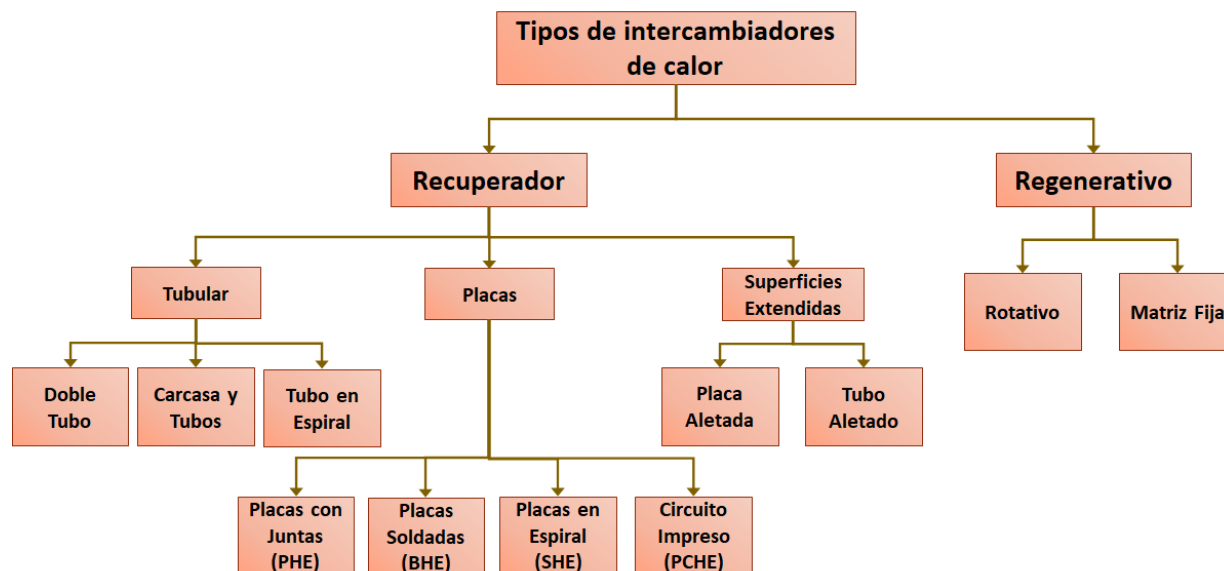
Si bien es cierto de lo mencionado precedentemente, los intercambiadores de calor tienen un arreglo de flujo según las condiciones requeridas del proceso; sin embargo, este aspecto no es el factor único y determinante a considerar, ya que, además de obtener la mayor Transferencia de calor, la elección está íntimamente ligada a aspectos como tipo de fluido a manejar, material y más aún importante el costo, espacio y presupuesto disponible para la selección de un determinado intercambiador de calor.

Debido a lo anterior, la clasificación de intercambiadores de calor a manera general se concentra en los siguientes aspectos:

- Sistema acoplado: Recuperador o regenerativo.
- Proceso de transferencia: Contacto directo o indirecto.
- Geometría de construcción: Tubular, placas o superficies extendidas.
- Arreglo de flujo: Paralelo, contracorriente o cruzado.
- Número de pasos: Uno o múltiples pasos.

Pese a ello, en la figura 1.10 se detalla la clasificación en función de la geometría de construcción, ya que es la más conveniente a exponer para efectos del presente escrito.

Figura 1.10. Clasificación de intercambiadores de calor



Fuente: Elaboración propia con información de Compact Heat Exchanger, Zohuri, 2017.

Para finalizar el capítulo se aborda un análisis comparativo entre los tres tipos de intercambiadores más utilizados en la industria, la cual corresponde a Doble Tubo, Carcasa y Tubos y Placas. Es cierto que, cada intercambiador presenta ventajas y desventajas en su aplicación; debido a esto, la mejor guía para la selección del tipo de intercambiador es la operación a condiciones semejantes y aspectos como los que se muestran en la tabla 1.5.

Tabla 1.5. Comparación entre intercambiadores de calor

Criterios de selección	Doble Tubo	Carcasa y Tubos	Placas
Arreglo del fluido	Paralelo o Contracorriente.	Paralelo o Contracorriente.	Paralelo o Contracorriente.
Proceso	Calentamiento-Enfriamiento y Condensación.	Calentamiento-Enfriamiento, Condensación y Evaporación.	Calentamiento-Enfriamiento, Condensación y Evaporación.
Fases del fluido	Líquido-Líquido y Gas-Líquido.	Líquido-Líquido, Gas-Líquido y Gas-Gas.	Líquido-Líquido, Gas-Líquido y Gas-Gas.
Área de transferencia	Reducida, requiere gran número de horquillas.	Mayor a la de Doble Tubo, por la gran cantidad de tubos.	Muy alta, debido a su compactibilidad. Si es de juntas, puede aumentarse el número de placas.
Caudales a operar	Caudales altos a velocidades bajas.	Caudales altos a velocidades altas.	Caudales bajos a velocidades altas.
Mantenimiento	Desarme complicado y laborioso a mayor longitud en los tubos del equipo.	Mayor facilidad en cabezal flotante que en el fijo, facilitando la limpieza interna en tubos y carcasa por métodos mecánicos y químicos.	Facilidad en desmontaje y reemplazo de placas. Su limpieza común es mecánica, aunque también puede ser química.
Rangos de operación	Admite manejo de Presiones y Temperaturas moderadas. $P < 15 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ y $T < 200^\circ\text{C}$.	Admite manejo de Presiones y Temperaturas altas. $P > 30 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ y $T > 200^\circ\text{C}$.	Admite manejo de Presiones y Temperaturas muy altas. $P < 1000 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ y $T < 800^\circ\text{C}$.
Caída de presión	$0.7 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$.	$0.7 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$.	$1 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$.
Espacio de instalación	Normalmente se requiere gran espacio para su instalación, debido a la longitud de los tubos y el número de horquillas.	Requiere gran espacio de instalación, debido a ser equipos multitubulares pesados y de gran tamaño.	Es un equipo compacto, por lo que requiere de poco espacio para su instalación.
Transferencia de calor	Es un equipo que presenta fugas, por lo que presenta baja Transferencia de calor.	Equipo que, debido a presentar altos factores de incrustación y fugas, presenta baja Transferencia de calor.	Equipo que, al poseer gran área de transferencia, alto coeficiente global de transferencia de calor y bajo factor de incrustación, su Transferencia de calor es alta.

Fuente: Elaboración propia¹⁵.

¹⁵ Elaboración con fundamento en Cao [3], Geankoplis [9], Holman [16], Durango [6] y Alfa Laval [51].



Como puede observarse de la información anterior, el intercambiador de placas tiene una gran diversidad de beneficios que lo hacen único y ampliamente utilizado en la industria. En el próximo capítulo, se abordará un estudio más detallado de este tipo de intercambiador, así como los campos de aplicación que comúnmente involucran su uso dentro de una cadena productiva; estableciendo además, los fundamentos y criterios generales para su diseño en las próximas secciones.

CAPÍTULO 2 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS

2.1 Condiciones de operación del intercambiador de calor de placas

Como se mencionó en las subsecciones del capítulo anterior, el uso de los intercambiadores de calor dentro de las operaciones unitarias es sumamente extenso, lo que permite indicar que son equipos que forman una parte integrante y fundamental de los procesos industriales. Aunado a lo anterior y debido a su amplia variedad de usos, se han diseñado diversos tipos de sistemas que se adecuen con base en los requerimientos especiales de cada tipo de proceso. Si bien es cierto que, hace un par de décadas la mayoría de los intercambiadores de calor ofertados en el mercado eran de tipo tubular, hasta hace pocos años debido a la demanda en versatilidad y adaptabilidad en los espacios físicos, flexibilidad operativa, mantenimiento y alto rendimiento térmico ligado aspectos de carácter económico y energético; el diseño y construcción en los intercambiadores compactos de tipo placas cobraron un mayor valor sustancial en el mercado, debido a sus sofisticados diseños y resistencia de materiales, que se adaptan prácticamente a cualquier especificación técnica del proceso, convirtiéndolo actualmente en una amplia gama de uso en los distintos sectores industriales que conforman una cadena productiva. En este sentido, al referirse a intercambiadores de calor de placas en general, son equipos constituidos por una sucesión de placas delgadas de manera rectangular (PHE, BHE y PCHE) u onduladas en espiral (SHE) conformadas por una soldadura o empaque, entre las cuales se forman un conjunto de canales por los que circula el fluido caliente y frío respectivamente como se muestra a través de la figura 2.1.

Figura 2.1. Tipos de intercambiadores de calor de placas



Fuente: Elaboración propia con información de Alfa Laval, 2015.

Como es posible observar de la figura anterior, los intercambiadores de calor de placas presentados han tenido como bien se mencionó, innovaciones continuas. Sin embargo, de manera individual cada equipo presenta características muy especiales tanto en su diseño como en su operación, causa fundamental que hace un estudio particular y profundo para cada uno ellos.

Tabla 2.1. Rangos de operación y campo aplicación de los intercambiadores de calor de placas

Equipo	Presión de diseño (kg/cm ²)	Temperatura de diseño (°C)	Campo de aplicación
BHE	32	-160 a 550	Calefacción y climatización de interiores. Generación de agua caliente. Refrigeración industrial y de aceite en sistemas hidráulicos.
PHE	25	-20 a 550	Calefacción y climatización de interiores. Calentamiento y enfriamiento en la industria alimenticia e industrial que maneja fluidos corrosivos. Generación de agua caliente y producción de vapor. Refrigeración en circuitos cerrados.
SHE	11	-100 a 400	Condensación a vacío. Calentamiento y enfriamiento en tratamiento de lodos industriales, aguas residuales y fluidos con sólidos muy viscosos.
PCHE	1000	-196 a 800	Evaporación y precalentamiento a alta de presión de gas combustible, en sector marino, petrolero y de centrales eléctricas.

Fuente: Elaboración propia con información de Alfa Laval, 2015.

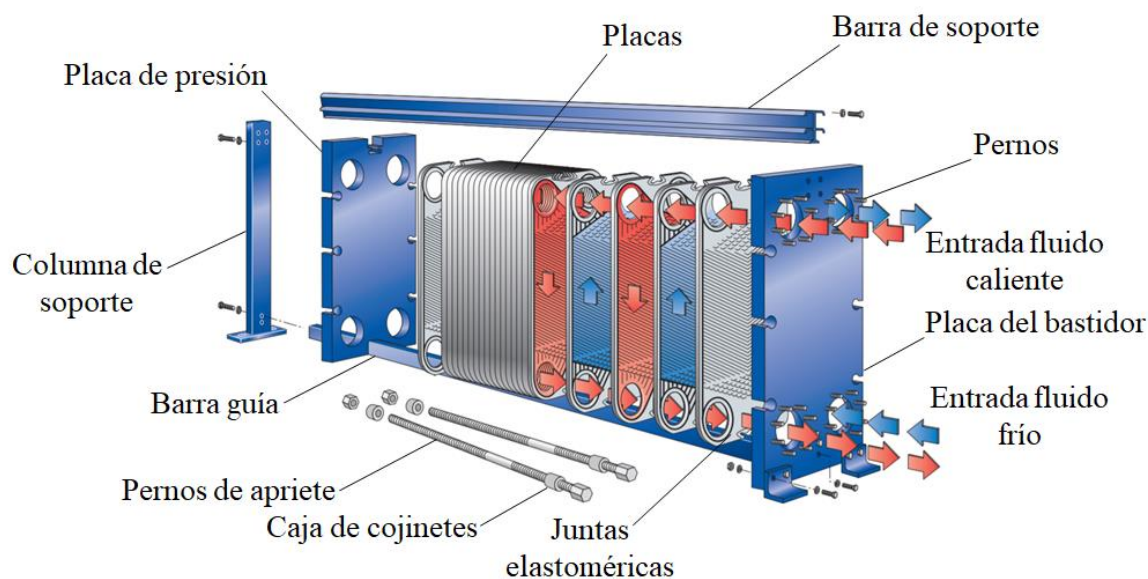
2.2 Intercambiador de placas con juntas (PHE)

2.2.1 Principio de operación

De la información reportada en la tabla 2.1, se muestra que el intercambiador de calor de placas con juntas conocido como *PHE* por sus siglas en inglés *Plate Heat Exchanger*, tiene una amplia variedad de usos que van desde su aplicación dentro de procesos de la industria alimenticia y química para el calentamiento o enfriamiento de fluidos o bien para la producción de algún servicio como refrigeración, producción de vapor y agua caliente. En este sentido, un equipo de estas características está constituido por una sucesión de placas con cierta geometría de corrugación, las cuales se comprimen a través de dos placas externas conocidas como bastidor y de presión. Asimismo, para dar soporte y alineación correcta a las mismas, éstas se suspenden sobre una barra guía superior y una inferior, reposando a su vez mediante una columna adicional de soporte, donde

se asegura el apriete a través de la utilización de pernos que garantizan la resistencia a la presión interior a la que se someta el equipo así como el sellado y hermeticidad idónea, mediante el uso de juntas elastoméricas alrededor de la placa que permite junto con las corrugaciones de la misma, la formación de canales sobre los que circula el fluido caliente y frío alternadamente, evitando que se fuguen o se mezclen entre sí; tal y como se presenta en la figura 2.2. (Alfa Laval, 2015).

Figura 2.2. Componentes principales del intercambiador de calor de placas PHE



Fuente: Intercambiadores de calor de placas, Alfa Laval, 2015.

Por consiguiente, los PHE proveen una efectividad térmica alta debido a que son equipos, como ya se ha comentado antes, de características compactas y fácil mantenimiento, lo que permite una buena Transferencia calor debido a dos principales razones: Los bajos factores de incrustación y el acoplamiento o desmantelamiento de placas con base en los requerimientos energéticos que demande el proceso.

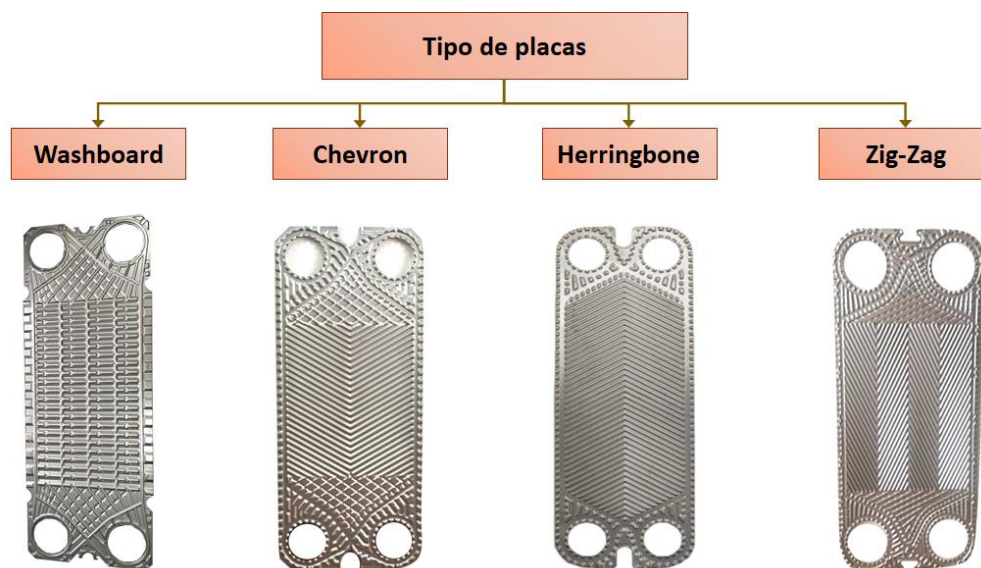
2.2.2 Diseño de placas

Con fundamento en la teoría de la Transferencia de calor, las placas son el principal componente en el intercambiador, ya que son el elemento donde se lleva a cabo el fenómeno de intercambio térmico entre los fluidos por medio de un contacto indirecto. La superficie de las placas como bien se ha mencionado, tienen una corrugación específica, la cual es característica para cada modelo de placa, siendo un factor ampliamente estudiado y elaborado con sumo cuidado por cada fabricante,

ya que provee los canales sobre los que circula el fluido produciendo una mayor de área de transmisión de calor al tiempo de incrementar considerablemente la turbulencia¹⁶ del fluido circundante, lo que contribuye a tener altos coeficientes de transferencia de calor, mejorando así la eficiencia del intercambio térmico al tiempo de brindar mayor resistencia estructural a las placas como resultado de la presión generada internamente, evitando una deformación perjudicial. (Cao, 1983).

Existen diferentes tipos de geometrías de corrugación de placas, el diseño varía de un fabricante a otro y por ende el rendimiento termohidráulico. De este modo, los diseños más comunes que son utilizados en la construcción de placas para este tipo de intercambiadores de calor son presentados la figura 2.3.

Figura 2.3. Geometrías de corrugación de placas



Fuente: Elaboración propia¹⁷.

De la información anteriormente expuesta, se destaca que el tipo, diseño y selección de la placa depende específicamente de la patente que posea cada fabricante, así como también de las distintas aplicaciones según los requerimientos en términos de coeficientes de transferencia de calor, las

¹⁶ La corrugación de las placas provoca que la turbulencia alcanzada en los intercambiadores de calor de placas, alcance valores de Reynolds de 10 a 500 en flujo laminar lo cual no es posible en otros equipos de intercambio de calor, de acuerdo con lo reportado por Ibarz [18].

¹⁷ Elaboración con fundamento en WTSML Heat Transfer Technology [70].

caídas de presión permisibles en el sistema y por consiguiente, de las propiedades y caudales de los fluidos a emplear en el equipo (Kakaç, 2002). Por tanto, a partir de estas condiciones planteadas, se realiza la selección adecuándose a una geometría específica y tipo de material, para lo cual es posible encontrar en el mercado distintas placas construidas a partir de un material específico.

Los materiales con las que son construidas las placas, son preferentemente aquellos que resisten la corrosión y que posibilitan el estampado de la geometría de la placa a través de un trabajo en frío al tiempo de poseer buena conductividad térmica. (Thulukkanam, 2013). Bajo esta premisa, los materiales mayormente utilizados en la fabricación de las placas se presentan en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. *Propiedades y aplicaciones de los materiales utilizados en la construcción de placas*

Material	Presión máxima de diseño (kg/cm ²)	Temperatura mín/máx de diseño (°C)	Aplicación
AISI 304 y 316	25	-200 a 300	Fluidos poco corrosivos como agua, con una concentración máxima de 250 ppm de iones cloruros. Aceites minerales y refrigerantes.
Titanio	25	-200 a 400	Fluidos con alta concentración de iones cloruros como agua de mar y salmueras, cuyos valores se encuentran en el orden de 18,000 a 220,000 ppm.
SMO 254	25	-50 a 250	Procesamiento de petróleo (endulzamiento de gas y refinación). Fluidos que contienen alta concentración de iones haluro. Manejo de ácidos a temperaturas moderadas.
Hastelloy C-276 y C-2000	25	-200 a 400	Procesamiento de pulpa para producción de papel. Recuperación de calor de gases de combustión con alto contenido de humedad. Ácidos altamente corrosivos como fluorhídrico, sulfúrico, clorhídrico y fosfórico de concentración inferior al 50%.
Niquel 200 y 201	25	-200 a 600	Fluidos corrosivos por la presencia de soluciones alcalinas como hidróxido de sodio o potasio de concentración inferior al 70%.
Grafito	10	-196 a 200	Fluidos altamente corrosivos como fluorhídrico, sulfúrico, clorhídrico, fosfórico con una concentración superior al 60%. Electrolitos utilizados en la industria minera.

Fuente: Elaboración propia¹⁸.

¹⁸ Elaboración con fundamento en la información reportada en fichas técnicas de los materiales que emiten las empresas fabricantes Alloy Wire International [53] y Chilexpo [54].

2.2.3 Juntas elastoméricas

Para garantizar hermeticidad y un procesamiento idóneo dentro del PHE, es necesario la correcta selección del empaque a instalar, dado que este componente dictamina la temperatura máxima a la que opera el equipo garantizando su seguridad.

Del modo en que existen diversos materiales de fabricación para las placas, es posible hallar en el mercado gran variedad de materiales para la construcción de juntas, que se caracterizan por ser necesariamente elásticos, tolerantes a la composición química de los fluidos y a la temperatura de trabajo. (Thulukkanam, 2013). Las juntas de mayor presencia en el mercado se citan la tabla 2.3.

Tabla 2.3. Propiedades y aplicaciones de los materiales utilizados en la construcción de juntas

Material	Temperatura mín/máx de diseño (°C)	Aplicación	Consideraciones
NBR (Nitrilo)	-20 a 100	Fluidos como agua, aire y productos de grado alimenticio (aceites, lácteos y licores). Procesamiento de los compuestos derivados del petróleo tanto alifáticos como aromáticos.	Tolera temperaturas moderadas. Buena resistencia a aceites, grasas e hidrocarburos alifáticos. No recomendado su uso en ácidos.
EPDM (Etileno propileno dieno)	-40 a 180	Producción de vapor a baja presión. Acepta soluciones con baja concentración de ácido o base y solventes orgánicos polares como alcoholes y cetonas.	Tolera temperaturas más altas a las del NBR, razón que lo hace el sustituto principal. No apropiado en el manejo de compuestos derivados del petróleo.
CR (Neopreno)	-40 a 125	Procesos de refrigeración y climatización de interiores a través del R-134a y R-450a.	Tolera temperaturas moderadas. Soporta cambios climáticos.
SBR (Estireno butadieno)	-40 a 100	Procesamiento de agua y fluidos con baja concentración de bases y ácidos tanto orgánicos como inorgánicos.	Tolera temperaturas moderadas. No someter a cambios climáticos y alta concentración de ácidos.
IIR (Isopreno isobutilo)	-20 a 150	Aplicable a soluciones alcalinas y ácidas de tipo orgánicas como inorgánicas de media concentración. Procesa fluidos que poseen buena polaridad como alcoholes, cetonas y algunos ésteres.	Tolera temperaturas altas. Buena resistencia a la oxidación. Presenta baja permeabilidad en gases y humedad lo que permite usarlo ampliamente.
CSM (Clorosulfonado o Hypalon)	-40 a 120	Procesa ácidos y bases de alta concentración que requieren temperaturas moderadas. Fluidos fuertemente oxidantes.	Tolera temperaturas moderadas. Buena resistencia a la oxidación. No aplicado a sustancias base cloro y compuestos alifáticos.

FPM (Fluorado o Viton)	-40 a 200	Procesos de aceites vegetales y compuestos derivados del petróleo tanto alifáticos como aromáticos que requieren altas temperaturas. Aplicación a solventes orgánicos y ácidos de alta concentración, así como base cloro.	Soporta altas temperaturas. Buena resistencia a la oxidación. Tolera compuestos alifáticos como aromáticos y clorados lo que lo permite sustituirlo por el Hypalon.
VMQ (Silicona)	-60 a 230	Procesamiento de alcoholes y peróxidos como el de hidrógeno y algunos ácidos.	Tolera altas y bajas temperaturas. No recomendable su uso para vapor.
Fibra de asbesto comprimido (Amianto)	-40 a 400	Procesamiento de solventes orgánicos que requieren altas temperaturas. Producción de vapor de media presión.	Soporta altas temperaturas. Cuidar el manejo a presiones cercanas a 10 kgf/cm ² .
Grafito	-100 a 550	Procesamiento de ácidos de alta concentración y muy agresivos químicamente que requieren altas temperaturas. Producción de vapor de alta presión.	Tolera altas y bajas temperaturas. Buena resistencia a la oxidación. Cuidar el manejo a presiones superiores a 10 kgf/cm ² y temperaturas mayores a 450 °C.

Fuente: Elaboración propia¹⁹.

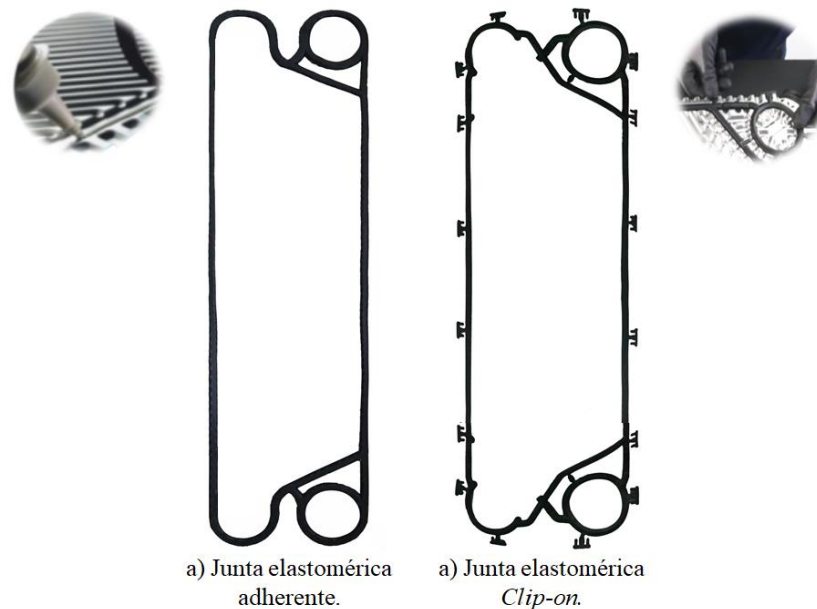
La tabla proporcionada anteriormente, permite servir de guía para la selección de juntas elastoméricas y brinda de conocimiento acerca sobre las condiciones permisibles en las que puede emplearse cada material, en temática de rangos de temperatura y tipo de fluido a manipular dentro del equipo. En consecuencia, otro aspecto a presentarse al momento de la adquisición de las juntas es la forma en la que se instala en la placa, el cual es un factor a considerar en cuanto al tiempo de operación y de vida media.

En función del tipo de placa, las juntas pueden adherirse a la placa por la aplicación de un pegamento específico (a), que en algunas circunstancias debe cumplir normas altamente estrictas como grado alimenticio (FDA) o farmacéutico (USP clase VI). No obstante, Alfa Laval empresa pionera y líder en la construcción de intercambiadores de calor de placas, actualmente ha desarrollado nuevas y sofisticadas soluciones tales como la elaboración de juntas por presión nombradas como *Clip-on* (b); este tipo de juntas reduce el riesgo de fugas por falla en el adherente,

¹⁹ Elaboración con fundamento en la información reportada en fichas técnicas de los materiales que emiten las empresas fabricantes de Elaplas [57], Emerson [58] y Gmors [60].

además de facilitar su reemplazo y minimizar costos por mantenimiento en el equipo. Estos dos tipos de juntas anteriormente descritas se muestran a través de la figura 2.4.

Figura 2.4. Tipos de juntas elastoméricas



Fuente: Elaboración propia con información de Alfa Laval, 2015.

2.2.4 Complementos adicionales del equipo

Por último, a través de la tabla 2.4, se exponen los materiales más comunes de los que están construidas las partes externas que constituyen el PHE, se aprecia que los materiales frecuentemente utilizados son: Acero al carbón, acero inoxidable tipo AISI 304 y 316. Sin embargo, se hace hincapié en que la selección del material y perfil depende de las recomendaciones que provee el fabricante y de los materiales con los que se construyen las partes internas (placa y junta), mismas que están sujetas a las condiciones de operación a las que se someta el equipo.

Tabla 2.4. Materiales utilizados en la construcción de las partes externas del PHE

Parte	Material	Consideraciones
Placa del bastidor	Acero al carbón pintado.	Las boquillas se elaboran del material con que se construyen las placas. (Ver tabla 2.2). Su construcción es en viga con perfil H o L.
Placa de presión	Acero al carbón pintado. AISI 304 y 306 (rodillo).	Se acopla un rodillo en la parte superior para facilitar su movimiento a lo largo de la placa barra de soporte.
Columna de soporte	Acero al carbón pintado.	Para equipos pequeños el perfil es en U y para equipos grandes el perfil es en I.
Barra de soporte	Acero al carbón pintado. AISI 304 y 316.	El perfil de construcción es en viga tipo H.
Barra guía	Acero al carbón pintado. AISI 304 y 316.	El perfil de construcción es en viga tipo H.
Pernos	Acero al carbón. AISI 304 y 316. Titanio.	Se instala pernos de cabeza hexagonal.
Caja de cojinetes	Acero al carbón. AISI 304 y 316. Titanio.	Previene la rotación de la tuerca y la cabeza del perno durante la apertura y cierre.
Caja de aislamiento	Acero galvanizado. Lana mineral y poliuretano (aislamiento).	Caja que recubre todo el equipo, su instalación es ocasional. Medida de seguridad adicional, en caso de fuga de calor o medio tóxico, lo cual es poco probable si existe un mantenimiento preventivo constante.

Fuente: Elaboración propia con información de Alfa Laval, 2015.

2.3 Criterios para el diseño termohidráulico

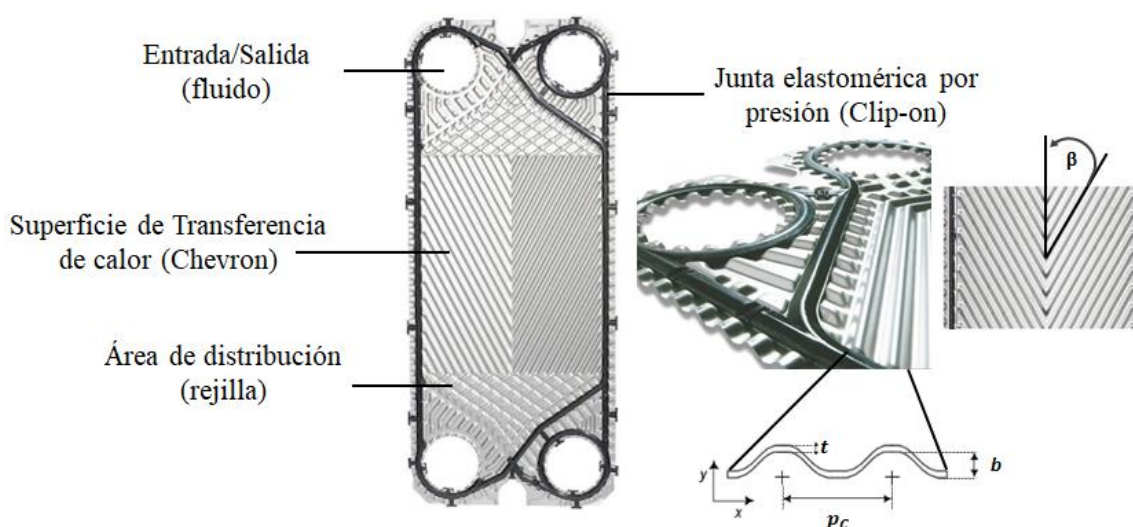
2.3.1 Geometría de la placa Chevron

Como bien se ha recalcado, uno de los factores primordiales para una buena Transferencia de calor es la selección del tipo de geometría que definirá la placa. En la actualidad, el patrón de corrugación mayormente empleado en el sector industrial es la *Chevron*, debido a que ha demostrado ser la geometría de mayor efectividad en términos de proveer la máxima turbulencia y menor factor de ensuciamiento durante la Transferencia de calor²⁰, pero también propiciando una mayor caída de presión, lo que permite destacar su gran soporte mecánico y resistencia estructural. El diseño de las placas que ha desarrollado la empresa Alfa Laval, son las que se retomarán para el

²⁰ Con la turbulencia adquirida en una placa Chevron la Transferencia de calor obtenida es hasta cinco veces mayor a la que se obtendría con un equipo de intercambio de calor Carcasa y Tubos, de acuerdo con la información emitida por Alfa Laval y CESEHSA soluciones [50].

sustento y diseño que tiene como objetivo el presente trabajo, ya que han demostrado proveer el funcionamiento más óptimo actualmente disponible en el mercado, a través de su reciente producto patentado de placa denominado *CurveFlow*. De esta manera, se proporciona una distribución de flujo sobre la superficie de diseño en rejilla cuadrículado, seguido de la geometría Chevron donde se lleva el efecto de intercambio de calor acoplándose el sellado hermético de junta sin pegamento conocido como *Clip-on*, las partes y configuración de la placa se describen mediante la figura 2.5.

Figura 2.5. Descripción de la placa *CurveFlow* y la superficie Chevron



Fuente: Elaboración propia²¹.

Como es posible observar, la placa Chevron se caracteriza de las demás placas por tener una corrugación de tipo senoidal, lo que implica una ondulación con un ángulo Chevron β y profundidad de corrugación b , el cual se orienta en una dirección de flujo durante el paso entre corrugación p_c . Así, la unión de estos parámetros al conjunto de placas cuyo espesor t es sumamente delgado, genera canales adyacentes con varios puntos de contacto que, aunado a la compresión generada durante su montaje, permite que las placas durante la operación soporten las altas caídas de presión, lo que le da su esencia al equipo y turbulencia requerida. (Kakaç, 2002).

²¹ Elaboración con fundamento en la información reportada por la empresa Alfa Laval [51] y Kakaç [20].

2.3.2 Parámetros generales de diseño

En virtud de que ciertos parámetros a considerar para el diseño del equipo, ligado a temas de operación y sus partes fundamentales como son las placas conjuntadas a corrugaciones senoidales y juntas elastoméricas, son sumamente imprescindibles para el diseño termohidráulico del intercambiador y los cuales se retomarán con mayor detenimiento en el capítulo 3, a continuación, mediante la tabla 2.5, se muestran algunos valores puntuales acerca de estas variables que con mayor frecuencia se presentan en la manufacturación de este tipo de equipos.

Tabla 2.5. Parámetros frecuentes en la construcción del PHE

Equipo	Área total.	1500 a 2500	m ²
	Número de placas.	Hasta 700	placas
	Diámetro de los puertos.	0.30 a 0.45	m
	Longitud.	1 a 5	m
	Rendimiento.	Hasta 93	%
Operación	Presión.	10 a 25	kg _f /cm ²
	Temperatura.	60 a 250	°C
	Velocidad en los puertos.	0.30 a 6	m/s
	Caudal.	Hasta 2500	m ³ /h
	Coefficiente global de transferencia de calor.	3 a 8	kW/m ² K
Placas	Área efectiva por unidad.	0.03 a 3.50	m ²
	Separación entre placas.	1.50 a 5	mm
	Espesor de placa.	0.50 a 1.20	mm
	Ángulo de corrugación.	30 a 60	°
	Profundidad de corrugación.	3 a 5	mm
	Diámetro hidráulico.	2 a 10	mm
	Espesor de la junta.	5 a 11	mm
	Compresión de la junta.	25 a 50	%

Fuente: Elaboración propia²².

2.3.3 Arreglo de flujo

La disposición del arreglo de las placas dentro del equipo genera una distribución específica del fluido, de modo que es asequible adoptar diferentes configuraciones para la disposición de los fluidos caliente y frío que circulan dentro del equipo con fundamento en el servicio demandado. Mencionado lo anterior, es posible encontrar distintos arreglos de flujo, los cuales se enlistan a continuación:

²² Elaboración con fundamento en Cao [3], Shah [32] y Thulukkanam [34].

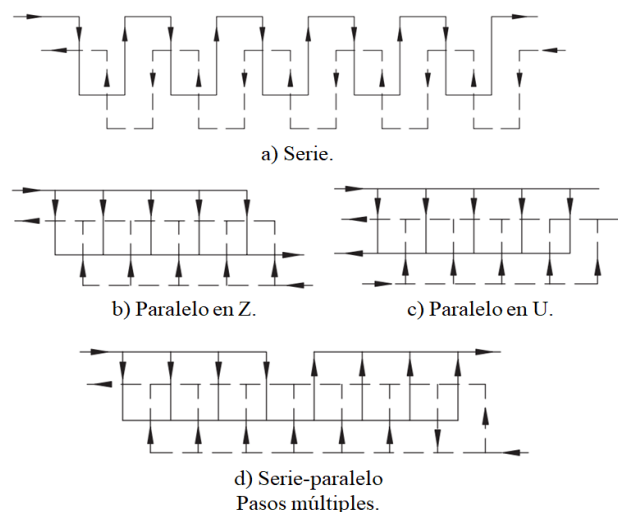
- Flujo en serie: El flujo es secuencial, cambiando su dirección al paso de cada canal alternadamente de arriba a abajo en forma vertical, su uso es común cuando se presentan bajos caudales a la entrada del equipo (a).
- Flujo en paralelo: El flujo es dividido por los distintos canales disponibles, haciéndolo circular uniformemente por los mismos concurriendo en un mismo punto, se utiliza cuando el caudal de entrada es alto y es necesario seccionarlo.

Dado que el intercambiador funciona de acuerdo con los principios de la dinámica de fluidos en un sistema a contracorriente en canales paralelos, es posible generar una categoría adicional de los dos tipos de arreglos de flujo en paralelo de un paso por el equipo:

- Arreglo en Z: Ambas corrientes de proceso fluyen a contracorriente, pero el puerto de salida se encuentra en el lado opuestos al de la entrada del fluido (b).
- Arreglo en U: Ambas corrientes de proceso fluyen a contracorriente, pero el puerto de entrada y de salida se encuentra en el mismo lado del intercambiador (c).

En el mismo modo, así como hay arreglos de un paso por el equipo, es posible establecer una configuración pasos múltiples (d), en el que puede apreciarse un arreglo de tipo serie-paralelo. Este tipo de distribución de flujo es utilizado por cuestiones de espacio relacionado a limitaciones de altura, lo que implica un montaje de placas de menor tamaño pero con un equipo de mayor longitud.

Figura 2.6. Arreglos de flujo en un PHE



Fuente: Heat Exchanger Design Handbook, Thulukkanam, 2013.



Como permite apreciarse mediante la figura 2.6, es posible adoptar distintas configuraciones de flujo, en los casos más comunes; el arreglo de un paso tipo U es el más frecuentemente utilizado y elegido como solución preferente. Debido a lo anterior, será el tipo de arreglo que se retomará para desarrollar la propuesta de diseño del equipo, en vista de que permite regular dos parámetros importantes en el diseño termohidráulico del intercambiador (caída de presión y turbulencia), los cuales, se abordarán con mayor detenimiento en el capítulo subsecuente.



CAPÍTULO 3 METODOLOGÍA DE DISEÑO PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

Con base en los capítulos precedentes se han abordado tanto los principios que rigen la Transferencia de calor, así como los elementos y principios fundamentales que constituyen la operación de los intercambiadores de calor de placas. El presente capítulo tiene dentro sus propósitos, establecer una metodología que permita abordar el diseño termohidráulico del equipo de intercambio de calor de placas PHE; tomando como principios básicos la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica, así como las siguientes consideraciones:

- El intercambiador de calor opera durante largos periodos y en este lapso de ejecución, las condiciones del equipo se mantienen constantes, por lo que se asume un comportamiento en condiciones estacionarias.
- El sistema al operar en un volumen de control en flujo estacionario, las corrientes del equipo no generan acumulación; además, los efectos de velocidad como de posición permanecen inalterables, por lo cual, los cambios de energía cinética y potencial durante la hidrodinámica son despreciables.
- Las propiedades de los fluidos se asumen como constantes durante su trayectoria a lo largo del equipo y por consiguiente, el coeficiente global de transferencia de calor.
- La superficie exterior del equipo de intercambio de calor se encuentra perfectamente aislada, por lo cual, se desprecia cualquier pérdida de calor hacia los alrededores y solamente el proceso de Transferencia de calor ocurre entre los fluidos por medio del contacto indirecto entre las placas.
- El equipo opera con una disposición de flujos en paralelo y a contracorriente con arreglo en U, distribuyéndose uniformemente en cada uno de los canales formados por las placas.
- La única variación que se presenta en el sistema, son los perfiles de temperatura de ambos fluidos, los cuales varían a lo largo del equipo.

Las consideraciones de idealización anteriormente expuestas sirven de sustento y simplifican el análisis para la elaboración del diseño del intercambiador de calor, presentando una ligera desviación en cuanto al comportamiento real del equipo. (Cengel, 2011). A continuación, se presentan expresiones teóricas tomadas de distintos recursos bibliográficos que estiman valores cercanos a la práctica, de modo que pueden ser consideradas adecuadas para la propuesta del PHE.

Con base en los conceptos y conocimientos adquiridos se propone la siguiente metodología fundamentada en las ecuaciones de diseño expuestas en cada subsección del presente capítulo, respetando el siguiente orden de secuencia.

3.1 Diseño térmico

Las ecuaciones básicas para el diseño térmico del intercambiador de calor de placas son análogas a los modelos físicos y termohidráulicos establecidos para la evaluación de los demás equipos de intercambio de calor.

3.1.1 Balance global de energía

1. Cálculo de las temperaturas del fluido caliente y frío a la entrada y a la salida del equipo

Determinar las temperaturas de ambos fluidos caliente y frío a la entrada como a la salida del intercambiador: $T_{h,ent}$, $T_{h,sal}$, $T_{c,ent}$ y $T_{c,sal}$.

Donde $T_{h,ent}$ y $T_{h,sal}$ corresponde a la entrada y salida del fluido caliente respectivamente, mientras que $T_{c,ent}$ y $T_{c,sal}$ pertenece al fluido frío en el mismo orden.

2. Cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica

Retomando la ecuación 1.8, es posible obtener la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} , entre los fluidos caliente y frío en un flujo a contracorriente:

$$\Delta T_{ml,CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.1)$$

Donde ΔT_1 y ΔT_2 para este caso específico de arreglo, se obtienen a partir de la siguiente manera:

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal} \quad (3.2)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent} \quad (3.3)$$

3. Determinación de las propiedades físicas de los fluidos a la temperatura media

Para la determinación de las propiedades físicas de cada fluido será necesario la obtención de la temperatura media de cada fluido con base a la entrada y salida del sistema de manera siguiente:

$$T_{m,h} = \frac{T_{h,ent} + T_{h,sal}}{2} \quad (3.4)$$

$$T_{m,c} = \frac{T_{c,ent} + T_{c,sal}}{2} \quad (3.5)$$

Donde $T_{m,h}$ y $T_{m,c}$ corresponden a la temperatura media del fluido caliente y frío respectivamente. De este modo, las propiedades requeridas para posteriores cálculos y las cuales deberán ser evaluadas a las condiciones mencionadas anteriormente son: C_p , μ , k y ρ .

4. Determinación de los flujos máxicos

Será necesario determinar los flujos máxicos de la corriente principal caliente \dot{m}_h y fría \dot{m}_c respectivamente a la entrada de los puertos del intercambiador.

5. Elaboración del balance global de energía

De la primera Ley de la Termodinámica se deduce que el flujo de calor cedido por el fluido caliente \dot{Q}_h es absorbido en su totalidad por el fluido frío \dot{Q}_c , en un proceso adiabático lo cual está referido a partir de la ecuación 1.5 y la cual es equivalente a:

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c \quad (3.6)$$

Debido a que la tasa de calor transferida en el intercambiador de calor es constante, la expresión anterior para un volumen de control es análogo a lo siguiente:

$$\dot{m}_h C_{p,h}(T_{h,ent} - T_{h,sal}) = \dot{m}_c C_{p,c}(T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (3.7)$$

Con base en la ecuación 3.7, será posible realizar el balance global de energía para ambos fluidos.

3.2 Área de Transferencia de calor

Como se abordó en el capítulo anterior, existen gran variedad de geometrías con las que son elaboradas las placas para efectuar el proceso de Transferencia de calor, con lo que es posible asegurar que su diseño es ampliamente especializado. (Kakaç, 2002). Así también, con base en lo reportado en la bibliografía especializada se menciona que la geometría con corrugación senoidal conformada por la placa Chevron ha demostrado ser la mayor efectividad.

Por las razones previamente mencionadas, se retomarán los parámetros de este tipo de geometría para el planteamiento de la presente metodología.

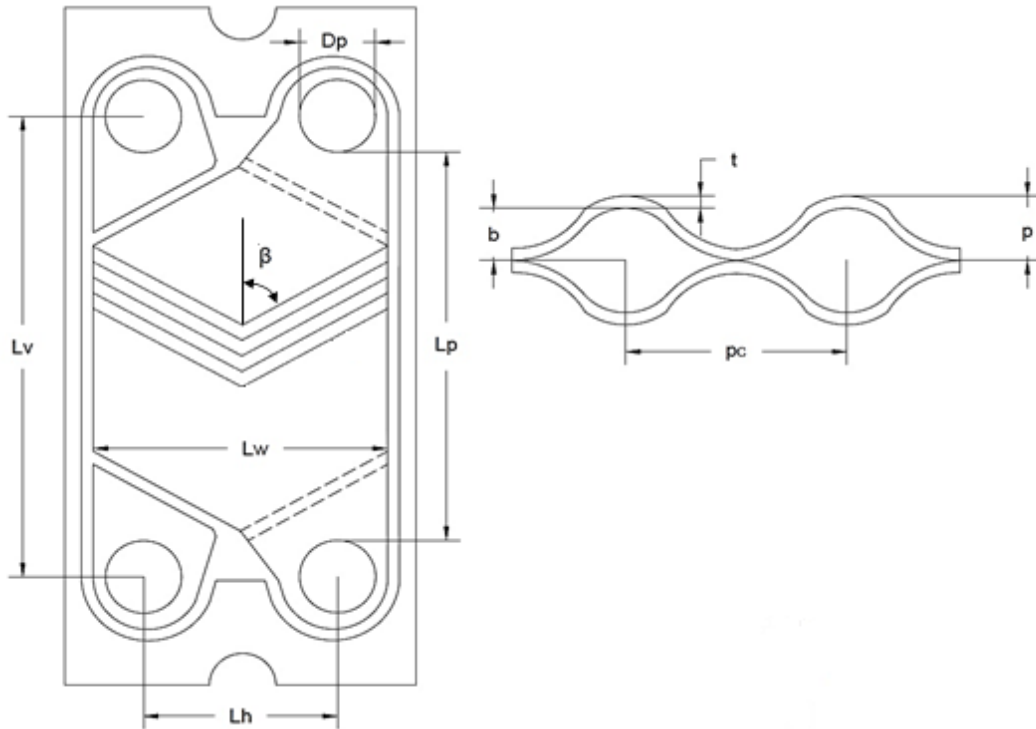
3.2.1 Parámetros de diseño de la placa Chevron

Debido a que las placas son el elemento primordial en el equipo, los parámetros a considerar en el diseño de las mismas con corrugaciones Chevron, son sumamente imprescindibles como bien se ha enfatizado; ya que son los responsables de proveer el área para llevar a cabo el fenómeno de intercambio de calor, vinculado a aspectos de fomentar la alta turbulencia entre los canales adyacentes formados entre las placas, así como de dar soporte a la gran caída de presión que se presenta en el sistema.

6. Determinación de los parámetros de diseño de la placa Chevron

Derivado de lo anterior, a través de la figura 3.1, se presentan el conjunto de parámetros que son importantes especificar en la placa para el diseño termohidráulico del intercambiador.

Figura 3.1. Parámetros de diseño para una placa Chevron



Fuente: Elaboración propia.

Donde D_p corresponde al diámetro de los puertos, β es el ángulo de corrugación de la placa; mientras que L_v y L_h indica la distancia vertical y horizontal al centro de los puertos. Para el caso específico del área de intercambio de calor L_w y L_p indica el ancho y alto de la placa donde terminan los puertos, respectivamente obteniéndose de la siguiente manera:

$$L_w = L_h + D_p \quad (3.8)$$

$$L_p = L_v - D_p \quad (3.9)$$

Además, la placa contiene un espesor t y una altura de corrugación senoidal p , que ayuda a direccionar el flujo mediante un paso entre corrugación p_c y profundidad de corrugación b .

En este sentido la altura de corrugación senoidal p y la profundidad de corrugación b guardan relación, mismas que se expresan a continuación:

$$p = b + t \quad (3.10)$$

Asimismo, la variable b , es posible obtener su valor si se proporciona el espesor de la junta t_{junta} , con base en la expresión siguiente:

$$b = \frac{t_{junta}}{2} \quad (3.11)$$

3.2.2 Correlaciones para el cálculo del área de Transferencia de calor en la placa

7. Determinación del número de placas térmicas

Las placas térmicas N_{pt} conocidas también como placas efectivas, constituyen el conjunto de placas en las que se lleva a cabo el proceso de Transferencia de calor, las cuales corresponden a las intermedias entre la primera y última placa. En este sentido, es posible establecer la siguiente expresión:

$$N_{pt} = N_T - 2 \quad (3.12)$$

Donde N_T corresponde al número de placas instaladas en el intercambiador. Debido a que el objetivo de esta metodología es el diseño del equipo, este valor no es conocido; por lo cual se propondrá un valor consistente de número de placas para proceder con los cálculos subsecuentes.

8. Determinación del número de canales en el intercambiador

Un canal en el intercambiador de placas es en términos generales, el conducto formado entre dos placas adyacentes por el cual fluye una determinada cantidad de corriente de proceso. De este modo, la cantidad de canales formados en el equipo N_{ch} se obtiene a partir de lo siguiente:

$$N_{ch} = N_{pt} + 1 \quad (3.13)$$

9. Determinación del número de canales por paso

Para la determinación del número de canales por paso de cada una de las corrientes que entra al sistema se procede a utilizar las expresiones con base en el caso presentado:

a) Si N_{pt} es un número par:

El número de canales por paso para el fluido caliente $N_{chp,h}$ está representado por:

$$N_{chp,h} = \frac{N_T - 2}{2N_p} \quad (3.14)$$

Análogamente, el número de canales por paso para el fluido frío $N_{chp,c}$ se obtiene como:

$$N_{chp,c} = \frac{N_T}{2N_p} \quad (3.15)$$

b) Si N_{pt} es un número impar:

El número de canales por paso para el fluido caliente $N_{chp,h}$ y frío $N_{chp,c}$ son iguales, por lo cual ambos se obtienen con base en la siguiente ecuación:

$$N_{chp,i} = \frac{N_T - 1}{2N_p} \quad (3.16)$$

Donde el subíndice i , indica cualquiera de los dos fluidos mencionados anteriormente. La variable N_p corresponde al número de pasos que constituye el equipo; para un intercambiador de calor de placas con arreglo U de paso simple en ambas corrientes, $N_p = 1$.

10. Cálculo del factor de incremento de superficie

Este parámetro es de gran importancia, debido a que las corrugaciones de la placa Chevron aumentan la superficie de la placa donde se lleva a cabo la Transferencia de calor, en comparación si la placa se encontrara de manera lisa (sin corrugación). De esta manera, el factor de incremento de superficie denotado como ϕ , es una proporción del área real desarrollada en una placa Chevron y el área proyectada por la misma (placa plana), como se muestra mediante la ecuación 3.17. (Kakaç, 2002).

$$\phi = \frac{A_{Rp}}{A_{lp}} \quad (3.17)$$

Donde A_{Rp} corresponde al área real de la placa Chevron donde se lleva a cabo la Transferencia de calor, mientras que A_{lp} , es el área proyectada de la misma placa.

Con base en lo anterior, debido a que se desconoce el área real de la placa Chevron, (Shah, 2003)., establece en su obra una correlación que aproxima el valor de obtención del factor ϕ :

$$\phi \approx \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4 \sqrt{1 + \frac{X^2}{2}} \right) \quad (3.18)$$

Donde X , es una variable que es función de la profundidad de corrugación y del paso entre corrugación $X(b, p_c)$, por lo cual deberá obtenerse primeramente su valor, en función de las variables indicadas con base en la siguiente expresión.

$$X = \frac{\pi b}{p_c} \quad (3.19)$$

Cabe resaltar que ϕ , en un diseño oscila en un valor de $1.15 \leq \phi \leq 1.25$. Asimismo, cuando no es posible obtener alguna de las variables requeridas para el cálculo de este parámetro, se puede asumir un valor de $\phi = 1.22$. (Kakaç, 2002) y (Shah, 2003).

11. Cálculo del área proyectada en la placa

El área proyectada de la placa denotada como A_{lp} , está relacionado al área que recorre el fluido sobre la placa asumiendo que ésta es lisa en su totalidad, para obtener este valor se recurre a:

$$A_{lp} = L_p \cdot L_w \quad (3.20)$$

12. Cálculo del área real de la placa Chevron

El área real para una placa Chevron A_{Rp} , toma en cuenta el factor ϕ , para definir en su totalidad la superficie completa de contacto con el fluido donde se lleva a cabo el fenómeno de intercambio térmico. De esta manera retomando la ecuación 3.17, A_{Rp} puede obtenerse con base en lo siguiente:

$$A_{Rp} = \phi A_{lp} \quad (3.21)$$

13. Cálculo del área de flujo por canal

El área de flujo por canal A_{ch} , se define como el área por donde pasa una determinada cantidad de flujo, conformada entre dos placas térmicas. Lo anterior está determinado por lo siguiente:

$$A_{ch} = 2A_{Rp} \quad (3.22)$$

14. Cálculo del área efectiva

El área efectiva A_e , es el área total en conjunto en la que los fluidos hacen contacto con todos los canales N_{ch} , con los que cuenta el intercambiador de calor. Este valor se obtiene como:

$$A_e = A_{ch} \cdot N_{ch} \quad (3.23)$$

3.3 Correlaciones para la transmisión de calor

3.3.1 Diámetro hidráulico

15. Cálculo del diámetro equivalente

El diámetro equivalente D_e , es una variable utilizada que está definida como:

$$D_e = \frac{4b \cdot L_w}{2(b + L_w)} \quad (3.24)$$

De lo anterior se observa que el D_e , es una variable que relaciona el área de sección transversal de flujo del canal con respecto al perímetro de esa sección que recorre el mismo fluido. Sin embargo, dado que b es un valor muy pequeño en comparación con L_w ; la ecuación 3.24, se reduce a:

$$D_e = 2b \quad (3.25)$$

16. Cálculo del diámetro hidráulico

El diámetro hidráulico D_h , conformado entre dos placas adyacentes con corrugación senoidal, considera el factor de incremento de superficie ϕ . Con base en lo anterior, la expresión para el diámetro hidráulico para un intercambiador de placas es la siguiente:

$$D_h = \frac{4b \cdot L_w}{2(b + \phi L_w)} \quad (3.26)$$

Si se considera nuevamente el mismo caso de la ecuación 3.24, ($b \ll L_w$), la expresión anterior está definida como:

$$D_h = \frac{D_e}{\phi} \quad (3.27)$$

3.3.2 Número de Reynolds

El número de Reynolds Re , depende directamente del arreglo de flujo con el que opere el sistema (serie o paralelo). Derivado de lo anterior, dado que se tiene de conocimiento que el equipo a diseñar es en paralelo, las corrientes de ambos fluidos se dividen en subcorrientes por medio del número de canales por paso $N_{chp,i}$ formados entre el conjunto de placas térmicas.

17. Cálculo del flujo másico por canal

En consecuencia de lo mencionado en la presente subsección, el flujo másico destinado a cada canal para ambas corrientes de proceso se obtiene con base en lo siguiente:

$$\dot{m}_{ch,i} = \frac{\dot{m}_i}{N_{chp,i}} \quad (3.28)$$

Donde $\dot{m}_{ch,i}$, corresponde al flujo másico por canal del fluido caliente o frío según corresponda, derivado del flujo de la corriente principal que entra al equipo \dot{m}_i .

18. Cálculo de la velocidad másica de flujo por canal

Dado que la corriente principal de proceso de ambos fluidos es dividida por los distintos canales, es necesario conocer la cantidad de flujo másico que pasa por la sección transversal de los mismos a partir de la siguiente expresión:

$$G_{ch,i} = \frac{\dot{m}_{ch,i}}{A_{ch}} \quad (3.29)$$

Donde $G_{ch,i}$ indica la velocidad másica de flujo por canal para cada una de las corrientes caliente y fría, respectivamente.

19. Cálculo del número de Reynolds

A partir de las ecuaciones establecidas previamente, el número de Reynolds Re , el cual es bien sabido es un número adimensional que relaciona fuerzas de inerciales con respecto a las viscosas, estableciendo un régimen de flujo (laminar o turbulento). (Cengel, 2011). Esta variable es función de la configuración geométrica de la placa, velocidad másica de flujo y tipo de fluido que circula dentro del equipo; con base en ello en un arreglo en paralelo el Re se obtiene a partir de lo siguiente:

$$Re_i = \frac{G_{ch,i} \cdot D_h}{\mu_i} \quad (3.30)$$

Donde Re_i se calcula para cada una de las corrientes de proceso que entra al equipo caliente y fría, respectivamente por cada canal, considerando la viscosidad μ_i a la temperatura media $T_{m,i}$.

3.3.3 Número de Prandtl

20. Cálculo del número de Prandtl

El número de Prandtl Pr , el cual es una variable adimensional que relaciona la difusividad molecular de la cantidad de movimiento con respecto a la difusividad térmica, a partir de la siguiente ecuación:

$$Pr_i = \frac{Cp_i \cdot \mu_i}{k_i} \quad (3.31)$$

Donde Pr_i , corresponde al valor del número de Prandtl para cada una de las corrientes de proceso caliente y fría, evaluadas sus propiedades Cp_i , μ_i y k_i a la temperatura media $T_{m,i}$.

3.3.4 Número de Nusselt

21. Cálculo del número de Nusselt

El número de Nusselt Nu , al igual que el Re y Pr es un número adimensional que involucra directamente la Transferencia de calor por convección y conducción ($Nu = \dot{Q}_{conv}/\dot{Q}_{cond}$). (Cengel, 2011). De este modo, si se retoman de la tabla 1.4 las ecuaciones que rigen la Ley de ambos mecanismos y se hace un cociente entre las mismas, es posible establecer lo siguiente:

$$\frac{\dot{Q}_{conv}}{\dot{Q}_{cond}} = \frac{h \cdot A(T_s - T_\infty)}{-k \cdot A \frac{(T_2 - T_1)}{L}} \quad (3.32)$$

De la ecuación previamente expuesta si se iguala $T_s = T_1$ y $T_\infty = T_2$, así como la longitud L a una longitud característica que en el caso del intercambiador de placas es el D_h ; se puede establecer la igualdad $L = D_h$. Realizando los procedimientos y modificaciones pertinentes en la ecuación 3.32, se logra llegar a la expresión final para el Nu :

$$Nu_i = \frac{h_i \cdot D_h}{k_i} \quad (3.33)$$

Donde Nu_i , corresponde al valor del número de Nusselt para cada uno de los fluidos de proceso caliente y frío, evaluados a su respectivo coeficiente de transferencia de calor por convección h_i y conductividad térmica k_i , a la temperatura media $T_{m,i}$.

A partir de lo anterior, es posible obtener el Nu , a partir de correlaciones empíricas que están en función de ciertas variables tales como el Re , Pr y ángulo de corrugación de la placa Chevron β . Dichas correlaciones son propuestas por diversos autores, las cuales han sido citadas en la investigación que realizó el autor (Ayub, 2003). Con base en ello se retomarán aquellas

correlaciones que serán de sustento para el presente trabajo, ya que son válidas en el rango de Reynolds $Re \leq 25 \times 10^3$ y ángulo Chevron $15^\circ \leq \beta \leq 75^\circ$; cubriendo así, una amplia gama de placas Chevron utilizadas con frecuencia (30° a 60°). (Khan, 2010).

Wanniarachchi

La presente correlación es aplicable para aquellos casos donde el valor del Reynolds esté comprendido entre valores de $1 \leq Re \leq 10^4$ y se utilice una placa Chevron con un ángulo entre $20^\circ \leq \beta \leq 62^\circ$. De esta manera, la correlación propuesta por Wanniarachchi es la siguiente:

$$Nu_i = (Nu_1^3 + Nu_2^3)^{\frac{1}{3}} \cdot Pr_i^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_i}{\mu_w}\right)^{0.17} \quad (3.34)$$

Donde Nu_1 y Nu_2 se obtienen respectivamente a partir de las siguientes ecuaciones:

$$Nu_1 = 3.65\beta^{-0.455} \cdot \phi^{0.661} \cdot Re^{0.339} \quad (3.35)$$

$$Nu_2 = 12.6\beta^{-1.142} \cdot \phi^{1-m} \cdot Re^m \quad (3.36)$$

Mientras que m es un parámetro que es función del ángulo Chevron β que se emplea en el proceso y se adquiere a partir de la siguiente expresión:

$$m = 0.646 + 1.1 \times 10^{-3} \beta \quad (3.37)$$

La viscosidad a las condiciones de pared representada como μ_w en la ecuación 3.34, es un factor de corrección al Nu_i . De manera tal que μ_w , se evalúa a partir de la temperatura promedio en la pared T_w , la cual es obtenida de la temperatura media de la corriente caliente y fría como se muestra a continuación:

$$T_w = \frac{T_{m,h} + T_{m,c}}{2} \quad (3.38)$$

Thonon

La correlación que Thonon propone, es aplicable en los procesos donde se utilizan placas Chevron con ángulo comprendido en el rango de $30^\circ \leq \beta \leq 75^\circ$ y valores de Reynolds entre $50 \leq Re \leq 15 \times 10^3$. Con base en lo anterior, la correlación del presente autor se expresa como:

$$Nu_i = C \cdot Re^m \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (3.39)$$

Donde C y m son valores de constantes que son función del ángulo Chevron β utilizado en el proceso y adquieren un valor con base en la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Valores de constantes para la correlación de Nu en Thonon

Ángulo Chevron β (°)	Re	C	m
30	$50 \leq Re \leq 15 \times 10^3$	0.2946	0.700
45	$50 \leq Re \leq 15 \times 10^3$	0.2998	0.645
60	$50 \leq Re \leq 15 \times 10^3$	0.2267	0.631
75	$50 \leq Re \leq 15 \times 10^3$	0.1000	0.687

Fuente: Elaboración propia²³.

Okada

La correlación de Okada, propone su aplicación en procesos que usen placas Chevron con ángulo comprendido en el rango de $15^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$ y valores de Reynolds entre $700 \leq Re \leq 25 \times 10^3$. A partir de lo anterior, la correlación de Okada se expresa como:

$$Nu_i = C \cdot Re^m \cdot Pr^{0.4} \quad (3.40)$$

Donde C y m son valores constantes, función del ángulo Chevron β utilizado en el proceso que adquieren un valor específico con base en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Valores de constantes para la correlación de Nu en Okada

Ángulo Chevron β (°)	Re	C	m
15	$700 \leq Re \leq 25 \times 10^3$	0.478	0.62
30	$700 \leq Re \leq 25 \times 10^3$	0.327	0.65
45	$700 \leq Re \leq 25 \times 10^3$	0.249	0.64
60	$700 \leq Re \leq 25 \times 10^3$	0.157	0.66

Fuente: Elaboración propia²⁴.

^{23, 24}Elaboración con fundamento en Ayub [45].

3.3.5 Coeficiente de transferencia de calor por convección

22. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección

El coeficiente de transferencia de calor por convección h_i , puede determinarse a partir de la ecuación 3.33; realizando las operaciones correspondientes para dicha ecuación h_i , se expresa de la siguiente manera:

$$h_i = \frac{Nu_i \cdot k_i}{D_h} \quad (3.41)$$

3.4 Diseño global del equipo

Como se abordó a través del capítulo 1, el flujo de calor transferido entre los fluidos caliente y frío al pasar a través de un intercambiador, viene expresada por la ecuación general de diseño que toma similitud a la Ley del enfriamiento de Newton, la cual está regida por las siguientes variables:

$$\dot{Q} = U^D \cdot A_T \cdot \Delta T_{ml,CF} \quad (3.42)$$

3.4.1 Coeficiente global de transferencia de calor

23. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor limpio

El coeficiente de transferencia de calor limpio U^C , es una variable la cual considera que los efectos de transferencia de calor, se deben únicamente a los efectos de convección entre los fluidos que circulan dentro del equipo, como se muestra a continuación:

$$U^C = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c}} \quad (3.43)$$

Lo anterior implica despreciar efectos asociados a conducción entre las paredes de la placa y formación de depósitos en la misma que genere cualquier resistencia térmica adicional, por lo cual se esperaría que bajo estas condiciones se fomente la más alta tasa de calor. Sin embargo, el valor obtenido de esta variable es ideal, ya que no es posible despreciar estas condiciones.

24. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de diseño

De la ecuación general de diseño para el equipo de intercambio de calor sustentada en la ecuación 3.42, el coeficiente global de transferencia de calor de diseño U^D , es una variable que considera que las propiedades de los fluidos permanecen constantes dentro del equipo, tomando en cuenta todas las resistencias térmicas en la transferencia de calor, tales como la convección de ambos fluidos de trabajo, así como la conducción entre las paredes de la placa y las posibles incrustaciones formadas en la superficie de las mismas, generadas por la circulación de los fluidos.

Lo anteriormente expuesto, está sustentado en la ecuación 1.7 planteada en el capítulo 1. En consecuencia, la ecuación mencionada para U^D , queda como:

$$U^D = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + R_{f,h} + R_{f,c} + \frac{t}{k}} \quad (3.44)$$

De esta manera, como se muestra mediante la ecuación 3.43, U^C está asociado únicamente al término convectivo, lo que permite tomar esta expresión y realizar su sustitución en la ecuación planteada con anterioridad. De este modo la expresión final resultante para U^D , se prescribe de la siguiente forma:

$$U^D = \frac{1}{\frac{1}{U^C} + R_{f,h} + R_{f,c} + \frac{t}{k}} \quad (3.45)$$

Para obtener los valores de los factores de incrustación del fluido caliente y frío denotados como $R_{f,h}$ y $R_{f,c}$ respectivamente, se elaboró la tabla 3.3, en la cual se exponen valores recomendados para estas variables; con base en el tipo de servicio empleado en el estudio de los PHE.

Tabla 3.3. Valores recomendados para factores de incrustación en PHE

	Servicio	R_f (m ² K/kW)
Agua	Destilada.	1.7×10^{-3}
	Blanda.	3.4×10^{-3}
	Dura.	8.6×10^{-3}
	Enfriamiento.	6.9×10^{-3}
	Mar.	8.6×10^{-2}
	Río.	4.3×10^{-2}
	Vapor.	1.7×10^{-3}
	Salmuera.	8.6×10^{-2}
Aceite	Mineral.	3.4 a 8.6×10^{-3}
	Vegetal.	1.7 a 5.2×10^{-3}
Alimentos	Solvente.	1.7 a 10.3×10^{-3}
	Orgánico.	2.58×10^{-2}
	Leche.	8.6×10^{-3}
	Cerveza.	8.6×10^{-3}

Fuente: Elaboración propia²⁵.

²⁵ Elaboración con fundamento en Cao [3] y Kakaç [20].

3.4.2 Superficie de Transferencia de calor requerida

25. Cálculo del área total requerida para la Transferencia de calor

El área total que se requiere para efectuar el proceso de Transferencia de calor en el equipo denotada como A_T , se obtiene realizando el despeje de la ecuación 3.42; por lo que la expresión final que permite obtener este valor es la siguiente:

$$A_T = \frac{\dot{Q}}{U^D \cdot \Delta T_{m,CF}} \quad (3.46)$$

Como se definió A_T , representa el área total requerida para la Transferencia de calor e indica la superficie total que debe desarrollar el conjunto de placas térmicas N_{pt} , instaladas en el equipo.

3.5 Diseño hidráulico

El desarrollo del diseño hidráulico para el equipo de intercambio de calor, está fundamentado en la determinación de la caída de presión ΔP , que se presenta en el sistema. El control de este parámetro es sustancial, debido a aspectos económicos y energéticos; ligado a consecuencias en el costo del bombeo, mantenimiento del equipo y uso de combustible para cubrir la demanda de calor, a través del flujo térmico requerido. En este sentido, un intercambiador constituido por placas Chevron tiene la característica de incentivar una gran turbulencia, lo que trae como efecto un aumento en la tasa de calor y una mayor caída de presión. Para el caso donde sea necesario limitar la caída de presión es recurrente limitar la formación del número de canales a través de la disminución de placas térmicas N_{pt} , o bien variando el ángulo de la placa Chevron β ; teniendo en cuenta que el descenso en el ángulo β , implica un incremento en la caída de presión. (Thulukkanam, 2013) y (Khan, 2010).

3.5.1 Factor de fricción de Fanning

26. Cálculo del factor de fricción de Fanning

La pérdida de energía mecánica que experimenta un fluido a través de su transporte debido al rozamiento del mismo mediante la pared del material que constituyen tanto en tuberías como en las placas, puede ser evaluada través del *factor de fricción de Fanning* f . El factor de fricción de Fanning, se define como una relación entre el esfuerzo cortante que el fluido ejerce sobre la pared τ_w y la energía cinética media por unidad de volumen ρv_m^2 desarrollada por este. (Ibarz, 2005).

$$f = \frac{2g_c \cdot \tau_w}{\rho v_m^2} \quad (3.47)$$

La ecuación 3.47, indica la expresión del factor de fricción de Fanning donde g_c , corresponde a la constante proporcionalidad derivada de la Segunda Ley de Newton, mientras que τ_w , se sabe que de acuerdo con lo reportado por el mismo autor, esta variable es equivalente a la siguiente expresión:

$$\tau_w = \frac{\Delta P \cdot D_h \cdot \rho}{4L} \quad (3.48)$$

Si realiza la sustitución correspondiente de la ecuación 3.48 en 3.47 y se efectúan los procedimientos matemáticos necesarios, se obtiene que el factor de fricción de Fanning para ambos fluidos de proceso se adquiere finalmente de la siguiente forma:

$$f_i = \frac{2g_c \cdot \Delta P \cdot D_h}{4L \cdot v_m^2} \quad (3.49)$$

No obstante, el f para caracterizar y considerar los efectos en conjunto de la configuración de la placa, se han establecido de igual manera correlaciones empíricas que son función del Re y del ángulo Chevron β , como se muestra a continuación:

Wanniarachchi

La correlación que propone el autor para obtener el f es la siguiente:

$$f_i = (f_1^3 + f_2^3)^{\frac{1}{3}} \quad (3.50)$$

Donde f_1 y f_2 se obtienen respectivamente a partir de las siguientes ecuaciones:

$$f_1 = 1774\beta^{-1.026} \cdot \phi^2 \cdot Re^{-1} \quad (3.51)$$

$$f_2 = 46.6\beta^{-1.08} \cdot \phi^{1+p} \cdot Re^{-p} \quad (3.52)$$

Donde el factor p es un parámetro que es función del ángulo Chevron β que se emplea en el proceso, determinándose a partir de la siguiente expresión:

$$p = 4.23 \times 10^{-3}\beta + 2.23 \times 10^{-5}\beta^2 \quad (3.53)$$

Esta correlación de Wanniarachchi, es aplicable en procesos con $1 \leq Re \leq 10^4$ y placa Chevron con un ángulo entre $20^\circ \leq \beta \leq 62^\circ$.

Thonon

La correlación que propone el autor mencionado para el cálculo de f , se presenta a continuación:

$$f_i = \frac{C}{Re^p} \quad (3.54)$$

Donde C y p , son valores de constantes en función del ángulo Chevron β , utilizado en el proceso, los cuales adquieren su valor con base en la tabla 3.4.

Tabla 3.4. Valores de constantes para la correlación de f en Thonon

Ángulo Chevron β (°)	Re	C	p
30	$Re \leq 160$	45.57	0.670
	$Re > 160$	0.370	0.172
45	$Re \leq 200$	18.19	0.682
	$Re > 200$	0.6857	0.172
60	$Re \leq 550$	26.34	0.830
	$Re > 550$	0.572	0.217
75	$Re \leq 1000$	28.21	0.900
	$Re > 1000$	0.872	0.392

Fuente: Elaboración propia²⁶.

Esta correlación de Thonon, es aplicable en los procesos donde se utilizan placas Chevron con ángulo comprendido en el rango de $30^\circ \leq \beta \leq 75^\circ$.

3.5.2 Caída de presión

La caída de presión ΔP , que se produce dentro del sistema, está asociado a la fricción producida en las paredes de la tubería como en las placas. De este modo, esta variable toma gran importancia, ya que como bien se ha enfatizado, está directamente relacionado con la determinación de las necesidades de potencia de bombeo requerido para vencer las fuerzas de fricción y mantener el flujo. (Cengel, 2011). Con base en lo anterior, la expresión que relaciona las pérdidas de presión ΔP dentro del sistema y el factor de fricción de Fanning f , es la siguiente:

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{4f \cdot L \cdot v_m^2}{2g_c \cdot D_h} \quad (3.55)$$

La ecuación anterior es conocida como *ecuación de Fanning*, y permite determinar la ΔP de un sistema en términos del f del sistema. Realizando el despeje apropiado para ΔP de la ecuación 3.55 se logra obtener finalmente:

$$\Delta P = \frac{4f \cdot L \cdot \rho \cdot v_m^2}{2g_c \cdot D_h} \quad (3.56)$$

Para un intercambiador de calor de placas, la ΔP_T del sistema, está asociada a pérdidas por presión en los puertos ΔP_p , canales formados por el conjunto de placas ΔP_{ch} y a la variación de altura ΔP_n ; que realiza el fluido a través de los canales en forma paralela. Es debido a lo anterior, que se

²⁶ Elaboración con fundamento en Ayub [45].

expresará de forma desagregada los tres términos mencionados, para obtener la pérdida de presión total en el equipo.

27. Cálculo de la caída de presión en los canales asociado al conjunto de placas

La caída de presión en los canales asociado al conjunto de placas ΔP_{ch} , está definida por la siguiente expresión:

$$\Delta P_{ch,i} = \frac{4f_i \cdot L_v \cdot N_p \cdot N_{chp,i} \cdot G_{ch,i}^2}{2g_c \cdot D_h} \cdot \left(\frac{1}{\rho}\right)_{m,i} \cdot \left(\frac{\mu_i}{\mu_w}\right)^{0.17} + \frac{G_{ch,i}^2}{g_c} \left(\frac{1}{\rho_{i,ent}} - \frac{1}{\rho_{i,sal}}\right) \quad (3.57)$$

Donde $\Delta P_{ch,i}$, indica la caída de presión en los canales asociado al conjunto de placas, evaluada a su correspondiente densidad de entrada y salida ($\rho_{i,ent}$, $\rho_{i,sal}$) del fluido caliente y frío respectivamente. En este sentido, $(1/\rho)_{m,i}$, es una densidad promedio de la ecuación previamente mostrada, cuyo valor se obtiene del siguiente modo:

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)_{m,i} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_{i,ent}} + \frac{1}{\rho_{i,sal}}\right) \quad (3.58)$$

28. Cálculo de la caída de presión debido al cambio de elevación del fluido

Como es conocido, el arreglo en U para un PHE, indica una distribución de flujo en paralelo a través de la formación de canales y un recorrido por los mismos de forma ascendente como descendente para cualquiera de los fluidos. Con base en esto, la caída de presión asociado al cambio de elevación del fluido denotada como ΔP_n , esta conceptualizada en la siguiente expresión:

$$\Delta P_{n,i} = \pm \frac{\rho_i \cdot g \cdot L_v}{g_c} \quad (3.59)$$

Donde $\Delta P_{n,i}$, corresponde la caída de presión debido al cambio de elevación de cada fluido. Durante operación del equipo PHE, usualmente la corriente caliente entra por uno de los puertos ubicados en la parte superior, saliendo por la parte inferior (sentido descendente) mientras que con la corriente fría sucede el caso contrario; es decir, entra por un puerto ubicado en la parte inferior, saliendo por uno superior (sentido ascendente). Por lo revisado anteriormente, la corriente caliente se evaluará con signo negativo mientras que la corriente fría adquirirá signo positivo; no obstante, lo anterior sólo es para indicar los sentidos de flujo. (Thulukkanam, 2013).

29. Cálculo de la caída de presión asociada a los puertos

La caída de presión asociada a los puertos ΔP_p , a la entrada y a la salida de cada uno de los fluidos correspondientes, se obtiene a partir con base lo expuesto a continuación:

$$\Delta P_{p,i} = \frac{1.5\rho_i \cdot N_p \cdot v_{m,i}^2}{2g_c} \quad (3.60)$$

Donde $\Delta P_{p,i}$, corresponde a la caída de presión asociada a los puertos del equipo para cada fluido respectivamente, evaluada a la velocidad media que circula la corriente principal de entrada $v_{m,i}$, la cual se obtiene como resultado de obtener previamente la velocidad másica de flujo en los puertos $G_{p,i}$, de cada corriente de la siguiente manera:

$$G_{p,i} = \frac{\dot{m}_i}{\frac{\pi}{4}(D_p)^2} \quad (3.61)$$

Con base en el valor proporcionado de la ecuación 3.61 para cada uno de los fluidos, la velocidad media de la corriente principal $v_{m,i}$ requerida en la ecuación 3.60, se obtiene finalmente como:

$$v_{m,i} = \frac{G_{p,i}}{\rho_i} \quad (3.62)$$

30. Obtención de la caída de presión total en el intercambiador de placas

La caída de presión total que se presenta en el equipo corresponde a la suma en su conjunto de las pérdidas por presión en los canales asociada al conjunto de placas $\Delta P_{ch,i}$, cambio de elevación del fluido $\Delta P_{n,i}$ y la asociada a los puertos $\Delta P_{p,i}$, con base en la siguiente expresión:

$$\Delta P_{T,i} = \Delta P_{ch,i} + \Delta P_{n,i} + \Delta P_{p,i} \quad (3.63)$$

Con la expresión 3.63, es posible evaluar la caída de presión total $\Delta P_{T,i}$, para cada uno de los fluidos que circulan dentro del PHE.

31. Cálculo de la potencia requerida de bombeo para vencer la caída de presión

La potencia necesaria para desplazar cada uno de los fluidos que circulan dentro del equipo, está directamente influida por la caída de presión total ΔP_T , que se presenta en el sistema. De esta manera, la potencia referida con anterioridad puede determinarse de la siguiente manera:

$$\dot{W}_{BA,i} = \frac{\dot{m}_i \cdot \Delta P_{T,i}}{\rho_i \cdot \eta_{BA,i}} \quad (3.64)$$

Donde $\dot{W}_{BA,i}$, corresponde a la potencia requerida de bombeo para vencer las fuerzas de fricción generadas a determinada eficiencia $\eta_{BA,i}$, causadas debido al deslizamiento en las paredes de los puertos y placas que constituyen el PHE para cada uno de los fluidos transportados dentro del mismo, respectivamente.

3.6 Dimensionamiento del equipo

El dimensionamiento del equipo es la última subsección que contiene el presente capítulo, ya que proporciona una estimación del tamaño del equipo, enfocándose exclusivamente a la longitud del paquete de placas requeridas en éste, a partir de un rango de tolerancia de sobrediseño especificada para el área en conjunto de todas las placas instaladas para efectuar el proceso requerido. Si bien es cierto, inicialmente se propone un número de placas instaladas en el intercambiador N_T , esto significa que no son las que se necesitan realmente; sin embargo, es una pauta establecida preliminarmente para el diseño del equipo.

Dado lo anterior, para hacer un dimensionamiento idóneo del equipo, es necesario hacer una comparativa entre el área total que se requiere para efectuar el proceso de Transferencia de calor en el equipo denotada como A_T , con respecto al área total efectiva A_e , obtenida del conjunto de placas propuestas inicialmente, razón fundamental que obliga a iniciar con este primer proceso.

3.6.1 Placas requeridas para la Transferencia de calor

32. Cálculo de la diferencia de áreas

Para obtener una comparación de las áreas mencionadas en el aparatado anterior, se recurre a realizar una diferencia entre las mismas de la siguiente manera:

$$\Delta A = A_e - A_T \quad (3.65)$$

Donde ΔA representa la diferencia de áreas entre la total requerida para la Transferencia de calor y efectiva del conjunto de placas que se proponen al inicio del desarrollo. En este sentido, puede presentar tres casos los cuales se enlistan a continuación:

- Si $\Delta A \ll 0$, el número de placas inicialmente propuestas no son las suficientes para llevar a cabo el proceso de Transferencia de calor y por ende se requerirá hacer nuevamente otra evaluación aumentando el número de placas instaladas N_T .
- Si $\Delta A \gg 0$, el número de placas inicialmente propuestas son las suficientes para llevar a cabo el proceso de Transferencia de calor pero exceden en número, y por tanto se requerirá hacer nuevamente otra evaluación disminuyendo el número de placas instaladas N_T .
- Si $\Delta A \cong 0$, el número de placas inicialmente propuestas son las suficientes para llevar a cabo el proceso de Transferencia de calor, variando ligeramente su valor y tomándose como apropiada la evaluación de diseño mediante la propuesta del número de placas instaladas N_T .

Derivado de lo anterior, cuando se presenta el último caso ($\Delta A \cong 0$) el procedimiento ha finalizado, corroborándose con el paso siguiente que corresponde a la obtención del porcentaje de sobrediseño.

33. Obtención del porcentaje de sobrediseño

El porcentaje de sobrediseño SD , está referido a la diferencia de áreas calculadas en paso anterior. Para obtener este valor se recurre a la siguiente expresión:

$$SD = \left(\frac{\Delta A}{A_T} \right) \cdot 100\% \quad (3.66)$$

La ecuación 3.66, brinda un dato que al igual que la ecuación del paso 32, presenta tres casos que serán necesarios considerar y son los siguientes:

- Si $SD < 0\%$, el número de placas inicialmente propuestas no son las suficientes para llevar a cabo el proceso de Transferencia de calor y por lo tanto será necesario realizar una segunda iteración, aumentando el número de placas instaladas N_T y evaluando nuevamente el diseño a partir del paso 7.
- Si $0\% \leq SD \leq 20\%$ el número de placas inicialmente propuestas son aceptadas para el diseño del equipo y por lo tanto se podrá emitir un diseño apropiado del equipo y se podrá proceder con el paso 34.
- Si $SD > 20\%$, el número de placas inicialmente propuestas exceden a las requeridas, por lo cual al igual que el primer caso se requerirá realizar una segunda iteración, reduciendo el número de placas instaladas N_T y evaluando nuevamente el diseño a partir del paso 7.

3.6.2 Longitud del paquete placas requeridas en el equipo

34. Determinación de la longitud del paquete de placas requeridas en el intercambiador

Una vez que el número de placas instaladas en el intercambiador N_T , son las apropiadas para realizar el proceso requerido (mismo que es posible corroborar con el criterio de aceptación del SD del paso 33), se puede determinar la longitud del paquete de placas requeridas L_{NT} , en el equipo a partir de la siguiente expresión:

$$L_{NT} = 2p(N_{ch} + 1) \quad (3.67)$$

De este modo, la presente metodología permitirá abordar el diseño termohidráulico del intercambiador de placas PHE, brindando además la longitud del paquete de placas requeridas en el equipo para realizar el proceso. Si se desea mostrar un dimensionamiento más detallado del



equipo tales como de la placa de presión y bastidor, barra guía, pernos de apriete, cojinetes y espesor de juntas, entre otros componentes; se puede recurrir las fichas técnicas emitidas por las compañías fabricantes de estos equipos. Para el caso de estudio analizado en la presente investigación, se hará uso de las dimensiones emitidas por la compañía de Alfa Laval, mismas que se abordarán en el capítulo 5 enfocado al diseño termohidráulico y propuesta del equipo.

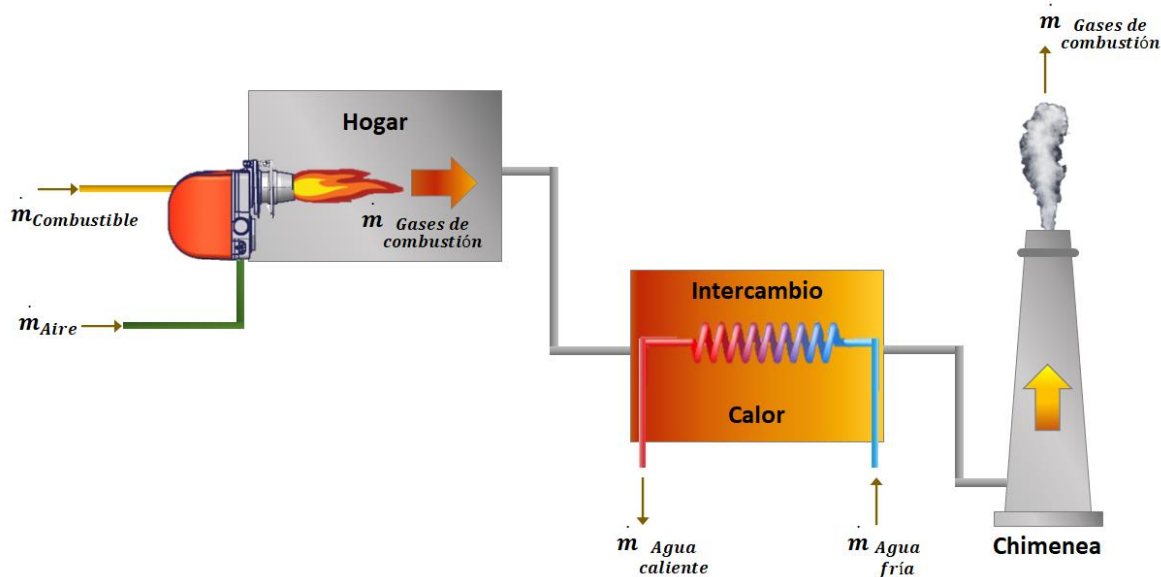
Derivado de los objetivos planteados de elaborar el diseño térmico e hidráulico del intercambiador de calor de placas así como brindar una propuesta que sirva de sustento para una futura instalación y operación, es importante abordar previamente los aspectos importantes que darán soporte al diseño del PHE, mismos que corresponden a los conceptos básicos del proceso de combustión y el análisis de un modelo termodinámico propuesto de diésel-aire con el que se esperaría que opere el equipo de combustión instalado en la FES Zaragoza conocido como Túnel de calor, los cuales se plantean en el siguiente apartado.

CAPÍTULO 4 MODELO TERMODINÁMICO EN EL EQUIPO DE COMBUSTIÓN DIÉSEL-AIRE

4.1 Conceptos básicos del proceso de combustión

Se comentó al inicio del desarrollo del presente trabajo que, el combustible fósil es el recurso predominante para el sector energético y seguirá siendo el impulsor del crecimiento económico en la cadena de valor durante las próximas décadas, ya que las fuentes energéticas alternativas de carácter renovable han ido creciendo a un ritmo muy lento, ocupando cerca del 13.7% del consumo a escala mundial, con respecto al petróleo y sus derivados cuyo valor oscila en un 82%; de acuerdo con el escenario actual que plantea la *Agencia Internacional de Energía*²⁷ (AIE) en el mercado mundial de los recursos energéticos ofertados. Así como también, se mencionó que el medio recurrente para el abastecimiento de combustibles en el país es la importación, debido a su declive en la producción en los últimos años del cual se pretende avanzar paulatinamente, motivo de su uso desmesurado en el sector transporte e industrial en una cadena productiva, mediante el proceso de la quema de este recurso (combustible) consecuencia de la *combustión*. (Ver figura 4.1).

Figura 4.1. Proceso de combustión



Fuente: Curso de Eficiencia Energética, Herrera, 2019.

²⁷ Los datos citados por la AIE se encuentran disponibles en el Balance Nacional de Energía, 2019, elaborado por SENER [62].

4.1.1 Componentes de una combustión

De lo expuesto con anterioridad, es propicio referirse a la combustión como una reacción química de oxidación que se lleva de manera muy acelerada, mediante la cual se libera gran cantidad de energía en forma de luz y calor a través de la manifestación de una llama. (Turns, 2012). De esta manera, para que sea posible llevar a cabo este fenómeno, es necesario que se lleven de manera simultánea, tres elementos que son sumamente imprescindibles, mismos que se mencionan a continuación:

En principio el *combustible* que en la mayoría de las ocasiones se compone de carbono e hidrógeno (C_nH_m) y cuyo estado puede encontrarse en sólido, líquido o gaseoso; entra en contacto con un agente oxidante siendo por excelencia el oxígeno, debido que este puede obtenerse fácilmente del medio ambiente a través del aire atmosférico²⁸; este agente recibe el nombre de *comburente* y es el responsable de llevar cabo el fenómeno de oxidación. De esta manera, para efectuar la *ignición*, se requiere de una aportación mínima de energía al sistema que permita la evaporación del combustible denominada como *energía de activación*, el cual es el elemento desencadenante de la reacción de combustión y causante del rompimiento de los enlaces químicos de los reactivos, así como de la formación de diversos productos y desprendimiento de súbitas cantidades de energía térmica, repercutiendo en un aumento de temperatura. (Entrena, 2014) y (Levenspiel, 2004).

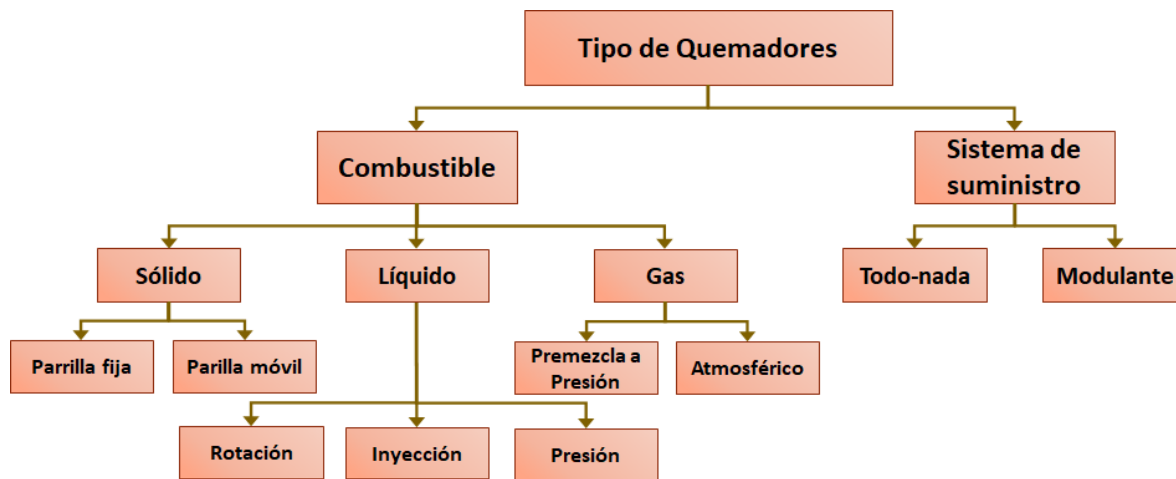
4.1.2 Quemadores y su clasificación

Como es de conocimiento, la causa final de la combustión involucra una reacción de tipo exotérmica; liberando así, la energía almacenada contenida en los enlaces químicos del combustible la cual es utilizada de diversas maneras. En ese sentido, el proceso de combustión llevado a cabo dentro de un quemador se efectúa de forma estable; implicando su ejecución bajo la presencia de una flama de duración prolongada a presión, temperatura y velocidad controlada. Para llevar a cabo lo anterior, dicho dispositivo pone en contacto el combustible y comburente en las proporciones y condiciones requeridas para llevar a cabo la combustión. (González, 2015).

Derivado de lo anterior, los quemadores se clasifican de manera general, por dos principales aspectos: Sistema de suministro combustible-comburente y tipo de combustible empleado, los cuales se abordan en la figura 4.2.

²⁸ La composición base molar o volumétrica del aire atmosférico en condiciones normales es 78.1% nitrógeno, 20.9% oxígeno, 0.9% argón y el resto corresponde a pequeñas cantidades de vapor de agua, dióxido de carbono, hidrógeno y gases nobles de acuerdo con Cengel [4].

Figura 4.2. Clasificación de quemadores



Fuente: Elaboración propia con información de González, 2015.

4.1.3 Reacciones de combustión

La reacción llevada a cabo en el quemador puede ser de carácter *homogénea* como *heterogénea*²⁹; en ambos casos, el objetivo principal será la oxidación completa del combustible para generar energía, que es utilizada principalmente como fuente de calor. (Annamalai, 2007). Para lograr dicho efecto, es imprescindible la correcta proporción de combustible y oxidante previo a la reacción. No obstante, el proceso de ignición, realizado en la cámara de combustión puede presentar perturbaciones que eviten lograr este proceso; implicando que se presenten distintos casos de reacciones químicas para la combustión y como resultado, diferentes productos a la salida de los gases de combustión. Consecuente con lo anterior, las probables reacciones de combustión que pueden llevarse a cabo en un sistema de estas características corresponden a dos tipos de categoría: *Estequiométrica* y *real*.

La combustión *estequiométrica* es una reacción ideal, que supone la quema de combustible en su totalidad, mediante el aporte mínimo de aire seco (sin humedad) requerido para llevar a cabo la reacción, por lo que, no necesita proporcionarse una cantidad adicional de aire. Sin embargo, en la práctica es habitual recurrir a un mayor suministro de cantidad de aire al determinado estequiométricamente (exceso de aire), con el fin de aumentar las posibilidades de efectuar una mejor combustión, ya que en ciertas ocasiones el combustible no es quemado de manera completa

²⁹ Annamalai [2], en el ámbito de la combustión, define a la reacción homogénea como una reacción que involucra la misma fase entre reactivos, mientras que la reacción heterogénea se lleva a cabo mediante fases distintas como sucede dentro de un quemador sólido.

o es necesario llevar un control de la temperatura en la cámara de combustión. (Cengel, 2015).

En este entorno, durante una combustión *real*, puede presentarse una oxidación completa del combustible, así como de los productos obtenidos; motivo de una mezcla idónea entre combustible y comburente en exceso (aire con humedad); el proceso anterior recibe el nombre de combustión *completa*. Por otra parte, en el ámbito industrial, es muy habitual la presencia de una combustión *incompleta*, causada por una aportación insuficiente de aire durante la combustión o un mezclado inadecuado combustible-comburente en exceso dentro de la cámara; llevando a la generación de productos no oxidados en su totalidad denominados *inquemados*. Lo anterior en el primero de los casos, suscita la emisión de gases altamente contaminantes que originan el calentamiento global, así como daños a la salud; además de sistemas de combustión poco eficientes debido a la formación de *hollín*, resultado de quedar porción de combustible sin quemar. (Annamalai, 2007).

Bajo la argumentación precedente en la tabla 4.1, se exponen distintos tipos de reacciones de combustión con los posibles productos a obtener. Es importante aclarar que los productos obtenidos, varían con base en la composición de las especies que contiene tanto el combustible como el aire.

Tabla 4.1. Tipos de reacciones de combustión y posibles productos a obtener

Estequiométrica	$C_nH_m + a(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow bCO_2 + cH_2O + dN_2$
Real completa (Atm. oxidante)	$C_nH_m + a(O_2 + 3.76N_2 + \omega H_2O) \rightarrow bCO_2 + cH_2O + dN_2 + eO_2$
Real incompleta (Atm. semioxidante)	$C_nH_m + a(O_2 + 3.76N_2 + \omega H_2O) \rightarrow bCO_2 + cH_2O + dN_2 + eO_2 + fCO$
Real incompleta (Atm. semireductora)	$C_nH_m + a(O_2 + 3.76N_2 + \omega H_2O) \rightarrow bCO_2 + cH_2O + dN_2 + eCO + fH_2$
Real incompleta (Atm. reductora)	$C_nH_m + a(O_2 + 3.76N_2 + \omega H_2O) \rightarrow bCO_2 + cH_2O + dN_2 + eCO + fH_2 + gC$

- (1) Si el combustible contiene S o N, se puede obtener adicionalmente NO, NO₂, SO₂ y SO₃.
- (2) El N₂ contenido del aire se considera inerte; sin embargo, puede reaccionar con O₂ a T>1900 K.

Fuente: Elaboración propia³⁰.

³⁰ Elaboración con fundamento en Annamalai [2], Cengel [4] y Márquez [28]. Se le denomina atmósfera oxidante cuando en la mezcla combustible-comburente se presenta mayor comburente; de lo contrario, si está escaso el comburente y existe mayor combustible, se le llama atmósfera reductora.

La tabla anterior, muestra los posibles casos presentados durante un proceso de combustión y sirve de base para establecer los balances de masa y energía en un sistema reactivo, del cual se compone la cámara de combustión. En este entorno, el objetivo de la ingeniería de diseño es el uso de combustibles que involucren la contextualización de sistemas con mejor rendimiento operativo; aminorando a su vez, la problemática del impacto ambiental. (Niessen, 2010). Por ello, es sustancial el conocimiento de las propiedades físicoquímicas de los combustibles, motivo por el cual se abordará su estudio y se establecerán las pautas fundamentales en la siguiente subsección.

4.1.4 Propiedades termodinámicas de los combustibles

Las propiedades de los combustibles son un elemento indispensable durante la combustión, así la densidad ρ , viscosidad dinámica μ y cinemática ν ; por mencionar algunas, son propiedades físicas imprescindibles a considerar para la *hidráulica*. No obstante, un combustible independientemente del estado físico en el que se encuentre, posee una propiedad termodinámica adicional que lo hace selecto para su aplicación en el sector industrial. En relación con lo anterior, la elección del combustible (hablando en términos de beneficios energéticos y económicos) estará orientada al que mayor cantidad de energía aporte por unidad de masa o volumen durante la combustión; considerando además su costo, accesibilidad para su adquisición y condiciones de almacenamiento.

Poder Calorífico

El poder calorífico se refiere a la cantidad de calor liberado por una unidad de masa o volumen de combustible como resultado de la quema completa del mismo en un proceso de combustión. (Márquez, 2005). El poder calorífico es conocido como *calor de combustión*, el cual es un valor numéricamente casi igual a la entalpía de combustión a condiciones estándar H°_{comb} . Como es sabido, durante la combustión se obtiene como producto H_2O ; a partir de esto, dependiendo de la fase con la que se obtenga el agua, es posible clasificar dos tipos de poder calorífico con base en (Lackner, 2013).

El *Poder Calorífico Inferior PCI*, conocido también como *Lower Heating Value (LHV)*; se le asigna con este nombre al calor liberado en la combustión cuando en los productos se obtiene agua en fase vapor, que al no condensarse, los gases de combustión salen a menor temperatura. Para el caso del *Poder Calorífico Superior PCS*, referido también como *Higher Heating Value (HHV)*; se le denomina con este nombre al valor más alto de calor que puede obtenerse de un proceso de combustión, de esta manera el dato se obtiene tomando como referencia la combustión a condiciones estándar ($25^{\circ}C$ y 1 atm); primeramente, el combustible y aire entran a condiciones

estándar, posterior a la ignición los productos se enfrían a las mismas condiciones; obteniéndose el mayor calor posible de la combustión debido a que el agua cede su energía al salir en fase líquida. El poder calorífico de un combustible puede obtenerse a través de su combustión en una bomba calorimétrica y teóricamente a partir del desarrollo del siguiente modelo:

$$H_{comb} = H_p - H_r \quad (4.1)$$

Donde H_p y H_r , representa la entalpía total de los productos y reactivos respectivamente, estas variables se obtienen a partir de condiciones estándar como se establece a continuación:

$$H^{\circ}_{comb} = \sum N_p h^{\circ}_{f,p} - \sum N_r h^{\circ}_{f,r} \quad (4.2)$$

De la expresión anterior, se observa que las entalpías denotadas como H_p y H_r de la ecuación 4.1, son el resultado de la sumatoria del producto del coeficiente estequiométrico N y la entalpía de formación a condiciones estándar h°_f , de cada especie participante en la reacción química estequiométricamente balanceada. Esta diferencia de sumatorias da como resultado la H°_{comb} , cuyo valor es negativo y semejante al poder calorífico obtenido de manera experimental en una *bomba calorimétrica*, sólo que por fines prácticos esta propiedad se reporta tabulada en valores positivos y por unidad de masa de combustible³¹. (Cengel, 2015).

4.1.5 Balance energético en un sistema de combustión con base en Primera Ley

Entalpía de combustión a condiciones específicas

Anteriormente se comentó que la entalpía de combustión H_{comb} , está asociada a los cambios de energía que presenta una reacción química a partir de la oxidación completa de un combustible. En esta temática, la entalpía de combustión viene definida como la cantidad de calor que se libera de un proceso de combustión a partir de la quema completa de un combustible a una temperatura y presión específica. (Cengel, 2015).

El principio de la conservación de la energía como bien se mencionó durante el desarrollo del primer capítulo del presente trabajo, constituye su fundamento en la Primera Ley de la Termodinámica, mediante la cual se demostró su análisis con base en la ecuación 1.1 para un volumen de control. En consecuencia, es posible analizar este mismo enfoque para un sistema reactivo en condiciones estacionarias a partir del siguiente desarrollo:

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sal} \quad (4.3)$$

³¹ Los valores de PCI y PCS para el diésel y algunos combustibles utilizados a menudo, se encuentran disponibles en el Apéndice A-27 de Cengel [4].

De lo anterior, es de conocimiento que el flujo de energía de un sistema \dot{E} , está asociado a la suma del flujo de calor \dot{Q} , trabajo \dot{W} y entalpía total \dot{H} , por lo que la ecuación anterior es equivalente a presentar las razones de energía a la entrada y a la salida como:

$$\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \dot{H}_{ent} = \dot{Q}_{sal} + \dot{W}_{sal} + \dot{H}_{sal} \quad (4.4)$$

Asimismo, se sabe que para la temática que se aborda en el presente trabajo no existe interacción de trabajo mecánico o eléctrico en el sistema; y que la combustión es una reacción de tipo exotérmica, por lo cual se considera únicamente flujo de calor a la salida:

$$-\dot{Q}_{sal} = \dot{H}_{sal} - \dot{H}_{ent} \quad (4.5)$$

Lo anterior demuestra termodinámicamente que al ser una reacción exotérmica, el flujo de calor liberado posee un valor negativo. Sin embargo, en un proceso de combustión es de interés saber la cantidad total de calor obtenido, por lo que la expresión anterior se multiplica por el tiempo t , de la operación de combustión. De esta manera, se logra llegar al concepto derivado en termodinámica de H_{comb} , el cual es consecuente del intercambio de energía química asociada a las entalpías de reactivos y productos durante una reacción como se muestra en la ecuación 4.1. (Cengel, 2015).

Es sabido de la ecuación 4.2, que la entalpía de combustión se obtiene a condiciones estándar. No obstante, en los procesos de combustión real y para el caso de estudio de esta investigación, las sustancias de entrada (reactivos) pueden entrar a condiciones de referencia diferentes a las estándar y mostrar variación con respecto a las sustancias de salida (productos) en términos de presión o temperatura. Debido a lo anterior, la ecuación 4.2 presenta una modificación al adicionarse las condiciones mencionadas, obteniendo la siguiente expresión:

$$H_{comb} = \sum N_p (h_{f,p}^{\circ} + h_{T,p} - h_{0,p}) - \sum N_r (h_{f,r}^{\circ} + h_{T,r} - h_{0,r}) \quad (4.6)$$

La ecuación anterior permite calcular la H_{comb} , para cualquier proceso real dado una reacción estequiométricamente balanceada; especificando adicionalmente la entalpía a la condición específica h_T y la entalpía a las condiciones del estado ambiente de referencia h_0 .

Temperatura de flama adiabática

La flama en forma concisa, es la región donde se da lugar la reacción de combustión. Así, la temperatura de flama adiabática T_{ad} , se define como la máxima temperatura que puede alcanzarse en los productos de combustión, asumiendo la ausencia de pérdida de calor hacia los alrededores de la cámara de combustión (proceso adiabático) y por tanto, todo el calor liberado del proceso es aprovechado por completo internamente para elevar la temperatura de los gases producto de la combustión. (Cengel, 2015) y (Márquez, 2005).

Con base en los postulados anteriores, se sabe en primera instancia que al ser un proceso adiabático, teóricamente implica que $-\dot{Q}_{sal} = 0$ y por otra parte que, el calor liberado durante la combustión es definido como H_{comb} , lo que permite establecer una igualdad de la forma $-\dot{Q}_{sal} = H_{comb}$; orientando a que $H_{comb} = 0$, de modo que la ecuación 4.6 toma la estructura siguiente:

$$\sum N_p (h_{f,p}^\circ + h_{T,p} - h_{0,p}) = \sum N_r (h_{f,r}^\circ + h_{T,r} - h_{0,r}) \quad (4.7)$$

Abordando esta temática, es de conocimiento que el C_p es una propiedad de la materia que está asociado a los cambios de entalpía con respecto a la temperatura de la siguiente manera:

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (4.8)$$

Donde ∂h y ∂T , corresponde al cambio diferencial de entalpía y temperatura respectivamente. Debido a que son de interés primordial los cambios macroscópicos, al realizarse la separación de variables e integrando en los intervalos correspondientes a las condiciones de referencia y adiabáticas, se obtiene en la siguiente ecuación diferencial:

$$\int_{h_0}^{h_T=h_{Tad}} dh = \int_{T_0}^{T=T_{ad}} C_p(T) dT \quad (4.9)$$

Dándole solución a la ecuación anterior se obtiene que:

$$h_{Tad} - h_0 = \int_{T_0}^{T_{ad}} C_p(T) dT \quad (4.10)$$

Donde es posible obtener h_{Tad} y T_{ad} (entalpía y temperatura de flama adiabática) a partir del calor específico en función de la temperatura $C_p(T)$. Con base en lo anterior, es pertinente mencionar que en la mayoría de los casos, los reactivos son suministrados a condiciones estándar, por lo que esta diferencia de entalpías ($h_T - h_0$) se anula y solamente la h_f° cobra interés. Sin embargo, el hecho de que los productos de combustión sean por lo general gases, esa diferencia de entalpías varía en función de la temperatura, haciendo que la ecuación 4.10 sea aplicable para este caso y pueda sustituirse en la ecuación 4.7 en los productos, permitiendo establecer la siguiente expresión:

$$\sum N_p \left[h_{f,p}^\circ + \int_{T_0}^{T_{ad}} C_p(T) dT \right] = \sum N_r (h_{f,r}^\circ) \quad (4.11)$$

Al efectuar los procedimientos matemáticos correspondientes y sustituyendo la ecuación 4.2 en la ecuación anterior se logra obtener la expresión final:

$$\sum N_p \int_{T_0}^{T_{ad}} C_p(T) dT = -(H_{comb}^\circ) \quad (4.12)$$

La ecuación 4.12, permite calcular la temperatura de flama adiabática T_{ad} , de un proceso de combustión a partir de una técnica iterativa, ya que la solución consiste en proponer una temperatura de salida de los gases de combustión que debe sustituirse en la integral definida para cada componente hasta cumplirse la igualdad. El $C_p(T)$, es un polinomio normalmente de la forma:

$$C_p(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (4.13)$$

Donde a , b , c y d son constantes específicas para cada componente; estos valores y la extensión del polinomio varían en función de la bibliografía consultada³².

La T_{ad} es un valor ideal, ya que en los procesos reales la temperatura de flama generada por la combustión no alcanza este valor, debido a pérdidas de calor al entorno asociadas principalmente a radiación y convección. No obstante, este valor sirve de base para el diseño de la cámara de combustión en el equipo, ya que permite conocer las condiciones de temperatura a las que estará expuesto el material durante el proceso y proporciona información acerca de la cantidad de calor que puede ser aprovechado a partir de los gases de combustión en aplicaciones de producción de vapor, como en el caso para accionar turbinas de vapor y gas en ciclos combinados que impulsan generadores eléctricos en centrales termoeléctricas y producen la electricidad. (Annamalai, 2007).

4.1.6 Parámetros de control

Como se ha destacado, la combustión tiene como motivo principal la obtención de calor aprovechable a partir de las altas temperaturas obtenidas en los productos, la cual se ha definido como *temperatura de flama*. Debido a que es imposible eliminar las pérdidas de calor, los parámetros de control permiten asegurar una operación más estable, en aspectos de efectuar una reacción lo más completa posible, ya que de no ser así, la combustión orientaría a una mayor disociación de productos (formación de inquemados), repercutiendo aún más en la disminución de la temperatura de salida de los productos y en el aumento de las concentraciones de gases de efecto invernadero; perjudicando directamente el rendimiento del equipo. (Márquez, 2005).

La temperatura flama está influida por las condiciones ambientales de presión y temperatura; así como por los siguientes aspectos:

³² Las constantes a , b , c y d de la ecuación 4.13 para distintas especies químicas, pueden ser obtenidas del Apéndice A-2 de Cengel [4]; válidas en un rango de temperatura de 273-1800 K.

Exceso de aire

El control de la cantidad de aire que se aporta al proceso es sumamente imprescindible, ya que debe garantizar una combustión lo más completa posible al tiempo ajustar la temperatura de la cámara para evitar la formación de productos no deseados. La cantidad de aire y combustible suministrados a la cámara, vienen regulados por la demanda de calor requerida para el proceso.

Durante el proceso de combustión, es importante utilizar una relación que cuantifique la cantidad de aire utilizado por unidad de combustible quemado. De esta forma, la variable que relaciona estos dos aspectos es conocida como *relación aire-combustible* R_{A-C} , la cual suele expresarse en términos másicos a partir de la siguiente expresión:

$$R_{A-C} = \left(\frac{n_{aire}}{n_{combustible}} \right) \left(\frac{Mm_{aire}}{Mm_{combustible}} \right) \quad (4.14)$$

Donde n corresponde a la cantidad de moles suministrados de aire y combustible respectivamente, mientras que Mm es la masa molecular de cada especie correspondiente.

La cantidad de aire utilizado en un proceso de combustión, puede expresarse también en términos una variable denominada como *radio de equivalencia* ϕ . Esta variable se usa para indicar cuantitativamente que tan rica o pobre puede catalogarse la mezcla combustible-aire. (Turns, 2012).

$$\phi = \frac{(R_{A-C})_{estq}}{(R_{A-C})_{real}} \quad (4.15)$$

De la ecuación anterior, se observa que ϕ , es resultado de una relación entre las R_{A-C} ; asumiendo que la reacción del proceso es estequiométrica $(R_{A-C})_{estq}$ y la real llevada a cabo $(R_{A-C})_{real}$. El cociente obtenido indica que si $0 < \phi < 1$ corresponde a una mezcla pobre (exceso de aire); de lo contrario, si $\phi > 1$ predomina más combustible categorizándose como mezcla rica.

El parámetro anterior cobra gran importancia, pues permite determinar el rendimiento del sistema con el que se opera, debido a que si se trabaja con $\phi \approx 1$ el exceso de aire presente es bajo y entonces la temperatura de flama será más alta; proveyendo una mayor cantidad de calor que puede ser aprovechada en el proceso. (Lackner, 2010). De esta manera, este parámetro permite determinar el porcentaje de exceso de aire EA , con el que se trabaja en el sistema a partir de la fórmula siguiente:

$$EA = \left(\frac{1 - \phi}{\phi} \right) \cdot 100\% \quad (4.16)$$

Debido a que EA influye directamente en la temperatura de flama, se pretende operar con un valor controlado y adecuado para la combustión. En la actualidad, esta temática se ha estudiado con mayor detenimiento, lo que ha permitido establecer valores recomendados de EA para trabajarse en función del tipo de combustible empleado.

Humedad del aire

El aire atmosférico, como bien se sabe, está constituido mayormente por N_2 y O_2 ; sin embargo, también contiene cantidades considerables de vapor de agua, haciendo que el aire utilizado durante la combustión posea de un grado de humedad que depende de las condiciones específicas del lugar. La humedad contenida en el aire de proceso es un factor muy importante a considerar, ya que si bien no influye considerablemente en un descenso de la temperatura de flama, promueve la formación de ácidos que dañan el equipo con el tiempo, por medio de la corrosión generada. Debido a lo anterior, se requiere cuantificar el contenido de agua presente en el aire, en términos de cantidad molar $n_{H_2O,aire}$. De esta manera, si se supone un comportamiento de gas ideal del vapor de agua en el aire, el contenido molar de humedad presente puede obtenerse a partir de una expresión análoga a la *Ley de las presiones parciales de Dalton* como se muestra a continuación:

$$n_{H_2O,aire} = \left(\frac{P_{H_2O,aire}}{P_T} \right) \cdot n_T \quad (4.17)$$

Donde P_T , corresponde a la presión total del sistema a la que se lleva el proceso, mientras que n_T son los moles totales presentes en el aire húmedo, es decir $n_T = n_{H_2O,aire} + n_{aire,seco}$.

La presión parcial de la humedad contenida en el aire denotada en la ecuación 4.17 como $P_{H_2O,aire}$, se puede obtener a partir de la siguiente expresión:

$$P_{H_2O,aire} = \varphi \cdot P_{sat,H_2O} \quad (4.18)$$

Donde φ , pertenece a la *humedad relativa* del aire la cual oscila en un valor entre $0 < \varphi < 1$; mientras que P_{sat,H_2O} , corresponde a la presión de saturación del agua a las condiciones ambiente. La humedad contenida en el aire es posible obtenerse a partir de la φ , la cual usualmente se proporciona en términos de porcentaje. En este proceso, otra variable adicional que permite obtener el mismo propósito es llamada *humedad absoluta* ω , la cual se obtiene de la siguiente manera:

$$\omega = \frac{Mm_{H_2O} \cdot P_{H_2O,aire}}{Mm_{aire} \cdot (P_T - P_{H_2O,aire})} \quad (4.19)$$

La cantidad de humedad en el aire como se comentó, tiene efectos considerables durante la combustión. Si bien las variables anteriores tienen relación, poseen comportamientos distintos; la φ se ve alterada con el cambio de temperatura, mientras que la ω se mantiene constante, ya que

esta última sólo indica la cantidad de vapor de agua presente en una unidad de aire seco en términos máxicos, por lo que, si cambia la temperatura, la proporción será siempre la misma. (Cengel, 2015).

4.1.7 Eficiencia de un proceso de combustión

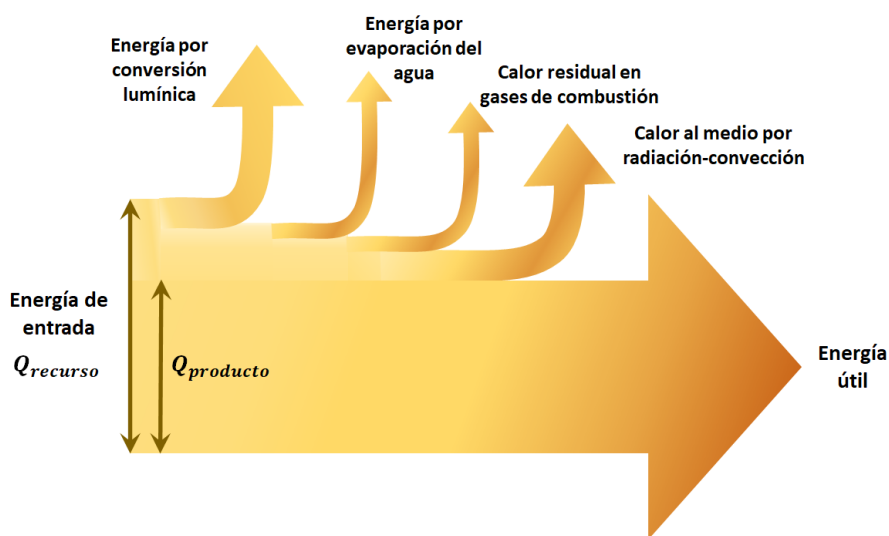
El empleo del proceso de combustión está implícito en distintas áreas que van desde el hogar hasta el sector industrial. Para el caso de la industria química, puede verse presente su amplio campo de aplicación en sistemas de calefacción, producción de vapor y electricidad, propulsión, incineración de residuos, secado y fundición de metales; por mencionar algunos.

En la actualidad la combustión, es el método comúnmente utilizado para la conversión de energía en térmica y mecánica. (Annamalai, 2007). En este ámbito cualquiera que sea el tipo de proceso, es de gran interés saber que tan bien se ha realizado ese proceso de conversión de energía y para evaluar ese desempeño se hace uso del concepto de *eficiencia* η , la cual está definida como:

$$\eta = \left(\frac{Q_{\text{producto}}}{Q_{\text{recurso}}} \right) \cdot 100\% \quad (4.20)$$

La expresión anterior, permite calcular la η de cualquier proceso. Para el caso de una combustión con $\eta = 100\%$, indicaría que todo el calor suministrado del recurso es aprovechado por completo durante el proceso. Notablemente, en cualquier proceso real esto no sucede, debido a las pérdidas de calor al medio asociadas a radiación-convección y calor residual no aprovechado de los gases de combustión emitidos. Bajo la premisa anterior, se expone un *diagrama de Sankey* mediante la figura 4.3, donde se permite observar la distribución de flujos de calor previamente indicados.

Figura 4.3. Diagrama de Sankey para un proceso de combustión



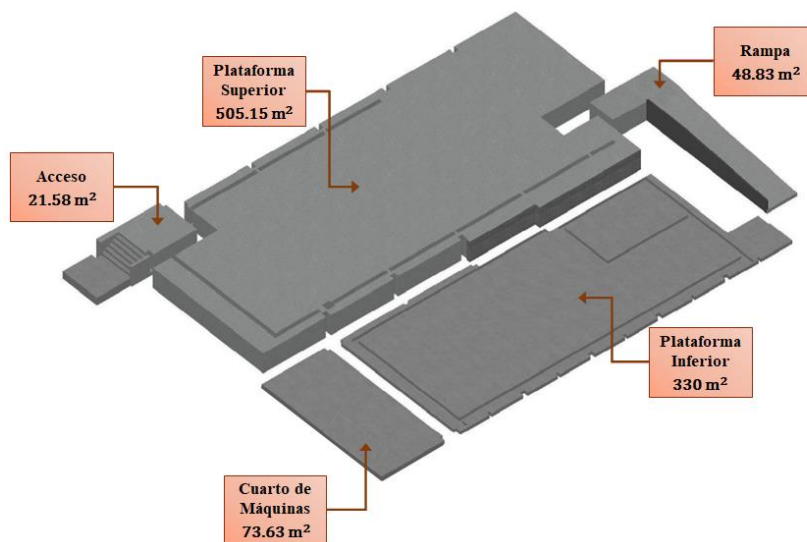
Fuente: Elaboración propia.

4.2 Generalidades

4.2.1 Localización del equipo de combustión (Túnel de calor)

La planta piloto de la emblemática FES Zaragoza perteneciente a la UNAM, se encuentra en Campus II; localizada sobre Batalla 5 de Mayo S/N, Colonia Ejército de Oriente, Alcaldía Iztapalapa, Ciudad de México. Esta planta, tiene una extensión de 979 m² distribuida en cinco áreas (Padilla, 2016)., como se muestra en la figura 4.4.

Figura 4.4. Distribución de la superficie de la planta piloto de la FES Zaragoza

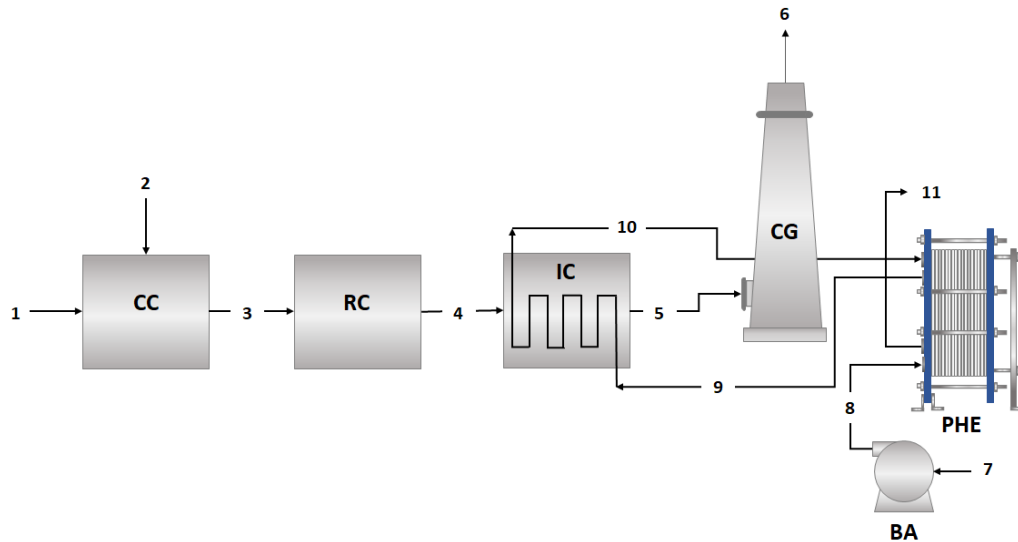


Fuente: Planta piloto de la FES Zaragoza, Padilla, 2016.

De lo anterior, es de conocimiento que toda la superficie en su conjunto está destinada a la carrera de Ingeniería Química, en la cual se tiene como propósito, realizar prácticas a nivel planta piloto sobre algún fenómeno en específico, aplicando los conocimientos teóricos adquiridos durante la formación académica. Debido a lo anterior y a la necesidad de vincular los procesos energéticos a la formación profesional, la carrera a través del módulo de Manejo de Energía con el apoyo del programa UNAM-PAPIME109819, diseñó y construyó un equipo de combustión denominado *Túnel de calor*, el cual actualmente continúa en proceso el trámite para su designación de lugar en la planta piloto. De esta forma, en la siguiente subsección se establecerán las condiciones y consideraciones que permitieron el análisis termodinámico de este equipo, el cual fue acoplado a un sistema propuesto para la generación de servicio de agua comprimida, mismo que sustenta el diseño termohidráulico y propuesta elaborada del PHE que se expone en el capítulo 5.

4.2.2 Descripción del sistema propuesto

Figura 4.5. Diagrama del sistema de generación de agua comprimida



Fuente: Elaboración propia.

Con base en el diagrama mostrado en la figura 4.5, es posible apreciar que el proceso del sistema propuesto inicia con el suministro de combustible (diésel industrial) y una cantidad de aire atmosférico al quemador, en condiciones ambiente y en las proporciones recomendadas para lograr la combustión dentro de la *cámara de combustión CC*. Posteriormente los gases generados producto de la combustión, salen de la *CC* a temperaturas elevadas ($1438\text{ }^{\circ}\text{C}$) donde pasan a través de un segundo módulo denominado *radiación-convección RC*, debido a que éstos pierden energía al medio por efecto de dichos mecanismo; haciendo que su temperatura descienda a un valor de $1425\text{ }^{\circ}\text{C}$ e ingresen así al módulo de *intercambio de calor IC*, donde una porción de su energía contenida es aprovechada para generar agua saturada a una temperatura de $116.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 178 kPa de presión, derivado de la entrada de este recurso a una temperatura de $31.68\text{ }^{\circ}\text{C}$ en un serpentín helicoidal que se sugiere instalar dentro del mismo módulo. Así, el agua saturada proveniente del *IC* ingresa al *PHE* (equipo modular independiente al Túnel de calor) para conseguir dos fines: Primeramente, producir alrededor de 170 kg/h de servicio de agua comprimida para la planta piloto a una temperatura de $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 178 kPa de presión y llevar a cabo el precalentamiento de la corriente de agua que ingresa al serpentín del *IC*, misma que proviene de la *bomba presurizadora BA* a temperatura ambiente y 178 kPa de presión. Finalmente, los gases de combustión son expulsados al ambiente por medio de la *chimenea de gases CG* a una temperatura de $200\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4.3 Análisis del sistema

Como es apreciable observar en la figura 4.5 y con base en la descripción del mismo diagrama, para un análisis más explícito del sistema, éste se seccionó por módulos de tal manera que el Túnel de calor (constituido por los módulos CC, RC, IC y CG), el PHE (el cual se evaluará su diseño termohidráulico en el capítulo 5) y la bomba BA en su conjunto, conforman el sistema completo.

4.3.1 Condiciones de referencia del recurso empleado

Las condiciones iniciales del recurso a utilizar son la pauta preliminar que permitieron llevar a cabo los balances de masa y energía del sistema propuesto. De esta manera las condiciones de referencia a las que son suministrados los recursos (combustible, aire y agua) se exponen en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Condiciones de referencia de los recursos de entrada

Combustible	Diésel industrial.		
	Presión de entrada.	78.3	kPa
	Temperatura de entrada.	25	°C
	Flujo de entrada.	2.08	kg/h
	Poder Calorífico Superior.	45500	kJ/kg
	Composición:		
	Carbono.	86.95	%
	Hidrógeno.	13	%
Azufre ¹ .	0.05	%	
Aire	Aire atmosférico.		
	Presión de entrada.	78.3	kPa
	Temperatura de entrada.	25	°C
	Humedad relativa.	50	%
	Exceso de aire ² .	20	%
	Composición:		
	Oxígeno.	20.65	%
	Nitrógeno.	77.66	%
Vapor de agua.	1.69	%	
Agua	Agua blanda ³ .		
	Presión de entrada.	78.3	kPa
	Temperatura de entrada.	25	°C
	Composición:		
Agua.	100	%	

(1) Valor aplicable para diésel industrial utilizado en ZMVM con base en NOM-016-CRE-2016.

(2) Valor recomendado para procesos de combustión diésel-aire con base en Herrera [12].

(3) Considerar dureza nula y ausencia de materia suspendida para los balances de Primera Ley.

Fuente: Elaboración propia³³.

³³ Los datos reportados en la tabla se registraron con base en el balance de la reacción de combustión a las condiciones ambiente media anual de la Ciudad de México.

4.3.2 Modelo de combustión diésel-aire en el Túnel de calor

Con base en la clasificación de la figura 4.2, se pone de manifiesto que el quemador instalado en el Túnel de calor de la Facultad³⁴ (Ver Anexo I), reúne las características de ser operado bajo inyección de combustible diésel; además, posee la característica de ser modulante, lo que permite regular el flujo de suministro tanto de combustible como de aire y con ello su potencia calorífica. Por consiguiente y de acuerdo con los datos obtenidos de la programación realizada en el software EES, misma que puede consultarse en el Anexo II, el modelo teórico de la reacción de combustión diésel-aire efectuada en la cámara del quemador de manera estequiométrica y real (considerando para este último un aire atmosférico de $\varphi = 50\%$ y un $EA = 20\%$) se exponen en la tabla 4.3.

Tabla 4.3. Reacciones del modelo de combustión diésel-aire

Estequiométrica	$C_{12.2966}H_{22.134}S_{0.002651} + 17.83(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 12.3CO_2 + 11.07H_2O + 67.05N_2 + 26.51 \times 10^{-4}SO_2$
Real	$C_{12.2966}H_{22.134}S_{0.002651} + 21.4(O_2 + 3.76N_2 + 0.0819H_2O) \rightarrow 12.3CO_2 + 12.82H_2O + 80.5N_2 + 10.3 \times 10^{-5}CO + 26.51 \times 10^{-4}SO_2 + 3.567O_2$

Fuente: Elaboración propia.

A partir de las reacciones de combustión mostradas anteriormente, los parámetros que se obtuvieron para cada modelo respectivamente se reportan mediante la tabla 4.4.

Tabla 4.4. Parámetros del modelo de combustión diésel-aire

Estequiométrica	Exceso de aire.	EA	0	%
	Humedad relativa.	φ	0	%
	Relación aire-combustible.	R_{A-C}	14.43	kg _{aire} /kg _{diésel}
	Entalpía de combustión.	H_{comb}	-7.72×10^6	kJ
	Temperatura de flama adiabática.	T_{ad}	2135.85	°C
Real	Exceso de aire.	EA	20	%
	Humedad relativa.	φ	50	%
	Relación aire-combustible.	R_{A-C}	17.8	kg _{aire} /kg _{diésel}
	Humedad absoluta.	ω	12.89×10^{-3}	kg _{H2O} /kg _{aire}
	Radio de equivalencia.	ϕ	81.07×10^{-2}	
	Entalpía de combustión.	H_{comb}	-7.59×10^6	kJ
	Temperatura de flama adiabática.	T_{ad}	1782.85	°C

Fuente: Elaboración propia.

³⁴ En el Anexo I, se muestran los componentes principales del quemador diésel instalado modelo LO-35 fabricado por la empresa CIB UNIGAS. Asimismo, se brinda una breve descripción de su funcionamiento.

Así también, fue posible determinar bajo las condiciones planteadas, la composición de los gases de combustión para ambos modelos, los cuales se indican en la tabla 4.5.

Tabla 4.5. Composición de los gases de combustión

Componente	Estequiométrica	Real
	fm (%)	fm (%)
N_2	71.73	71.78
O_2	-	3.63
H_2O	7.61	7.35
CO_2	20.66	17.23
CO	-	9.18×10^{-5}
SO_2	64.8×10^{-4}	54.04×10^{-4}

Fuente: Elaboración propia.

4.3.3 Balances de Primera Ley

En virtud de las condiciones de entrada establecidas en la tabla 4.2 y los parámetros obtenidos del modelo de combustión diésel-aire que se encuentran reportados en las tablas 4.4 y 4.5, es hacedero realizar los cálculos correspondientes para recabar los valores que definen el sistema en su conjunto. De esta manera, retomando el diagrama de la figura 4.5, se permite mostrar de mejor forma los balances de masa y energía; no obstante, definir y obtener los estados termodinámicos de todo el sistema, implica un método sumamente riguroso, debido a que el cálculo de las variables supone técnicas iterativas como bien se mencionó en apartados anteriores del presente trabajo. Derivado de lo anterior, con ayuda de las herramientas proporcionadas del programa EES, fue posible llevar a cabo los balances de masa y energía de todo el sistema, así como el cálculo de las propiedades termodinámicas de interés.

Previo a la presentación de los balances de Primera Ley, se enunciarán algunas consideraciones importantes semejantes a las que fueron expuestas en el capítulo 3 referente al diseño termohidráulico del PHE; esto con el motivo de comprender y delimitar el modelo termodinámico que constituye al sistema propuesto y son los siguientes:

- El sistema opera en un volumen de control a condiciones estacionarias.
- Los módulos operan de manera adiabática a excepción del CC y RC, debido a la pérdida de calor por conversión lumínica \dot{Q}_{cl} y de radiación-convección $\dot{Q}_{rad-conv}$, respectivamente.

- La temperatura de flama real T_{fl} , que se obtiene dentro de la CC es equivalente al 80% del calor de combustión que libera la T_{ad} . Bajo esta premisa, la T_{fl} alcanzada en la cámara es igual a la temperatura que poseen los gases de combustión a la salida del mismo módulo.
- La pérdida de calor al medio en el RC es por efectos de radiación-convección; por ello se determinará el $h_{rad-conv}$, para calcular estas pérdidas asociadas al mecanismo combinado.
- El calor específico C_p , para el caso de los componentes en los gases de combustión son función de la temperatura $C_p(T)$, por lo cual se evaluará esta propiedad como una mezcla.
- El combustible utilizado es diésel; tomando un valor para el $PCS = 45,500$ kJ/kg, ya que se analizará la distribución de toda esa energía que contiene el combustible.

Después de haber establecido dichas consideraciones, es viable poder plantear las ecuaciones de balance.

Quemador

Partiendo del quemador se tiene que:

$$\dot{E}_{quemador} = \dot{m}_{diésel} \cdot PCS_{diésel} + \dot{m}_{aire} \cdot h_{aire} \quad (4.21)$$

El quemador al ser un sistema reactivo y adiabático se tiene de acuerdo con la ecuación 4.3, que la ecuación anterior es equivalente a lo siguiente:

$$\dot{E}_{quemador} = \dot{H}_{gcomb} \quad (4.22)$$

Lo anterior implica que \dot{H}_{gcomb} sea evaluada con la T_{ad} ; tomando similitud a la ecuación 4.12, de manera que la ecuación que relaciona estas dos variables que en términos másicos es:

$$\dot{H}_{gcomb} = \dot{m}_{gcomb} \cdot \sum f m_i \int_{T_o}^{T_{ad}} C p_i(T) dT \quad (4.23)$$

Cámara de combustión (CC)

Para el módulo CC se tiene que:

$$\dot{m}_1^{diésel} \cdot PCS_{diésel} + \dot{m}_2^{aire} \cdot h_2^{aire} = \dot{m}_3^{gcomb} \cdot h_3^{gcomb} + \dot{Q}_{cl} \quad (4.24)$$

Donde:

$$\dot{m}_2^{aire} = (R_{A-C})_{real} \cdot \dot{m}_1^{diésel} \quad (4.25)$$

$$\dot{m}_3^{gcomb} = \dot{m}_1^{diésel} + \dot{m}_2^{aire} \quad (4.26)$$

Radiación-convección (RC)

Para el módulo RC se tiene que:

$$\dot{m}_3^{gcomb} \cdot h_3^{gcomb} = \dot{m}_4^{gcomb} \cdot h_4^{gcomb} + \dot{Q}_{rad-conv} \quad (4.27)$$

Donde:

$$\dot{m}_3^{gcomb} = \dot{m}_4^{gcomb} \quad (4.28)$$

La determinación del $\dot{Q}_{rad-conv}$, se obtiene a partir del *flux de calor* asociado a los mecanismos de radiación-convección $\dot{q}_{rad-conv}$ y el área total obtenida de las paredes que constituyen el módulo $A_{módulo}$ como se muestra a continuación:

$$\dot{Q}_{rad-conv} = \dot{q}_{rad-conv} \cdot A_{módulo} \quad (4.29)$$

$$\dot{q}_{rad-conv} = h_{rad-conv} \cdot (T_{ext,pared} - T_o) \quad (4.30)$$

Donde el $h_{rad-conv}$, se obtiene a partir de:

$$h_{rad-conv} = h_{rad} + h_{conv} \quad (4.31)$$

En el caso de h_{rad} , se tiene que:

$$h_{rad} = \varepsilon_{Túnel} \cdot \sigma \cdot (T_{ext,pared} + T_o) \cdot (T_{ext,pared}^2 + T_o^2) \quad (4.32)$$

Mientras que a h_{conv} , se tiene que con relación a la ecuación 3.33 para geometrías planas toma la siguiente forma:

$$h_{conv} = \frac{Nu \cdot k_{aire}}{L_{módulo}} \quad (4.33)$$

Debido a que la pérdida de calor al medio está asociado a un mecanismo de convección natural, (Cengel, 2011), propone que en un flujo laminar, el Nu se obtiene con base en lo siguiente:

$$Nu = 0.66 \cdot Pr_{aire}^{\frac{1}{3}} \cdot Re_{aire}^{\frac{1}{3}} \quad (4.34)$$

El Pr_{aire} y Re_{aire} , involucrados en la ecuación anterior son definidos como:

$$Nu = 0.66 \cdot Pr_{aire}^{\frac{1}{3}} \cdot Re_{aire}^{\frac{1}{3}} \quad (4.35)$$

$$Re_{aire} = \frac{\rho_{aire} \cdot v_{viento} \cdot L_{módulo}}{\mu_{aire}} \quad (4.36)$$

$$Pr_i = \frac{Cp_{aire} \cdot \mu_{aire}}{k_{aire}} \quad (4.37)$$

Análogamente, para el cálculo aproximado del espesor del aislante térmico $t_{aislante}$, instalado en el Túnel de calor es importante que se cumpla la siguiente condición:

$$\dot{q}_{rad-conv} = \dot{q}_{cond,aislante} \quad (4.38)$$

Así el $\dot{q}_{cond,aislante}$, está definido de la siguiente forma:

$$\dot{q}_{cond,aislante} = \frac{-k_{aislante} \cdot (T_{ext,pared} - T_{int,aislante})}{t_{aislante}} \quad (4.39)$$

A partir de la sustitución correspondiente de la ecuación 4.39 en la ecuación 4.38 y realizando los procedimientos pertinentes, $t_{aislante}$ se define como:

$$t_{aislante} = \frac{-k_{aislante} \cdot (T_{ext,pared} - T_{int,aislante})}{\dot{q}_{cond,aislante}} \quad (4.40)$$

Intercambio de calor (IC)

Para el módulo IC se tiene que:

$$\dot{m}_4^{gcomb} \cdot h_4^{gcomb} + \dot{m}_9^{H_2O} \cdot h_9^{H_2O} = \dot{m}_5^{gcomb} \cdot h_5^{gcomb} + \dot{m}_{10}^{H_2O} \cdot h_{10}^{H_2O} \quad (4.41)$$

Donde:

$$\dot{m}_4^{gcomb} = \dot{m}_5^{gcomb} \quad (4.42)$$

$$\dot{m}_9^{H_2O} = \dot{m}_{10}^{H_2O} \quad (4.43)$$

Chimenea de gases (CG)

Para el módulo CG se tiene que:

$$\dot{m}_5^{gcomb} = \dot{m}_6^{gcomb} \quad (4.44)$$

Bomba presurizadora (BA)

Para la bomba presurizadora BA se tiene que:

$$\dot{m}_7^{H_2O} \cdot h_7^{H_2O} + W_{BA} = \dot{m}_8^{H_2O} \cdot h_8^{H_2O} \quad (4.45)$$

Donde:

$$\dot{m}_7^{H_2O} = \dot{m}_8^{H_2O} \quad (4.46)$$

Intercambiador de calor de placas (PHE)

Para el PHE se tiene que:

$$\dot{m}_8^{H_2O} \cdot h_8^{H_2O} + \dot{m}_{10}^{H_2O} \cdot h_{10}^{H_2O} = \dot{m}_9^{H_2O} \cdot h_9^{H_2O} + \dot{m}_{11}^{H_2O} \cdot h_{11}^{H_2O} \quad (4.47)$$

Donde:

$$\dot{m}_8^{H_2O} = \dot{m}_9^{H_2O} = \dot{m}_{10}^{H_2O} = \dot{m}_{11}^{H_2O} \quad (4.48)$$

A continuación, se presenta una tabla de balance donde se exponen los flujos y las propiedades termodinámicas obtenidas por cada corriente del sistema planteado, la cual deriva de la programación realizada en el software EES a condiciones que se esperarían obtener durante su operación ($\varphi = 50\%$ y $EA = 20\%$). El balance de masa y energía por componente se puede consultar en el Anexo III.

Tabla 4.6. Balance de masa y energía del sistema

Corriente	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	\dot{H} (kW)
1	0.00057	25	78.32	45500	26.29
2	0.01029	25	78.32	-	-
3	0.01086	1438	78.32	1936	21.03
4	0.01086	1425	78.32	1918	20.84
5	0.01086	200	78.32	368.9	4.007
6	0.01086	200	78.32	368.9	4.007
7	0.04722	25	78.32	-	-
8	0.04722	25	178	0.0922	0.0043
9	0.04722	31.68	178	28.04	1.324
10	0.04722	116.6	178	384.5	18.16
11	0.04722	110	178	356.5	16.84

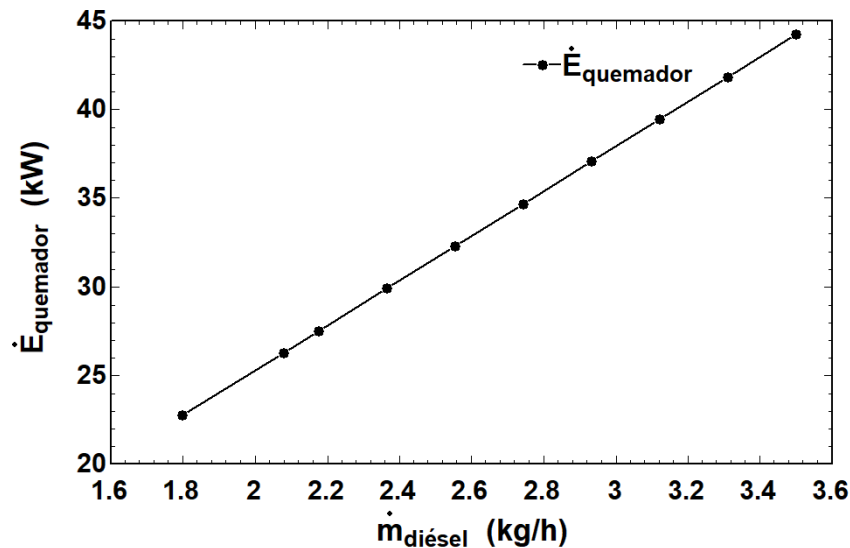
Fuente: Elaboración propia.

4.4 Resultados del modelo termodinámico de combustión

4.4.1 Efectos energéticos en la variación de los parámetros de control en el Túnel de calor

Potencia calorífica del quemador

El quemador diésel instalado en el Túnel de calor, como es sabido con base en lo reportado en las especificaciones del Anexo I, opera en un rango de flujo combustible de 1.8 a 3.5 kg/h. En base a lo anterior y como se explicó en apartados anteriores su característica modular permite regular el flujo de suministro tanto de combustible como de aire atmosférico y con ello su potencia calorífica. La propuesta desarrollada del modelo de combustión involucraría a las condiciones esperadas de operación, un flujo de suministro de combustible diésel de 2.08 kg/h. Sin embargo, a través de la figura 4.6, se brinda un panorama de la potencia calorífica del quemador $\dot{E}_{quemador}$, que se esperaría obtener si se modifica el flujo de entrada de combustible diésel.

Figura 4.6. Efectos de la variación del flujo de combustible en la $\dot{E}_{quemador}$ 

Fuente: Elaboración propia.

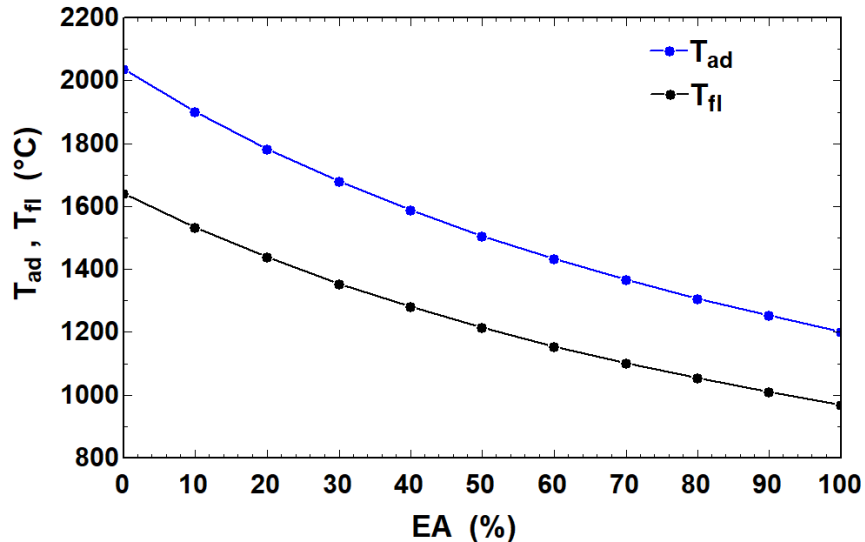
Como puede observarse de la gráfica anterior, la $\dot{E}_{quemador}$ aumenta a medida que se varía el rango de flujo de diésel a la entrada del mismo; obteniéndose un rango de potencia calorífica de 22.75 a 44.24 kW. Para el caso de la propuesta del sistema, con un flujo de diésel de 2.08 kg/h la potencia calorífica del quemador esperada es de 26.29 kW.

El crecimiento de potencia calorífica que se esperaría obtener en el quemador, si bien refleja un mayor aporte de energía al sistema para producir más servicio de agua comprimida, esto también repercutiría en un mayor costo por el uso de combustible y por ende, en la potencia de bombeo, puesto que lo anterior, implicaría un aumento en el flujo de entrada de agua.

Temperatura de flama

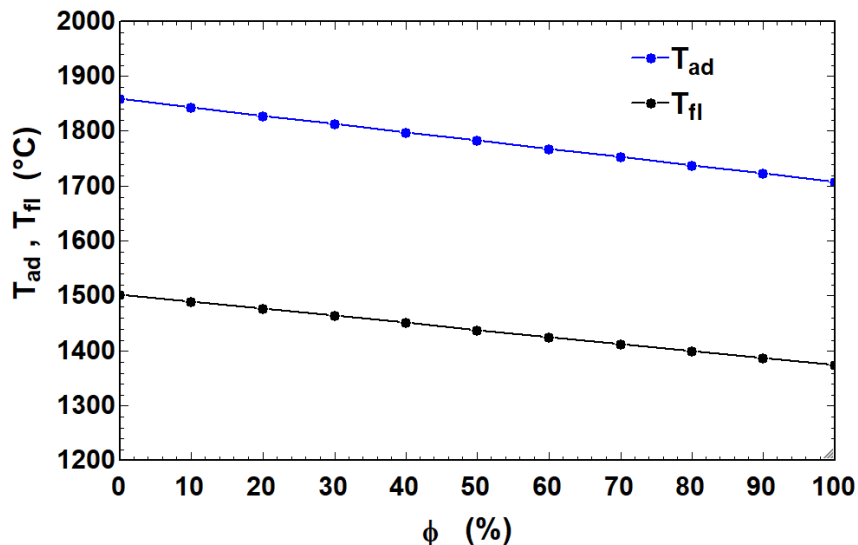
La temperatura de flama adiabática T_{ad} , así como la temperatura de flama real³⁵ T_{fl} , se ven afectadas por la cantidad de EA y de ϕ , en el sentido que al aumentar el EA repercute en un mayor aporte de flujo de aire; haciendo que más masa absorba el calor de combustión generado durante la reacción, lo que trae consigo un incremento en la pérdida de energía que se refleja en la disminución de ambas temperaturas. La premisa anterior, se muestra mediante la figura 4.7 para ambas temperaturas; donde puede observarse la variación de las dos variables en función del EA .

³⁵ La temperatura de flama real, es la temperatura alcanzada en la CC y por tanto, es la temperatura de los gases de combustión a la salida del mismo módulo. ($T_{fl} = T_3^{gcomb}$).

Figura 4.7. Efectos de la variación del EA en la T_{ad} y T_{fl} 

Fuente: Elaboración propia.

Análogamente, un incremento de la ϕ en el ambiente, es reflejo de un aire más húmedo, lo que conlleva a más contenido de agua en el aire de suministro e implique que más materia absorba el calor de combustión producido (como en el caso de un mayor aporte de EA) y por consecuencia, repercute en una disminución de ambas temperaturas como se muestra a mediante la figura 4.8.

Figura 4.8. Efectos de la variación del ϕ en la T_{ad} y T_{fl} 

Fuente: Elaboración propia.

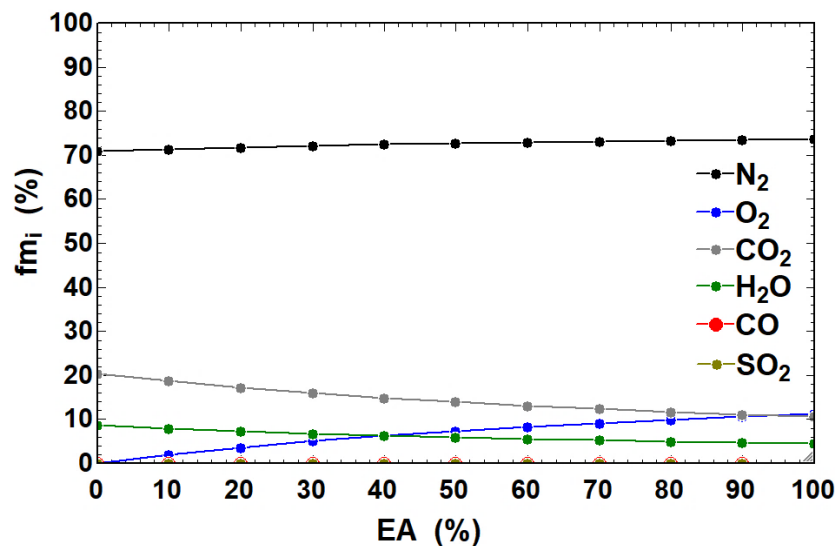
De lo mostrado en las gráficas anteriores, es perceptible que la T_{ad} como la T_{fl} , se ven más afectadas por la cantidad de aire en exceso aportado al sistema que por la humedad que contenga el aire. Para el caso de las condiciones de operación esperadas en el sistema se estima para la T_{ad} un valor de 1,782.85 °C, mientras que para la T_{fl} se asume un valor de 1,438 °C.

Es importante aclarar que, aunque la humedad no repercute considerablemente en el descenso de las temperaturas, puede favorecer la formación de ácidos que generen desgaste en un elemento que constituye el Túnel de calor, debido a la composición existente en los gases de combustión; aspecto que se abordará en el siguiente apartado.

Composición de los gases de combustión

La composición de los gases de combustión se ve alterada mayormente por la cantidad de EA que se suministre al sistema. En base a lo expuesto anteriormente, se presenta mediante la figura 4.9, la fm_i de cada componente en los gases de combustión si se operara con distintos valores de EA .

Figura 4.9. Efectos de la variación del EA en la fm_i de los gases de combustión



Fuente: Elaboración propia.

Es de observarse, con base en el gráfico anterior que, aquellos componentes que aumentan su composición al incrementar el EA en el sistema son N_2 y O_2 respectivamente, mientras que, aquellos que muestran un descenso considerable son CO_2 y vapor de agua H_2O ; además de una composición prácticamente despreciable para el SO_2 y CO . Lo anterior, indica que si lo que se pretende es evitar la formación de ácidos nocivos y disminuir la concentración de sustancias que

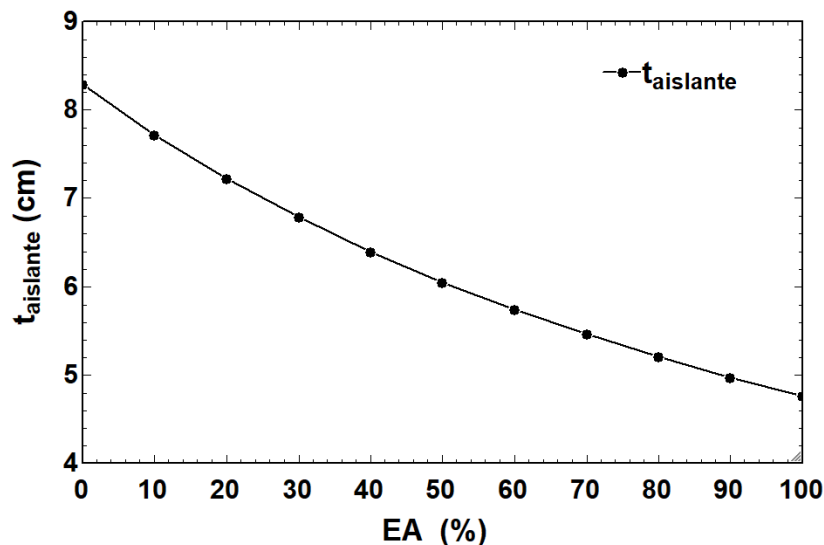
afecten al ambiente, conviene el aumentar el EA de trabajo, puesto que esto disminuye la concentración de los componentes que generan dichos efectos. No obstante, es importante recordar que lo anterior tiene efectos significativos en la temperatura de flama y esto último en la cantidad de generación y calentamiento del agua de servicio.

Espesor del aislante térmico

El espesor del aislante térmico $t_{aislante}$, es un factor importante a considerar en la instalación del equipo de combustión, ya que hablando en términos energéticos, promueve la retención de calor en el interior del Túnel de calor, evitando menores pérdidas de energía térmica al ambiente por efectos de radiación-convección y con ello, lograr que más energía sea aprovechada para el calentamiento del fluido de servicio. De igual forma, menores fugas de calor al medio, significa una medida de seguridad para prevenir riesgos por quemaduras en usuarios debido a las altas temperaturas que pudieran generarse en la superficie de la pared externa del equipo.

En base a lo anterior, mediante la figura 4.10, puede visualizarse la variación del $t_{aislante}$ que debería tener el equipo si se variara el EA , considerando una temperatura en la superficie de la pared externa de $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, puesto que es el valor límite para evitar accidentes por quemaduras.

Figura 4.10. Efectos de la variación del EA en el $t_{aislante}$



Fuente: Elaboración propia.

Como puede apreciarse de la figura anterior, el $t_{aislante}$ disminuiría si se aumenta la cantidad de EA . Lo anterior se debe a que como se observa en la gráfica de la figura 4.7, la T_{fl} (valor que asume

la T_3^{gcomb}) disminuye en razón del aumento del EA y por tal motivo, al presentarse una menor temperatura, el espesor también disminuye. En esta dirección, a las condiciones esperadas del equipo, se tiene que el $t_{aislante}$ adquiere un valor de 7.22 cm. Se hace mención que el valor anterior, es producto de la serie de cálculos realizados para la obtención de las pérdidas de calor asociadas a los mecanismos de radiación-convección que se muestran en el apartado 4.3.3 para el módulo RC y los cuales a su vez se reportan en el Anexo II en el apartado de resultados.

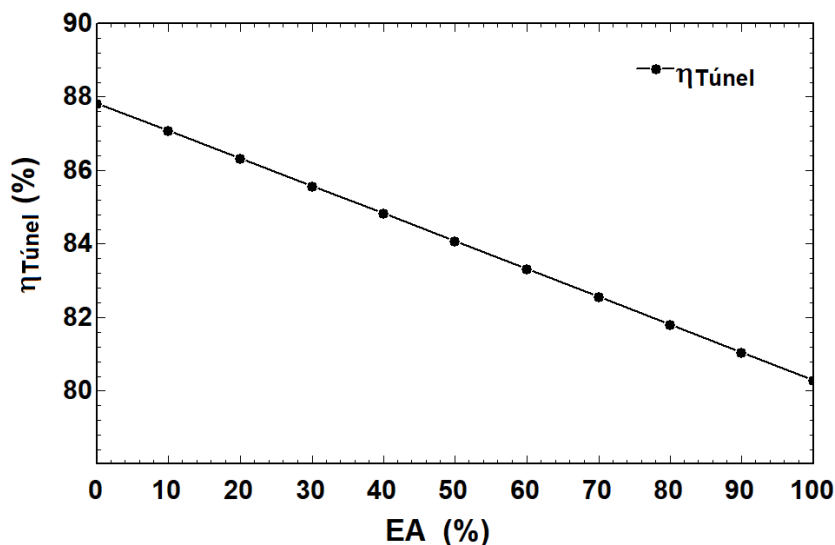
Eficiencia térmica

La eficiencia térmica de un equipo de combustión, es un elemento primordial para el consumo energético y un elemento clave para abordar temáticas de optimización y evaluación económica. (Herrera, 2019). De esta manera y retomando la ecuación 4.20, la eficiencia térmica se define como la relación entre el calor producido y el calor aportado al sistema por el recurso de entrada; lo que se traduce en términos concisos, como la variable que indica el calor que debe suministrarse al equipo para obtener el producto a las condiciones requeridas.

Del sistema propuesto, el equipo a evaluar su eficiencia térmica es el Túnel de calor, pues este equipo es quien recibe el recurso de entrada y quien produce el servicio a condiciones de saturación. Como se ha indicado en apartados anteriores, el aporte energético lo da el diésel (recurso de entrada) a través del fenómeno de la combustión donde se obtiene una temperatura de flama real conocida como T_{fl} , la cual cede su energía por completo a los gases de combustión y de esta manera pueda producirse agua saturada en el módulo IC. Sin embargo, cierta energía en los gases de combustión es aprovechada mientras que otra se pierde por efectos ya mencionados de radiación-convección en el módulo RC y en la salida de los gases por el módulo CG. En base a anterior, la expresión que define la eficiencia térmica del Túnel de calor $\eta_{Túnel}$, es la siguiente:

$$\eta_{Túnel} = \left(\frac{\dot{H}_{10}^{H_2O}}{\dot{H}_3^{gcomb}} \right) \cdot 100\% \quad (4.49)$$

La expresión anterior, indica un cociente de flujos de entalpía total que relaciona el flujo térmico producido a la salida del equipo en la corriente de agua saturada $\dot{H}_{10}^{H_2O}$, a partir del flujo térmico transferido de la temperatura de flama real hacia los gases de combustión \dot{H}_3^{gcomb} a la salida del módulo CC. Lo comentado previamente se muestra en la figura 4.11, donde se observa el comportamiento de la $\eta_{Túnel}$ si se varía la cantidad de EA .

Figura 4.11. Efectos de la variación del EA en la $\eta_{Túnel}$ 

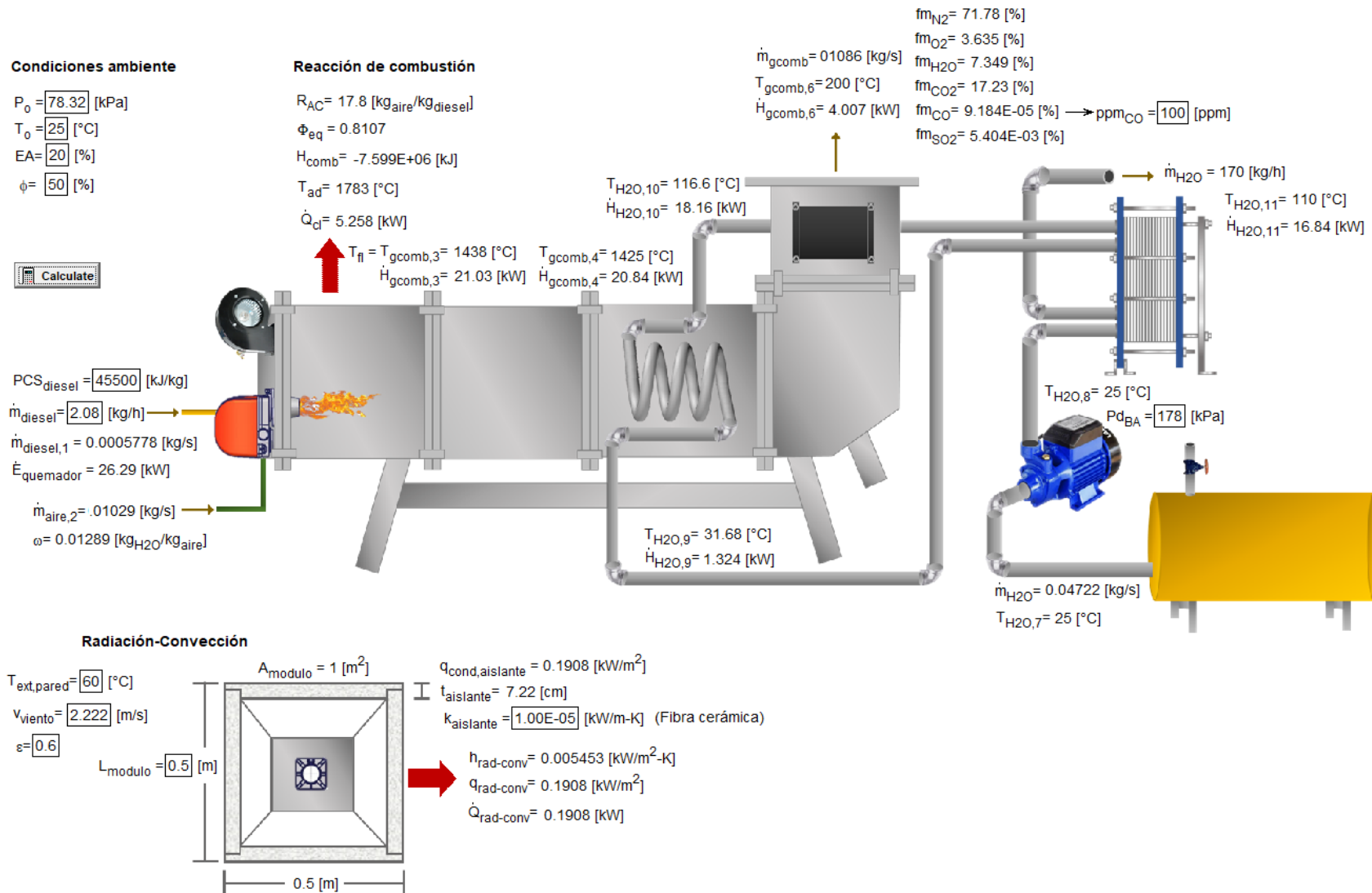
Fuente: Elaboración propia.

En base a la gráfica de la figura anterior, puede apreciarse que la $\eta_{Túnel}$ disminuye conforme incrementa de manera gradual el EA, este último parámetro como se ha indicado también hace que valor de la T_{fl} descienda su valor considerablemente, impactando en un menor aprovechamiento del calor generado proveniente del proceso de combustión. Para las condiciones esperadas del Túnel de calor se lograría una $\eta_{Túnel}$ del 86.33%.

4.4.2 Simulación del modelo en el sistema

Anteriormente, se mostraron las gráficas elaboradas con ayuda de las herramientas proporcionadas del software EES, las cuales muestran los efectos que se esperarían tener en las variables de interés, si existiera una variación en alguno de los parámetros de control. En consecuencia de lo anterior y con el fin de hacer más ilustrativo el sistema propuesto para generar el servicio de agua comprimida, se ha elaborado una simulación para dicho sistema térmico, en el cual se presentan los valores de entrada y salida de las variables más importantes. Lo anterior se muestra en la figura 4.12, para el caso en el que el sistema opere a las condiciones de diseño del modelo termodinámico obtenido; sin embargo, adicionalmente se menciona que el simulador desarrollado permite evaluar cualquier valor de entrada, lo que sería una herramienta muy útil una vez puesto en marcha el equipo, ya que al contar con valores medidos por la práctica se podría obtener un modelo térmico más realista de operación para el sistema, en comparativa con este de diseño.

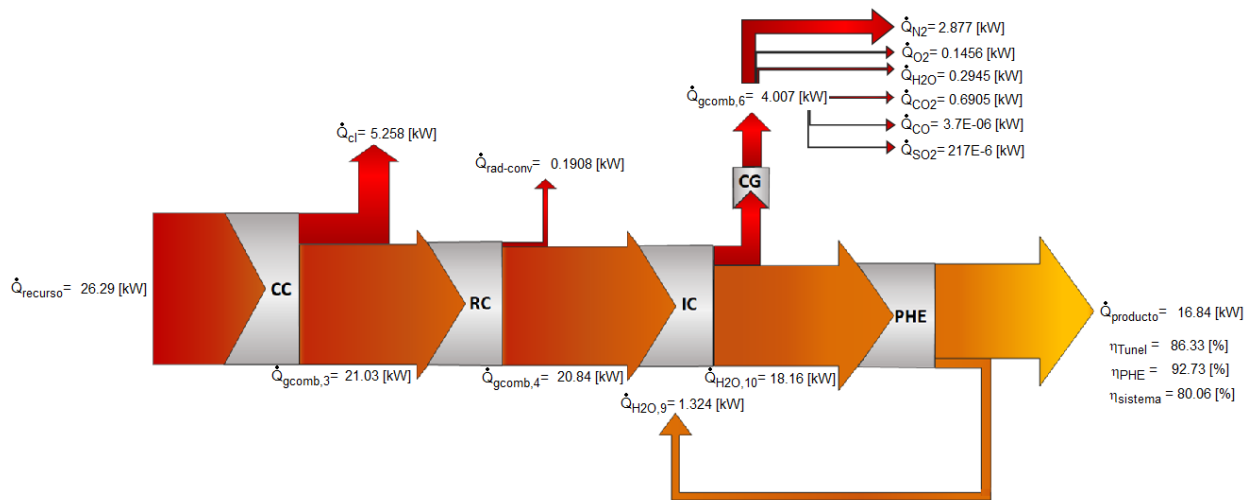
Figura 4.12. Simulación del sistema en EES



Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, para concluir el presente capítulo a través de la figura 4.13, se presenta un diagrama de Sankey derivado del modelo termodinámico obtenido del sistema propuesto, en el cual se observa la distribución de flujos térmicos y las eficiencias térmicas obtenidas en el mismo; considerando en primera instancia la del Túnel de calor, posteriormente la del PHE y finalmente la del sistema en su conjunto.

Figura 4.13. Diagrama de Sankey del sistema



Fuente: Elaboración propia³⁶.

³⁶ Las eficiencias del Túnel de calor y del sistema reportadas en el diagrama de Sankey, se calcularon con base en el recurso de entrada proporcionado por los gases de combustión a la salida del módulo CC ($\dot{Q}_{gcomb,3}$), debido a que la pérdida de energía por conversión lumínica (\dot{Q}_{cl}) es inevitable en todo proceso real de combustión.

CAPÍTULO 5 DISEÑO TERMOHIDRÁULICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

En el capítulo que antecede en el presente trabajo, se plantearon los fundamentos necesarios para obtener y definir los estados termodinámicos del sistema propuesto. Asimismo, en éste se hace mención que el PHE, es un equipo modular externo al Túnel de calor y elemento integrante del sistema de generación de agua comprimida. A partir de lo expuesto anteriormente, el presente capítulo tiene como finalidad mostrar los valores obtenidos del diseño termohidráulico y brindar una propuesta del intercambiador de placas que se adecue al sistema térmico referido con antelación a las condiciones de diseño operativas indicadas, de tal forma que pueda efectuar un proceso de intercambio térmico correspondiente a 1.324 kW; tomando como base los valores obtenidos del balance de masa y energía del modelo termodinámico propuesto en el capítulo anterior y con fundamento en la metodología de diseño termohidráulico planteada en el capítulo 3.

5.1 Resultados del diseño termohidráulico

5.1.1 Especificación de los flujos a la entrada y salida del equipo

El equipo a diseñar, debe cumplir la función principal de producir a su salida un flujo de 170 kg/h de agua comprimida, derivado de la corriente de entrada de agua saturada proveniente del módulo IC (corriente caliente) a las condiciones esperadas de operación, para proveer de este servicio a algunos equipos térmicos de la planta piloto. Asimismo, debe de precalentar esta misma cantidad de flujo de agua que entra al intercambiador, que proviene de la bomba BA (corriente fría).

Retomando lo anterior, se elaboró una memoria de cálculo para el diseño termohidráulico del PHE con base en la secuencia planteada en el capítulo 3 (Ver Anexo IV). De esta manera, las condiciones del fluido caliente y frío que entran al PHE y cuyos valores son la pauta para el diseño del intercambiador se presentan mediante la tabla 5.1.

Tabla 5.1. Especificación de los flujos a la entrada y salida del PHE

Caliente	Flujo.	\dot{m}_h	0.04722	kg/s
	Temperatura de entrada.	$T_{ent,h}$	389.75	K
	Temperatura de salida.	$T_{sal,h}$	383.15	K
Frío	Flujo.	\dot{m}_c	0.04722	kg/s
	Temperatura de entrada.	$T_{ent,c}$	298.15	K
	Temperatura de salida.	$T_{sal,c}$	304.83	K

Fuente: Elaboración propia.

Las propiedades de los fluidos que permitieron efectuar los cálculos correspondientes, fueron evaluadas a la temperatura media con ayuda de las herramientas proporcionadas por el software EES, las cuales se exponen mediante la tabla 5.2.

Tabla 5.2. Propiedades de los fluidos evaluadas a la temperatura media

Propiedad		Caliente	Frío	
Temperatura media.	T_m	386.45	301.49	K
Calor específico.	C_p	4.237	4.183	kJ/kg K
Viscosidad dinámica.	μ	2.469×10^{-4}	8.267×10^{-4}	kg/m s
Conductividad térmica.	k	6.682×10^{-4}	6.003×10^{-4}	kW/m K
Densidad.	ρ	948.5	996.2	kg/m ³

Fuente: Elaboración propia.

5.1.2 Parámetros y dimensiones de la placa

Las placas son el elemento principal que constituye el equipo, pues como bien se refiere en la teoría expuesta en el capítulo 2, es donde se lleva a cabo el proceso de la Transferencia de calor y el tipo de geometría que posea la superficie de las placas instaladas en el equipo, son el elemento clave que dictamina el grado de efectividad con la que lleve a cabo el proceso de intercambio térmico. Derivado de lo anterior, el presente trabajo tiene también como objetivo mostrar una comparativa de dicha premisa y obtener las variables de interés en el diseño termohidráulico (principalmente aquellas relacionadas con el U^D , ΔP y A_T); utilizando dos modelos de placa: una lisa y otra con corrugación senoidal tipo Chevron, basadas en dimensiones y propiedades de materiales comerciales que son aplicables para ambas placas y las cuales exponen mediante la tabla 5.3.

Tabla 5.3. Dimensiones y propiedades de las placas

Placa	Distancia vertical al centro de los puertos.	L_v	298×10^{-3}	m
	Distancia horizontal al centro de los puertos.	L_h	50×10^{-3}	m
	Diámetro de los puertos.	D_p	19.05×10^{-3}	m
	Alto de la placa al término de los puertos.	L_p	278.95×10^{-3}	m
	Ancho de la placa al término de los puertos.	L_w	69.05×10^{-3}	m
	Espesor de la placa.	t	5×10^{-4}	m
	Conductividad térmica de la placa ¹ .	k	13.4×10^{-3}	kW/m K
	Espesor de la junta ² .	t_{junta}	10×10^{-3}	m

(1) El material de la placa es de acero inoxidable AISI 316.

(2) El material de la junta es de EPDM.

Fuente: Elaboración propia.

Así, los parámetros de diseño que se obtuvieron para cada tipo de placa y las cuales permitieron establecer la comparativa entre ambos modelos, se presentan en la tabla 5.4.

Tabla 5.4. Parámetros de diseño de las placas

Parámetro		Lisa	Chevron	
Ángulo de corrugación.	β	-	30	°
Factor de incremento de superficie.	ϕ	1	1.22	
Profundidad de corrugación.	b	5×10^{-3}	5×10^{-3}	m
Altura de corrugación senoidal.	p	5.5×10^{-3}	5.5×10^{-3}	m
Paso entre corrugación.	p_c	29.96×10^{-2}	15.64×10^{-3}	m
Variable adimensional.	X	5.24×10^{-2}	1.004	
Diámetro equivalente.	D_e	10×10^{-3}	10×10^{-3}	m
Diámetro hidráulico.	D_h	10×10^{-3}	8.19×10^{-3}	m

Fuente: Elaboración propia.

5.1.3 Área de la placa y del canal para la Transferencia de calor

A través del número de placas instaladas en el equipo, se proveerá el área para efectuar dicho proceso mediante el número de canales que se forman y circula cada uno de los fluidos dentro del equipo, en el cual además, se prevé sea de un paso simple para ambos casos. De esta manera, con los datos reportados a través de la tabla 5.3 y 5.4, se consiguió obtener el área de cada placa por individual que conforman al equipo en cada uno de los casos mencionados con anterioridad, mismos que se muestran en la tabla 5.5.

Tabla 5.5. Área y número instalado de placas para la Transferencia de calor

Variable		Lisa	Chevron	
Número de placas instaladas.	N_T	15	8	
Número de placas térmicas.	N_{pt}	13	6	
Área real de la placa.	A_{Rp}	19.26×10^{-3}	23.49×10^{-3}	m ²

Fuente: Elaboración propia.

De los datos reportados con anterioridad, se puede observar que la placa Chevron por sus parámetros de diseño y características geométricas ligado a la formación de corrugaciones senoidales, fomenta la generación de mayor área por placa, lo que implica que exista menor cantidad de placas instaladas, ya que se puede apreciar que al usar placas de características corrugadas con ángulo Chevron ($\beta=30^\circ$) en el equipo, se requerirían 8 placas en el equipo en

comparativa a 15 placas lisas. Lo anterior significa una reducción de prácticamente la mitad de las placas lisas al usar las de patrón Chevron, lo que repercute directamente en un menor espacio requerido para instalar el equipo (pues se requiere menor número de canales) y un aumento prácticamente del 22% para el A_{ch} , como se muestra mediante la siguiente la tabla 5.6.

Tabla 5.6. Número y área de flujo por canal para la Transferencia de calor

Variable		Lisa	Chevron	
Número de pasos.	N_p	1	1	
Número de canales.	N_{ch}	14	7	
Número de canales por paso en fluido frío.	$N_{chp,c}$	7	4	
Número de canales por paso en fluido caliente.	$N_{chp,h}$	7	3	
Área de flujo por canal.	A_{ch}	38.52×10^{-3}	46.99×10^{-3}	m ²
Área efectiva.	A_e	53.93×10^{-2}	32.89×10^{-2}	m ²

Fuente: Elaboración propia.

5.1.4 Área total requerida para la Transferencia de calor

Con base en los valores reportados anteriormente, fue posible determinar las variables adimensionales imprescindibles que describen el comportamiento hidrodinámico y térmico de los fluidos, derivado del fenómeno de transporte de calor por convección llevado a cabo en el equipo y que permitieron obtener el área total requerida para la Transferencia de calor A_T , mismos que se exponen mediante la tabla 5.7.

Tabla 5.7. Flujo por canal y variables adimensionales para la Transferencia de Calor

Variable		Lisa		Chevron		
		Caliente	Frío	Caliente	Frío	
Flujo másico por canal.	\dot{m}_{ch}	6.74×10^{-3}	6.74×10^{-3}	1.57×10^{-2}	1.18×10^{-2}	kg/s
Velocidad másica de flujo por canal.	\dot{G}_{ch}	1.75×10^{-1}	1.75×10^{-1}	3.34×10^{-1}	2.51×10^{-1}	kg/m ² s
Número de Reynolds.	Re	7.09	2.11	11.11	2.49	
Número de Prandtl.	Pr	1.56	5.76	1.56	5.76	
Número de Nusselt ¹ .	Nu	1.02	8.6×10^{-1}	1.84	1	

(1) El cálculo del Nu para la placa lisa se utilizó la correlación de Cengel [5], mientras que para la placa Chevron el valor fue obtenido con base en las correlaciones de Thonon reportadas en la tabla 3.1.

Fuente: Elaboración propia.

Con base en las variables adimensionales presentadas con anterioridad para cada caso presentado respectivamente, es factible mencionar que la utilización de placas Chevron aumenta considerablemente la turbulencia de los fluidos. Así, el incremento en la velocidad de los fluidos debido a las corrugaciones contenidas en las placas, refleja un aumento del valor del Nu de los fluidos de trabajo, permitiendo una mayor efectividad durante el proceso de la Transferencia de calor, debido a la mejora en el valor de los coeficientes de transferencia de calor por convección h y con ello en el coeficiente global de transferencia de calor de diseño U^D ; favoreciendo que el A_T , se refleje en un menor valor en comparación con la utilización de placas lisas. Lo anteriormente argumentado, se muestra mediante los valores reportados en la tabla 5.8.

Tabla 5.8. Coeficientes de Transferencia de calor y área requerida para el proceso

Variable		Lisa		Chevron		
		Caliente	Frío	Caliente	Frío	
Coefficiente de transferencia de calor por convección.	h	6.86×10^{-2}	5.19×10^{-2}	15.05×10^{-2}	7.32×10^{-2}	$\text{kW/m}^2 \text{ K}$
Coefficiente global de transferencia de calor limpio.	U^C	2.957×10^{-2}		4.927×10^{-2}		$\text{kW/m}^2 \text{ K}$
Coefficiente global de transferencia de calor de diseño ¹ .	U^D	2.953×10^{-2}		4.916×10^{-2}		$\text{kW/m}^2 \text{ K}$
Área total requerida para la Transferencia de calor.	A_T	52.61×10^{-2}		31.60×10^{-2}		m^2

(1) El fluido de trabajo es agua blanda, por lo que el factor de incrustación R_f , para ambos casos comparados es prácticamente bajo para el diseño del PHE, siendo un valor de $3.4 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ K/kW}$.

Fuente: Elaboración propia.

5.1.5 Caída de presión y potencia requerida de bombeo en el equipo

El diseño hidráulico en el equipo como es de conocimiento, está relacionado con los cálculos efectuados para obtener la caída de presión. El valor de la caída de presión total presentada es de suma importancia para las consideraciones de potencia requerida de bombeo, debido a la fricción generada en los puertos a la entrada del equipo, así como por los canales formados por el conjunto de placas y los cambios de elevación que se presentan durante la trayectoria del fluido.

Derivado de la comparativa entre ambas placas, se elaboró la tabla 5.9, en la cual se muestran los valores obtenidos para la caída de presión de cada fluido que se procesa en cada uno de los casos analizados.

Tabla 5.9. Caída de presión y potencia requerida de bombeo en el PHE

Variable		Lisa		Chevron		
		Caliente	Frío	Caliente	Frío	
Factor de fricción de Fanning ¹ .	f	7.09	21.53×10^{-2}	9.07	24.72	
Caída de presión en los canales asociada al conjunto de placas.	ΔP_{ch}	1.22×10^{-4}	3.12×10^{-6}	2.93×10^{-4}	5.15×10^{-4}	kPa
Caída de presión debido al cambio de elevación.	ΔP_n	2.77	2.91	2.77	2.91	kPa
Caída de presión en los puertos.	ΔP_p	2.17×10^{-2}	2.06×10^{-2}	2.17×10^{-2}	2.06×10^{-2}	kPa
Caída de presión total.	ΔP_T	2.7943	2.9325	2.7945	2.9331	kPa
Potencia requerida de bombeo ² .	\dot{W}_{BA}	16.37×10^{-5}	16.35×10^{-5}	16.37×10^{-5}	16.36×10^{-5}	kW

- (1) El cálculo del f para la placa lisa se utilizó la correlación de Cengel [5], mientras que para la placa Chevron el valor se obtuvo con base en las correlaciones de Thonon reportadas en la tabla 3.4.
- (2) La potencia requerida de bombeo se calculó con base en una eficiencia del equipo de $\eta_{BA} = 85\%$.

Fuente: Elaboración propia.

De lo comentado anteriormente respecto a la placa Chevron, se ha mencionado que si bien tiene la característica de incentivar mayor turbulencia y brindar mayor área por placa con respecto a una placa lisa, es cierto que también posee la característica de generar mayor caída de presión, lo que puede observarse en el apartado de la variable ΔP_{ch} y en menor proporción con la ΔP_T de la comparativa establecida en la tabla anterior. En esta dirección y enfocándose en el ΔP_{ch} , donde puede abordarse una mejor comparativa y retomando los valores reportados en la tabla 5.6, el número de canales formados N_{ch} , con placas lisas corresponden a 14 mientras que con placas Chevron son 7 los canales formados; esto implica una reducción de la mitad de los canales formados y a pesar de dicha situación, la caída de presión generada en las placas Chevron supera por encima del doble al valor que se obtiene en un análisis con placas lisas. Para el caso de la potencia requerida de bombeo \dot{W}_{BA} , el valor obtenido es prácticamente nulo (16.35×10^{-5} kW en promedio por cada fluido), esto se debe a que la ΔP_T calculada, es prácticamente despreciable para cada corriente, debido a ser un equipo de dimensiones pequeñas y como resultado procesaría bajas cantidades de flujo.

5.1.6 Diseño global del equipo

Para finalizar la presente subsección, se establece una comparativa del diseño global del equipo utilizando placas lisas y placas Chevron, indicando las variables más destacadas de los cálculos elaborados de cada caso expuesto del sistema propuesto, mismas que se muestran en la tabla 5.10.

Tabla 5.10. Comparativa del diseño global del PHE

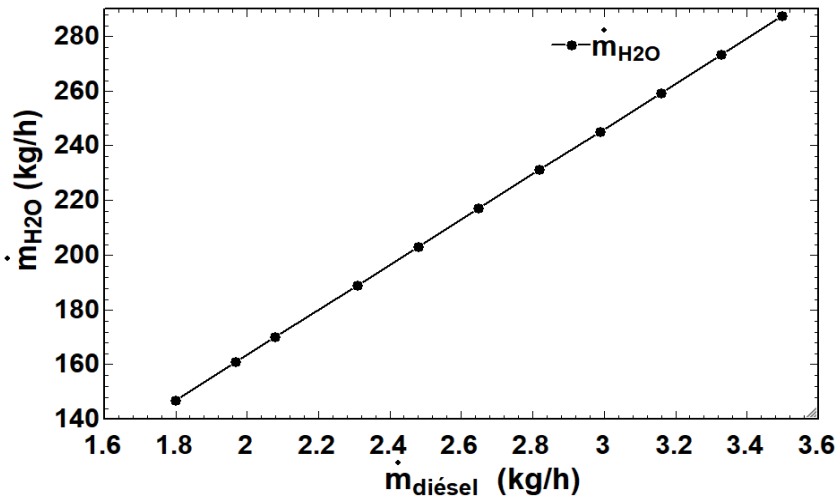
Variable		Lisa	Chevron	
Flujo de calor.	\dot{Q}	1.324	1.324	kW
Diferencia de temperatura media logarítmica.	ΔT_{ml}	84.96	84.96	K
Coefficiente global de transferencia de calor de diseño.	U^D	2.953×10^{-2}	4.916×10^{-2}	kW/m ² K
Área total requerida para la Transferencia de calor.	A_T	52.61×10^{-2}	31.60×10^{-2}	m ²
Caída de presión total.	ΔP_T	5.7268	5.7276	kPa
Potencia requerida de bombeo.	\dot{W}_{BA}	32.72×10^{-5}	32.72×10^{-5}	kW
Longitud del paquete de placas requeridas en el equipo.	L_{NT}	16.5×10^{-2}	8.8×10^{-2}	m
Área efectiva.	A_e	53.93×10^{-2}	32.89×10^{-2}	m ²
Porcentaje de sobrediseño.	SD	2.50	4.07	%

Fuente: Elaboración propia.

5.2 Análisis de la comparativa en la variación del ángulo de la placa

En el apartado anterior, se mostró que con la instalación de placas Chevron se logra un equipo de menor longitud y orienta a su vez a que se lleve a cabo un mejor proceso de Transferencia de calor. Sin embargo, lo anterior involucra una selección adecuada del ángulo β , con la que serán diseñadas las placas, ya que la variación de este parámetro, genera cambios en los valores obtenidos de las variables importantes a considerar durante el diseño termohidráulico del PHE. Debido a lo anterior, se pretende abordar una comparativa de la variación que presentan dichas variables tomando en cuenta tres valores del parámetro del ángulo Chevron β , con los que mayor frecuencia se diseñan las placas del PHE (ángulos correspondientes a 30°, 45° y 60°) y la producción de agua comprimida que se generaría a partir del sistema propuesto en el capítulo 4 para la obtención de dicho servicio. De esta manera, al incrementar el suministro de combustible diésel aceptado por el quemador instalado en el Túnel de calor a las condiciones esperadas de operación, la producción de agua comprimida estimada sería de 146.9 a 287.4 kg/h, como se muestra en la figura 5.1.

Figura 5.1. Efectos de la variación del flujo de combustible en el \dot{m}_{H_2O}

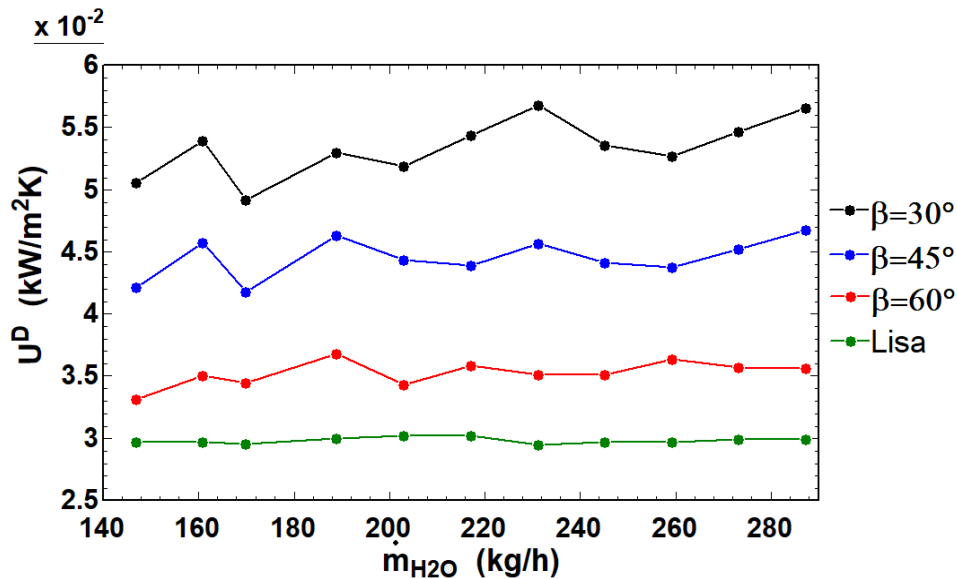


Fuente: Elaboración propia.

Coefficiente global de transferencia de calor de diseño U^D

El coeficiente global de transferencia de calor U^D , aumenta conforme incrementa la entrada del flujo de agua al equipo, ya que la turbulencia favorece el incremento del Nu_i como del h_i , repercutiendo directamente en un mayor valor para el U^D , como se observa mediante la figura 5.2.

Figura 5.2. Efectos de la variación del ángulo Chevron en el U^D



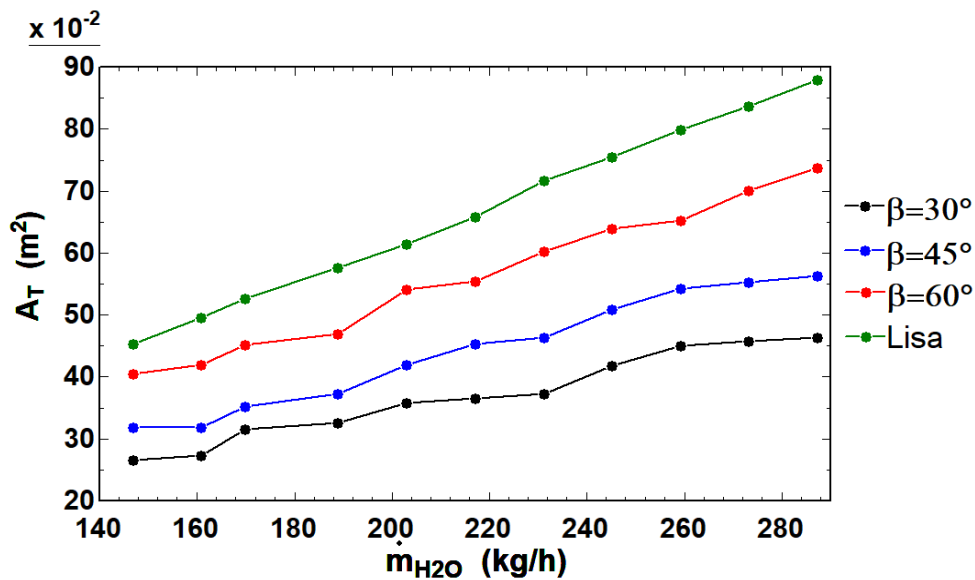
Fuente: Elaboración propia.

De la gráfica anterior, se destaca que conforme aumenta el ángulo de placa Chevron, el U^D disminuye, esto se debe a que al aumentar β en la placa, se generen menos corrugaciones, lo que afecta a que la turbulencia se vea menos favorecida y se presente con mayor efecto en placas lisas.

Área total requerida para la Transferencia de calor A_T

El área total requerida para la Transferencia de calor A_T , al igual como se observó con el U^D , la variable va aumentando conforme incrementa la entrada de flujo de agua al equipo, ya que esto amerita una mayor área para poder efectuar el proceso como se aprecia mediante la figura 5.3.

Figura 5.3. Efectos de la variación del ángulo Chevron en el A_T



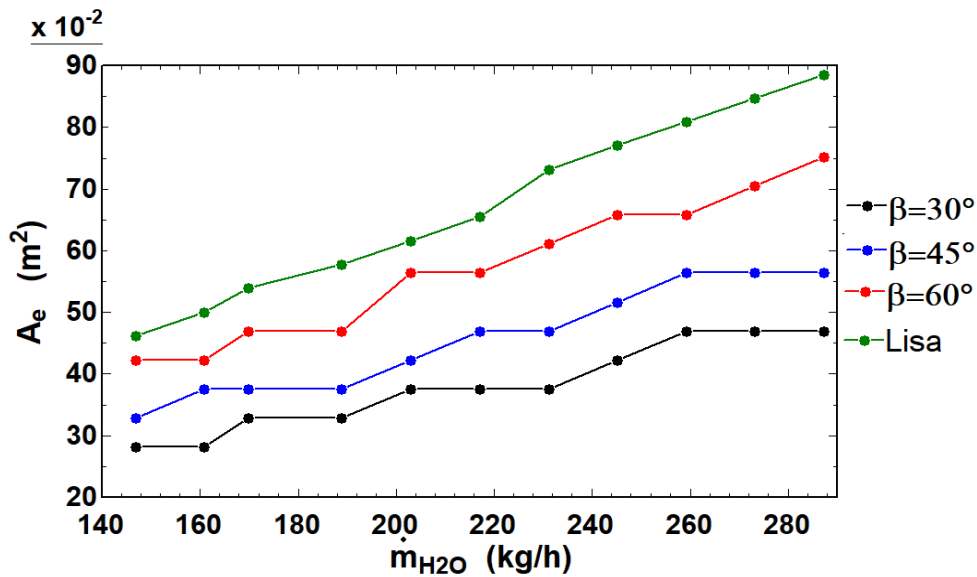
Fuente: Elaboración propia.

De la gráfica anterior, es posible observar que conforme va incrementando el valor del ángulo β en la placa Chevron, el requerimiento de área total que debe estar integrada en el equipo para poder llevar a cabo el proceso térmico también va en aumento, ya que como se mencionó, un valor de β más elevado contiene menos corrugaciones, haciendo que el área proporcionada por cada placa sea menor y se requiera más placas instaladas en el equipo (aumentando el área efectiva A_e).

Área efectiva instalada en el equipo A_e

La variación en el requerimiento del área y ángulo β que se presentó anteriormente, obliga a formar más canales en el equipo para brindar la superficie necesaria para el intercambio térmico, por lo que el área efectiva A_e , también incrementa en el mismo sentido que el A_T . (Ver figura 5.4).

Figura 5.4. Efectos de la variación del ángulo Chevron en el A_e

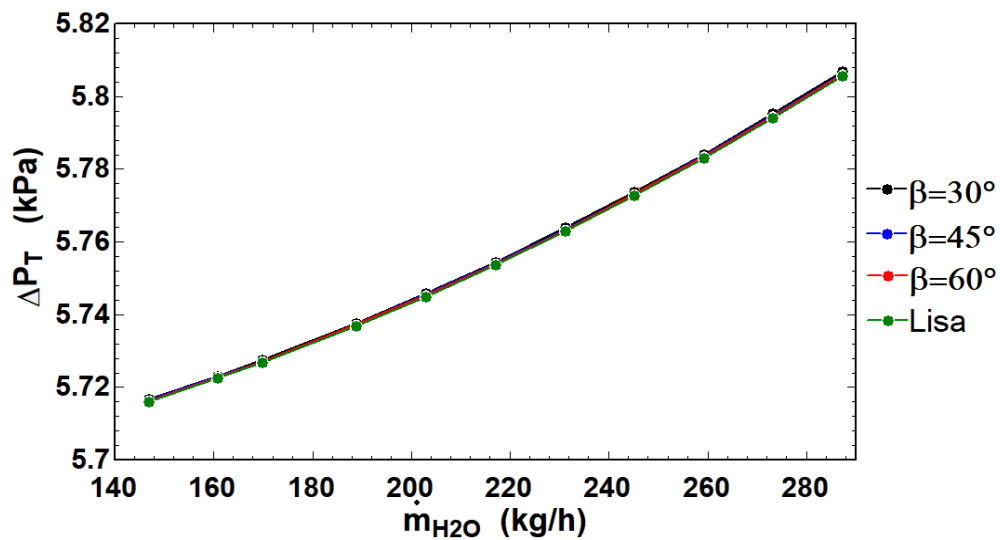


Fuente: Elaboración propia.

Caída de presión total en el equipo ΔP_T

Las ondulaciones formadas en la placa Chevron favorece a la generación de una mayor turbulencia, lo que repercute en un aumento de la caída de presión total ΔP_T , que se presenta en el sistema como se muestra mediante la figura 5.5.

Figura 5.5. Efectos de la variación del ángulo Chevron en la ΔP_T



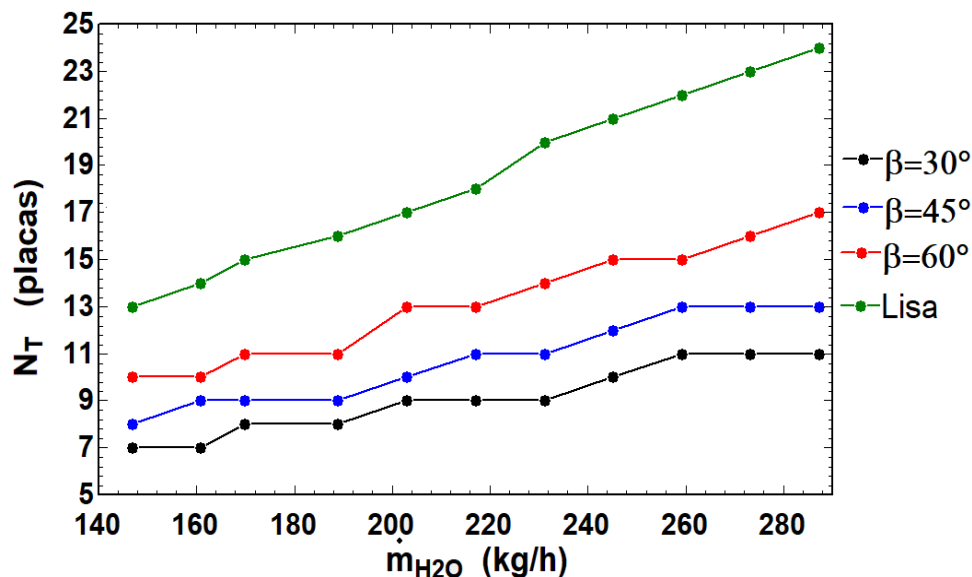
Fuente: Elaboración propia.

Como es claro observar de la gráfica anterior, con el incremento de flujo de agua también aumenta la ΔP_T (debido a la turbulencia generada). El cambio de esta variable con la variación en el parámetro del ángulo β no es lo suficientemente perceptible, ya que el valor para la caída de presión es prácticamente despreciable; no obstante, puede mencionarse que el aumento en el ángulo de la placa Chevron, reduce la caída de presión que se presenta en el sistema debido a la disminución de corrugaciones formadas por placa, lo que orienta a una menor turbulencia.

Número de placas instaladas en el equipo N_T

El aumento del flujo de agua a la entrada del equipo así como del valor del ángulo de la placa β , provocan que se requiera de mayor área para llevar a cabo el proceso térmico indicado. De esta manera, para formar los canales adicionales necesarios donde se efectuará el proceso para dicho servicio, se requiere de un incremento del número de placas instaladas en el PHE como se observa a través de la figura 5.6.

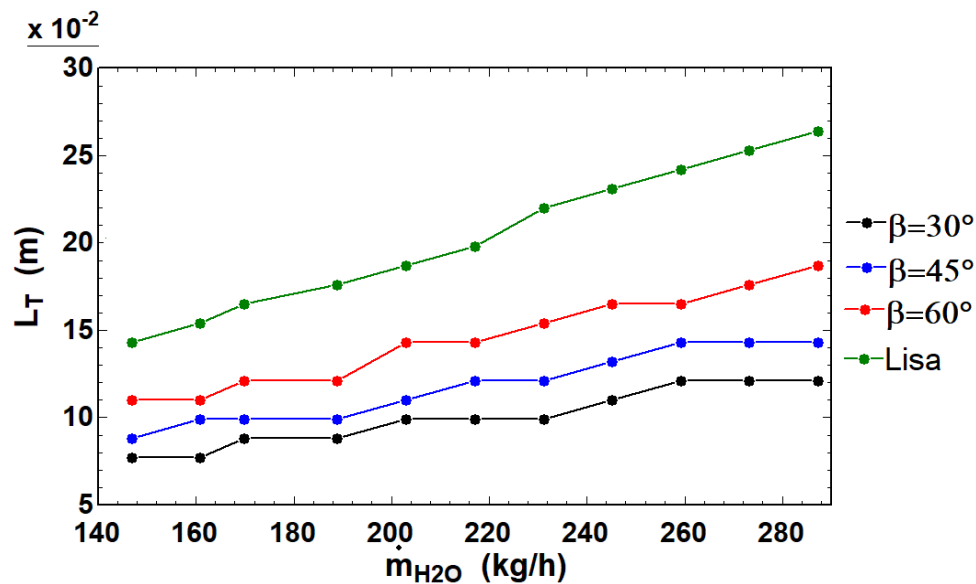
Figura 5.6. Efectos de la variación del ángulo Chevron en el N_T



Fuente: Elaboración propia.

De la gráfica anterior, es apreciable observar que conforme aumenta el ángulo de la placa β , el número de placas que deben instalarse en el equipo N_T , va en aumento; implicando que se necesite de mayor superficie para instalar el equipo, pues la longitud del paquete de placas requeridas L_T , crece en la misma magnitud, como puede observarse a través de la figura 5.7.

Figura 5.7. Efectos de la variación del ángulo Chevron en el L_T



Fuente: Elaboración propia.

5.3 Propuesta del equipo modular del PHE para instalar en el Túnel de calor

Para finalizar con el presente capítulo y concluir con el presente trabajo, a partir de los objetivos planteados que tienen que ver con el diseño y propuesta del equipo PHE, a continuación se plantea dicha propuesta, cuyo sustento sea para una futura instalación y operación con el equipo de combustión diésel-aire para producir dicho servicio.

Con base en el modelo teórico planteado de combustión diésel-aire que se efectuaría en el Túnel de calor, se plantea que el PHE que más se ajusta a las necesidades y requerimientos del proceso, corresponde al equipo fabricado por la compañía Alfa Laval modelo T2-B. A partir de lo mencionado anteriormente, se elaboró una hoja de datos, en la cual se proporciona información general del equipo sugerido; teniendo su sustento, en el diseño termohidráulico elaborado e información técnica proporcionada en los catálogos de los equipos de la compañía, la cual se muestra en la tabla 5.11.



Tabla 5.11. Hoja de datos del PHE

Hoja de datos del equipo PHE					
Lugar:	UNAM, FES Zaragoza.		Proyecto:	UNAM-PAPIME105721.	
Destino:	Planta piloto, campo II.		Departamento:	Manejo de energía.	
Servicio:	Generación de agua comprimida y precalentamiento.		Hoja:	1 de 1.	
Fabricante:	Alfa Laval.	Modelo:	T2-B.	Clave:	PHE.
Dimensiones:	380 x 140 x 138 mm.	No. Unidades:	1.	Área:	32.89 x 10 ⁻² m ² .
Condiciones de diseño					
Fluido Circulado	Caliente.		Frío.		
Estado:	Ent: Líq. Sat.	Sal: Líq. Comp.	Ent: Líq. Comp.	Sal: Líq. Comp.	
Suministro:	Boquilla sup. (C).	Boquilla inf. (D).	Boquilla inf. (A).	Boquilla sup. (B).	
Flujo:	0.04722 kg/s.	0.04722 kg/s.	0.04722 kg/s.	0.04722 kg/s.	
Temp. Diseño:	389.75 K.	383.15 K.	298.15 K.	304.83 K.	
Presión. Diseño:	178 kPa.	178 kPa.	178 kPa.	178 kPa.	
Calor Específico:	4.237 kJ/kg K.		4.183 kJ/kg K.		
Visc. Dinámica:	2.469 x 10 ⁻⁴ kg/m s.		8.267 x 10 ⁻⁴ kg/m s.		
Conduct. Térmica:	6.682 x 10 ⁻⁴ kW/m K.		6.003 x 10 ⁻⁴ kW/m K.		
Densidad:	948.5 kg/m ³ .		996.2 kg/m ³ .		
Fac. Incrustación:	3.4 x 10 ⁻³ m ² K/kW.	3.4 x 10 ⁻³ m ² K/kW.	3.4 x 10 ⁻³ m ² K/kW.	3.4 x 10 ⁻³ m ² K/kW.	
No. Pasos:	1	1	1	1	
Velocidad:	17.46 x 10 ⁻² m/s.		16.63 x 10 ⁻² m/s.		
Caída. Presión:	2.7945 kPa.		2.9331 kPa.		
Flujo Térmico:	1.324 kW.	LMTD:	84.96 K.	Arreglo:	Contracorriente.
Coef. Global T.C:	4.916 x 10 ⁻² kW/m ² K.	Caída. Presión:	5.7276 kPa.	Área. T.C ¹ :	31.60 x 10 ⁻² m ² .
Datos de Diseño y Construcción					
Especificaciones Técnicas			Dimensiones		
Temp. Máx. Diseño: 180 °C.			Equipo		
Presión. Máx. Diseño: 1621.2 kPa.			Largo: 380 mm. Ancho: 140 mm. Long: 138 mm.		
Flujo máx: 1.5 kg/s (5400 kg/h).			Placa		
Área máx: 1 m ² .			Prof./Altura/Paso entre Corrugación: 5/5.5/15.64 mm.		
Canal libre: 2.4 mm.			D. Vertical/Horizontal al c.p ² : 298/50 mm.		
Tipo Placa/Superficie: CurveFlow/Chevron.			Diámetro del puerto: 19.05 mm (3/4").		
Cond. Térmica: 13.4 x 10 ⁻³ kW/m K.			Alto/Ancho/Espesor de Placa: 278.95/69.05/0.5 mm.		
Tipo de junta: Clip-on.			Espesor de Junta: 10 mm. Compresión: 50%.		
Eficiencia de junta: 85%.			No. Placas térmicas: 6. No. Placas instaladas: 8.		
Especificaciones de Diseño			Canal		
Ángulo de corrugación: 30°.			Diámetro equivalente: 10 mm.		
Fac. Incremento de Superficie: 1.22.			Diámetro hidráulico: 8.19 mm.		
Rel. Profundidad/Paso entre Corrugación: 1.004.			No. Canales por paso Caliente: 3.		
Eficiencia del equipo: 92.73%. Sobrediseño: 4.07%.			No. Canales por paso Frío: 4.		
Área de placa: 23.49 x 10 ⁻³ m ² .			No. Canales: 7. No. Juntas: 9.		
Área de canal: 46.99 x 10 ⁻³ m ² .			Materiales		
Área efectiva: 32.89 x 10 ⁻² m ² .			Placa del bastidor: Acero al carbón pintado ³ .		
Boquillas (Roscado)			Placa de presión: Acero al carbón pintado ³ .		
Marca	No.	Tamaño	Clase	Servicio	Placas térmicas: Acero inoxidable AISI 316.
A	1	¾"	ISO 7	Líqu. Comprimido.	Pernos: Acero inoxidable AISI 316.
B	1	¾"	ISO 7	Líqu. Comprimido.	Caja de cojinetes: Acero inoxidable AISI 316.
C	1	¾"	ISO 7	Líqu. Saturado.	Junta: EPDM.
D	1	¾"	ISO 7	Líqu. Comprimido.	
(1) Transferencia de Calor.				(3) Revestimiento con resina epoxi.	
(2) Centro de los puertos.					

Fuente: Elaboración propia.

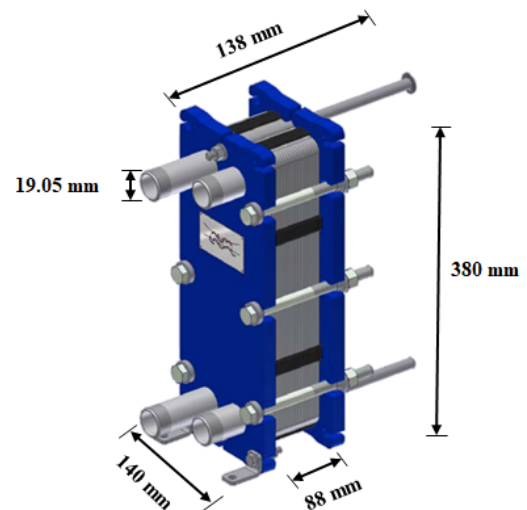
Asimismo, las dimensiones tanto de la placa Chevron como del PHE se muestran en el Anexo V. Finalmente, como último apartado derivado del diseño y propuesta del equipo, fue posible elaborar una cotización del costo aproximado del PHE requerido para llevar a cabo el proceso de la generación del servicio de agua comprimida junto con el Túnel de calor en las instalaciones de la planta piloto de la FES Zaragoza; misma que es presentada mediante la figura 5.8.

Figura 5.8. Cotización del PHE modelo T2-B

Cotización del equipo

Compañía: Alfa Laval
Modelo: T2-B

Componente	Tipo	Cantidad	Costo por unidad (MXN)	Total (MXN)
Placa	CurveFlow/Chevron	8	\$ 298.84	\$ 2,390.72
Junta	Clip-on	9	\$ 164.60	\$ 1,481.40
Equipo	Demontable	1	\$ 11,832.15	\$ 11,832.15
Total acumulado¹				\$ 15,704.27
Concepto		Valor	Total (MXN)	
Impuestos				
	Arancel ²	15%		\$ 2,355.64
	IVA	16%		\$ 2,889.59
Total acumulado				\$ 20,949.50
Envío				
	Traslado	20%		\$ 4,189.90
Total acumulado				\$ 25,139.40
Escalación³				
	Inflación	5%		\$ 33,689.19
Total acumulado⁴				\$ 33,689.19



- (1) Costo aproximado en MXN conforme a un valor inicial reportado en catálogo de proveedor de Alfa Laval (T-solucion) en el año 2015 correspondiente a 670.23 €, sin considerar impuestos.
- (2) Valor aduanal aplicable a intercambiadores de calor conforme a lo expedido en la Tarifa de la Ley de los Impuestos Generales de Importación y Exportación 2020.
- (3) Escalación del costo del equipo al 2021, evaluado a partir del costo inicial del 2015 considerando una inflación anual del 5%.
- (4) Costo final aproximado con impuestos para su adquisición (no se considera costo de accesorios, instrumentos y mano de obra requeridos para su instalación y operación).

Fuente: Elaboración propia³⁷.

³⁷ Elaboración con fundamento en Alfa Laval y T-solucion [52], Herrera [14] y SEGOB [68].

CONCLUSIONES

El uso desmedido de los recursos energéticos y en específico de aquellos derivados del petróleo, están generando un agotamiento de las reservas a nivel mundial, así como repercusiones en temas de impacto ambiental y aspectos económicos. Respecto a la situación actual que acontece en México, de acuerdo con la información presentada, se observa que la demanda de energía está incrementando considerablemente, al grado en que la importación, se ha convertido en la fuente recurrente para satisfacer los requerimientos energéticos.

Lo anterior, ha posicionado al país como una nación dependiente energéticamente, debido a las altas tasas que se han importado de combustible en los últimos años, motivo de la carencia actual en autosuficiencia energética que enfrenta el país para solventar sus requerimientos en las áreas mayormente demandantes correspondientes al sector transporte e industrial, donde se destina el 77% del combustible importado. A pesar de que el gobierno vigente lleve a cabo la rehabilitación del Sistema Nacional Refinación (SNR), en cuyos objetivos principales menciona avanzar en seguridad y autosuficiencia en materia energética para algunos petrolíferos al concluir el 2024; la prospectiva presentada, indica que la demanda nacional seguirá aumentando para los años posteriores, pues el consumo de los combustibles va a la alta, como respuesta al crecimiento automotriz y aéreo principalmente, lo cual indica que la energía fósil seguirá siendo el recurso predominante del sector energético e impulsor del crecimiento económico, y por tanto continuará utilizándose a mediano y largo plazo en la cadena de valor; por ello, el conocimiento e implementación de acciones que incentiven el ahorro y uso eficiente de la energía seguirá cobrando cada vez mayor importancia, ya que mientras no exista un avance considerable en la aplicación de las energías renovables, se continuará dependiendo en gran medida de los recursos no renovables.

La combustión involucra la quema completa del combustible mediante de una reacción de oxidación, donde su energía química almacenada es aprovechada como calor útil en un proceso térmico. Debido a la amplia aplicación de la combustión en los procesos unitarios, el objetivo persistente de la ingeniería (refiriéndose al ámbito de la combustión), es el uso de combustibles que involucren sistemas con mejor rendimiento operativo, aminorando a su vez la problemática del impacto ambiental. No obstante, el estudio de la combustión requiere del conocimiento y estudio inherente de las disciplinas como la Termodinámica y la Transferencia de calor.



Con base en lo mencionado anteriormente, se afirma que la razón de ser del presente trabajo fue dar a conocer y vincular los procesos energéticos a la formación académica y profesional de los estudiantes de la carrera de Ingeniería Química, tomando como base el estudio del equipo de combustión que se pretende instalar en la planta piloto de la FES Zaragoza conocido propiamente como Túnel de calor. A partir de lo anterior y derivado del análisis termodinámico llevado a cabo del modelo teórico de combustión de la mezcla diésel-aire con el que funcionaría el equipo si se acoplara al sistema propuesto para la generación de agua comprimida, se menciona que:

Fue posible modelar (de acuerdo a las condiciones de diseño iniciales establecidas) los balances de masa y energía para la reacción sin exceso y con exceso de aire, así como la obtención de las propiedades termodinámicas de interés de cada una de las corrientes de los módulos integrantes que definen el sistema en su conjunto, tomando como fundamento la Primera Ley de la Termodinámica y mediante el uso adecuado de las herramientas proporcionadas del software EES, el cual mostró ser un programa ampliamente eficaz ante el cálculo de un método sumamente riguroso, como el presentado en este trabajo.

De acuerdo con los resultados obtenidos del modelo teórico de combustión diésel-aire tomando el enfoque sin exceso de aire (estequiométrico) y con exceso de aire (real), es consistente mencionar a partir de la comparativa entre ambos modelos, que el considerar una reacción sin exceso, limita y simplifica el modelo termodinámico pues se encontró que:

Este tipo de combustión puede catalogarse como simple e ideal, ya que bajo estas condiciones se asume que la reacción se da con aire estándar, lo cual indica despreciar algunas sustancias de las que se compone el aire (como la humedad contenida). Además, supone la oxidación completa de todo el combustible suministrado, motivo de una mezcla idónea en la cámara de combustión del quemador entre el combustible y el comburente (lo que resulta imposible en la práctica).

Por ello, con el interés de ajustar el modelo termodinámico de la reacción de combustión desarrollada para el Túnel de calor a una situación más realista, se consideraron los parámetros sustanciales para el control y estabilidad en el equipo (T , P , EA , φ , ϕ). Así, con los datos obtenidos de los parámetros indicados anteriormente y de la reacción estequiométricamente balanceada para ambos casos se determinó satisfactoriamente lo siguiente:



La entalpía de combustión para la reacción planteada con diésel está asociada a la liberación de grandes cantidades de energía en forma de calor. El valor presentado muestra una disminución del 1.68% frente al obtenido por la reacción de forma estequiométrica.

La temperatura de flama adiabática T_{ad} como la temperatura de flama real T_{fl} , disminuyen gradualmente conforme mayor sea el EA suministrado al quemador y por las condiciones climatológicas presentes del sitio como lo es la humedad relativa del aire φ . De lo anterior, se destaca que ocasiona mayor efecto la variación de EA que la φ , ya que si este valor aumenta, la materia que ingresa al quemador de las especies que constituyen el aire (incluyendo la humedad) para llevar a cabo la reacción, también incrementa; haciendo que más masa absorba el calor producido por la combustión e implicando que las temperaturas descendan en su valor. Para el caso de estudio analizado con el 20% de EA y considerando una humedad relativa de sitio del 50%, ambas temperaturas presentaron una disminución del 16.52% con base en los valores obtenidos con la reacción estequiométrica. Este efecto se presentó debido a un incremento del 23.56% en la relación aire-combustible R_{A-C} y una disminución del 18.93% con respecto a la unidad del valor del radio de equivalencia ϕ , lo cual se indica con ambos resultados que predomina un mayor suministro de aire que de combustible al proceso para efectuar la reacción.

La composición de los gases de combustión pudo obtenerse para los dos modelos de reacción. Respecto al modelo real propuesto, se observa una disminución en la composición de los siguientes productos: 3.41% para el H_2O y del 16.60% para el CO_2 como para el SO_2 (con relación al estequiométrico), además una proporción prácticamente despreciable de CO obtenida en el modelo real; lo cual resulta favorable, ya que la disminución en la concentración de estas especies en los gases de combustión, evita la formación de sustancias nocivas que dañen al ambiente, así como la probabilidad de la formación de ácidos que afecten por corrosión la estructura del equipo. Lo anterior, indica que el aumento en el EA , favorece la disociación de los componentes nocivos de los gases de combustión.

Por tanto, en la práctica es habitual que se recurre a un mayor suministro de aire al proceso que al estequiométricamente requerido para llevar la combustión, la finalidad pueden incluir (como ya se mencionó), garantizar una mejor mezcla entre combustible-comburente evitando la formación de inquemados o bien, disminuir la temperatura dentro de la cámara de combustión y disociar los



productos mencionados de la combustión, ya que puede suscitarse bajo ciertas condiciones de presión y temperatura, la probable generación de subreacciones con algunas especies, formando sustancias perjudiciales al ambiente o corrosivas que involucren una alteración directa al equipo en su rendimiento. Sin embargo, debe considerarse también los efectos energéticos que tiene el suministro de aire y combustible adicional.

Por lo anterior, se menciona además que el software EES permitió simular el sistema propuesto y brindar un panorama de dichos efectos energéticos que se tendrían sobre algunas variables, proyectando una variación en la entrada flujo de combustible en el rango admitido por el quemador, así como de EA y φ en el rango del 0 al 100%; donde el valor inferior indicó un proceso sin exceso de aire ni humedad y su aumento paulatinamente de ambas variables. Con lo anterior, se obtuvo complementariamente lo siguiente:

En la potencia del quemador, se observó que un aumento de suministro de diésel favorece la formación de mayor potencia calorífica, pero también aumenta la pérdida de energía por conversión lumínica. Respecto al modelo elaborado con la reacción real, el quemador desarrolla una potencia de 26.29 kW, de la cual existe una pérdida de calor por conversión lumínica de 5.25 kW.

En un proceso real, es innegable también las pérdidas de calor por efectos de radiación-convección. En este sentido, este mecanismo combinado analizado en el proceso de combustión, permitió observar que la radiación predomina sobre la convección en la pérdida energía en el módulo RC, esto por la altas temperatura de flama, pues de acuerdo el modelo el h_{rad} representa el 80% del valor del $h_{rad-conv}$; logrando entre ambos mecanismos disipar al medio un calor producido de combustión de 0.19 kW. En este sentido, para mantener una temperatura exterior en la superficie del equipo de 60 °C y conservar este valor de calor disipado al medio por el módulo, se encontró haciendo uso de la Primera y Segunda Ley (principio de irreversibilidad), que el módulo debe contar con un espesor de aislante térmico de 7.22 cm (siendo la propuesta fibra de cerámica). Asimismo, con la proyección se observa que a mayor EA , el aislante térmico que se debería instalar dentro del módulo sería de menor espesor, debido a que la temperatura de flama disminuye.

La eficiencia es una forma de evaluar el rendimiento del equipo, ya que cuantificó el aprovechamiento energético proveniente del suministro de diésel para producir el servicio. De acuerdo con el modelo teórico establecido, la eficiencia del Túnel de calor es de 86.33%, del PHE

de 92.73% y del sistema en su conjunto para producir dicho servicio corresponde al 80.06%, siendo valores considerados aceptables. Es consistente mencionar que la eficiencia desciende conforme aumenta el EA , lo cual puede verse en el descenso de la temperatura de flama y por tanto en una menor cantidad de agua comprimida para producir dicho servicio. No obstante, la eficiencia pudiera mejorarse si en futuras planeaciones, se tuviera contemplado un recuperador de calor que pudiera aprovechar el calor residual emitido por la chimenea de los gases para precalentar el aire de proceso o bien del combustible y de esta forma, incrementar la temperatura de flama, favoreciendo aún más la generación de agua comprimida y ahorro de combustible.

Asimismo, cabe destacar que la humedad presente en el aire no influye considerablemente en la disminución de la temperatura de flama y por tanto no genera alteraciones en la eficiencia en el corto tiempo, sino estas se reflejarían en un plazo determinado, de no tener una supervisión con respecto a los ácidos que pudieran generarse, dañando los componentes estructurales del equipo.

Con respecto al intercambiador de calor de placas con juntas (PHE), es razonable mencionar que la metodología planteada en el presente trabajo y la secuencia llevada a cabo en la memoria de cálculo elaborada, permitió no sólo evaluar el diseño termohidráulico del equipo, sino además, brindar una propuesta del equipo que se instalaría de forma externa al Túnel de calor para producir dicho servicio de agua comprimida.

Así también, para el diseño termohidráulico, cabe mencionar que fue necesario (al igual que en el módulo RC del Túnel de calor) el estudio de los mecanismos de Transferencia de calor, siendo la convección factor clave para entender el diseño, pues este mecanismo permitió entender el fenómeno de movimiento de los fluidos dentro del equipo y comprender la forma de intercambio térmico que se llevaría entre los mismos, por medio del contacto indirecto entre las placas.

De esta manera, se elaboró una evaluación del equipo y comparando el diseño térmico e hidráulico de éste, a través de asumir la instalación de placas lisas y placas Chevron con ángulo β de 30° ; se encontró que la utilización de placas con corrugación senoidal Chevron, mostró ser más favorable para el proceso requerido con respecto a las placas de características lisas, ya que el estriado ondulatorio aumenta la turbulencia de los fluidos de trabajo. El incremento de velocidad, se benefició en un 67% más por las corrugaciones contenidas en la placa, trayendo un aumento del Nu y de los coeficientes de transferencia de calor por convección (h_h y h_c), lo que además aumenta



el coeficiente global de transferencia de calor de diseño U^D y reduce el área total requerida A_T ; dando como resultado un equipo de menor tamaño, ya que se requiere de menor cantidad de placas instaladas en el equipo, lo cual se traduce en una mejor efectividad para el proceso y un menor costo. De la comparativa y tomando el diseño global, se observó que las placas con parámetros de geometría Chevron, existe un aumento del 66.5% del U^D y una disminución del 40% para el A_T ; implicando una disminución del 47% de placas instaladas (siendo prácticamente la mitad de placas lisas); no obstante, estas placas por la turbulencia que generan, promueven hasta tres veces más caída de presión por el conjunto de canales formados que con respecto a una lisa, pero considerando la caída de presión total del equipo de acuerdo con el cálculo, sólo hay un aumento del 0.01% lo cual indica que es prácticamente despreciable, pues el diseño mostró indicar un equipo de dimensiones pequeñas, donde el número de placas, el cambio de elevación y el diámetro del puerto poseen valores sumamente bajos; haciendo que ningún factor de los mencionados anteriormente, provoque una variación significativa para la ΔP_T y esto se refleje a la vez en una potencia requerida de bombeo para vencer las bajas caídas de presión $\dot{W}_{BA,i}$, prácticamente nula.

Con respecto al análisis en la variación del diseño a través de la proyección con distintos patrones de placa, se observó que al variar el ángulo β de la placa Chevron, se generarían cambios considerables en los valores obtenidos de las variables analizadas para el diseño del equipo, en las cuales se observó lo siguiente:

Como primera pauta y recordando que el aumento en el suministro de flujo de combustible favorecería la formación de mayor potencia calorífica, lo cual ayudaría a producir mayor cantidad de servicio de agua comprimida. De este modo, el aumento en el suministro de agua de proceso al equipo favorece el incremento de la turbulencia.

Retomando lo anterior y con base en la proyección realizada, se obtuvo que, con el aumento de flujo a la entrada del equipo, el U^D como la ΔP_T también incrementan, pero disminuyen conforme el valor del ángulo va en aumento. Para el A_T , presentó su aumento tras la entrada de mayor recurso y con el incremento en el valor de ángulo, debido a que se presentan menos corrugaciones en la placa, haciendo que más área se requiera y por tanto, se refleje este mismo comportamiento para el A_e .



Con lo anterior, se concluye que tanto el aumento de flujo de agua al equipo y el incremento en el diseño del ángulo β de la placa, demanda mayor instalación de placas N_T , lo que se relaciona directamente con el incremento en la longitud del paquete de placas requeridas en el equipo L_{NT} , para poder llevar a cabo el proceso de intercambio térmico.

Por otra parte, es propicio mencionar que el diseño del PHE propuesto para que opere en conjunto con el Túnel de calor es apropiado, pues el diseño pudo validarse con base en los catálogos que proveyó la empresa Alfa Laval donde el modelo T2-B se eligió como una opción pertinente, ya que tomando como referencia la información del catálogo y la del diseño termohidráulico, se analizó y se dedujo que este modelo cumpliría con los requerimientos para producir el servicio deseado. Asimismo, se destaca de la información anterior, que pudo elaborarse la hoja de datos del equipo, la cual adicionalmente permitió brindar su costo aproximado en pesos mexicanos del equipo requerido para el proceso en específico que se llevaría en la planta piloto de la FES Zaragoza.

La simulación del sistema propuesto elaborada en el software EES permitió hacer los cálculos más rápidos e ilustrativos. Este simulador desarrollado, evalúa cualquier valor de entrada de los parámetros indicados, lo que permite indicar que sería una herramienta muy útil una vez puesto en marcha el equipo, ya que contar con valores medibles por la praxis, permitiría obtener un modelo termodinámico de operación más apegado con la realidad y rematar su análisis energético mediante el uso del diagrama de Sankey, el cual mostró ser de igual manera, un método eficaz e ilustrativo para la representación de la distribución de los flujos energéticos implicados en el sistema. Asimismo, la metodología y memoria de cálculo propuestas para elaborar y evaluar el diseño termohidráulico de un equipo PHE, permitieron ser herramientas oportunas para la obtención de datos y llevar con mayor claridad la secuencia de cálculo.

Finalmente es imprescindible mencionar la importancia de involucrar en los programas de estudio de la carrera de Ingeniería Química el análisis, comprensión e interpretación de los procesos de combustión con un enfoque con el que se plantea en el presente trabajo, así como la incorporación del diseño termohidráulico de los intercambiadores de calor de placas, ya que en la mayoría de los casos, los estudiantes carecen del conocimiento de estas temáticas, las cuales han comenzado a tomar cada vez mayor campo e interés en las diversas áreas de proceso, donde el enfoque primordial que se les brinda es relacionado con el uso eficiente de la energía.



Por ello, debido a su gran importancia, ambas herramientas desarrolladas serían de mucha utilidad para los alumnos de la carrera, si se utilizaran de manera correcta. Con lo anterior, se cumpliría el objetivo académico y profesional de la enseñanza de estos temas, caracterizados por ser de gran interés y relevancia en la actualidad, por medio de la incorporación y uso de instrumentos tecnológicos, los cuales puedan reforzarse con futuras prácticas venideras a nivel escala planta piloto.

Con respecto a un seguimiento al presente trabajo, como se observa, no incluye el diseño de planos como DTI, PLG y Layout, debido a que no estaba dentro de los objetivos planteados, por lo cual un estudio a futuro, podría ser el diseño y propuesta de los instrumentos, tuberías y loops de control necesarios para que el Túnel de calor y el PHE en su conjunto lleven a cabo el proceso térmico, tomando como base la propuesta planteada y los parámetros recomendados en el presente trabajo.

**BIBLIOGRAFÍA**

- [1] Alderetes, C., & Maiocchi, M. (2002). *Intercambiadores de calor de placas: Cálculo y selección de equipos*. Argentina: UTN.
- [2] Annamalai, K., & Puri, I. (2007). *Combustion Science and Engineering*. USA: CRC.
- [3] Cao, E. (1983). *Transmisión de calor: Intercambiadores de calor*. Argentina: Universidad de Buenos Aires.
- [4] Cengel, Y., & Boles, M. (2015). *Termodinámica*. (8.^a ed.). México: McGraw-Hill.
- [5] Cengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de Calor y Masa: Fundamentos y aplicaciones*. (4.^a ed.). México: McGraw-Hill.
- [6] Durango, N., & Bula, A. (2016). *Diseño de sistemas de termofluidos: Una visión integradora*. Colombia: Universidad del Norte.
- [7] Entrena, F. (2014). *Eficiencia energética en las instalaciones de calefacción y ACS en los edificios: ENAC0108*. España: IC.
- [8] Fenollosa, C. (2005). *Modelado fenomenológico del proceso de combustión por difusión diesel*. España: Reverté.
- [9] Geankoplis, C. (1988). *Procesos de transporte en las operaciones unitarias*. (3.^a ed.). México: CECSA.
- [10] González, A., et al. (2015). *Eficiencia energética en las instalaciones de calefacción y ACS en los edificios: UF0565*. España: Paraninfo.
- [11] Griffiths, J., & Barnard, J. (1995). *Flame and combustion*. (3.^a ed.). UK: Chapman and Hall.
- [12] Herrera, R. (2019). *Balance de materia y energía en sistemas energéticos reactivos: Proceso de combustión*. Curso de Licenciatura, FES Zaragoza. UNAM, México.
- [13] Herrera, R. (2019). *Desarrollo de modelos de combustión de combustibles líquidos y gaseosos utilizando software EES: PAPIME-109819*. Curso de Licenciatura, FES Zaragoza. UNAM, México.
- [14] Herrera, R. (2019). *Eficiencia energética*. Curso de Licenciatura, FES Zaragoza. UNAM, México.
- [15] Himmelblau, D. (1997). *Principios Básicos y Cálculos en Ingeniería Química*. (6.^a ed.). México: Prentice-Hall.
- [16] Holman, J. (1999). *Transferencia de calor*. México: CECSA.
- [17] Holman, J. (2010). *Heat Transfer*. (10.^a ed.). USA: McGraw-Hill.



- [18] Ibarz, A., & Barbosa, G. (2005). *Operaciones Unitarias en la Ingeniería de Alimentos*. España: Mundi-Prensa.
- [19] Incropera, F., Dewitt, D., Bergman, T., & Lavine, A. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. (7.^a ed.). USA: John Wiley & Sons.
- [20] Kakaç, S., & Liu, H. (2002). *Heat exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*. (2.^a ed.). USA: CRC.
- [21] Kern, D. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor*. México: CECSA.
- [22] Kothandaraman, C. (2006). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. (3.^a ed.). India: One world.
- [23] Kuo, K. (2005). *Principles of Combustions*. (2.^a ed.). USA: John Wiley & Sons, Inc.
- [24] Lackner, M., Palotás, Á., & Winter, F. (2013). *Combustion: From Basics to Applications*. Alemania: Wiley-VCH.
- [25] Lackner, M., Winter, F., & Agarwal, A. (2010). *Handbook of Combustion Vol. 1. Fundamentals and Safety*. Alemania: Wiley-VCH.
- [26] Levenspiel, O. (2004). *Ingeniería de las reacciones químicas*. (3.^a ed.). México: Limusa.
- [27] Manrique, J. (2002). *Transferencia de calor*. (2.^a ed.). México: AlfaOmega.
- [28] Márquez, M. (2005). *Combustión y quemadores*. España: Marcobo.
- [29] Mollenhauer, K., & Tschöke, H. (2010). *Handbook of Diesel Engines*. USA: Springer.
- [30] Moncada, L. (n.d). *Diseño de plantas de procesos químicos: Intercambiadores de calor*. Perú: Universidad Nacional de Trujillo.
- [31] Niessen, W. (2010). *Combustion and Incineration Processes: Applications in Environmental Engineering*. (4.^a ed.). USA: CRC.
- [32] Shah, R., & Sekulić, D. (2003). *Fundamentals of Heat Exchangers Design*. USA: John Wiley & Sons, Inc.
- [33] Smith, J., Van Ness, H., & Abbot, M. (1997). *Introducción a la Termodinámica en la Ingeniería Química*. (5.^a ed.). México: McGraw-Hill.
- [34] Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchangers Design Handbook*. (2.^a ed.). USA: CRC.
- [35] Turns, S. (2012). *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications*. (3.^a ed.). USA: McGraw-Hill.
- [36] Welty, J., Wicks, C., & Wilson, R. (1994). *Fundamentos de Transferencia de Momento, Calor y Masa*. México: Limusa.



- [37] Zemansky, M., & Dittman, R. (1985). *Calor y Termodinámica*. (6.^a ed.). México: McGraw-Hill.
- [38] Zohuri, B. (2017). *Compact Heat Exchangers: Selection, Application, Design and Evaluation*. USA: Springer.

INFORMES

- [39] Centro de Estudios de las Finanzas Públicas. (2017). *Evolución de los precios de las Gasolinas en México, 2016-2017*, 1-8.
- [40] Centro de Estudios Sociales y de Opinión Pública. (2018). *Refinerías en México, propuestas del sexenio 2018-2024*. 99(1), 19-40.
- [41] Instituto Mexicano del Petróleo. (2019). *Refinería Dos Bocas: Dictamen sobre ingeniería*, 4-23.
- [42] Petróleos Mexicanos. (2015). *Indicadores petroleros 2010-2015*. 27(1-2), 4-29.
- [43] Petróleos Mexicanos. (2018). *Dictamen del Plan Nacional de para la producción de Hidrocarburos*. 95(1).
- [44] Secretaría de Energía. (2018). *Diagnóstico de la Industria de Petrolíferos en México*. 1(1), 14-24.

HEMEROGRAFÍA

- [45] Ayub, Z. (2003). Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators. *Heat Transfer Engineering*. 24(5), 3-16.
- [46] Khan, T., Khan, M., Chyu, M., & Ayub, Z. (2010). Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations. *Elsevier*. 30(1), 1058-1065.
- [47] Secretaría de Energía. (18 de marzo 2019). Anuncio oficial del arranque del proyecto para la nueva refinería. *Secretaría de Energía*, 07/2019.
- [48] Sígler, É. (6 de febrero de 2019). Pemex refina cada vez más combustóleo, un producto contaminante que nadie quiere. *Expansión*.
- [49] Subdirección de Comunicación y Mercadotecnia. (9 de diciembre 2018). Con Plan Nacional de Refinación, México alcanzará la soberanía energética. *Petróleos Mexicanos*. 93/2018. 1-2.



DIRECCIONES ELECTRÓNICAS

- [50] Alfa Laval & CESEHSA soluciones. (2018). *Soluciones de intercambio de calor para el sector industrial*. Recuperado el 11 de julio de 2020 de <https://cesehsa.com.mx/cesehsa/wp-content/uploads/2018/09/Soluciones-de-intercambio-de-calor.pdf>.
- [51] Alfa Laval. (2015). *Transferencia de calor: Intercambiadores de calor*. Recuperado el 20 de mayo de 2020 de <https://www.alfalaval.mx/>.
- [52] Alfa Laval., & T-soluciona. (2015). *Intercambiadores de calor para HVAC e industria*. Recuperado el 25 de septiembre de 2020 de <https://t-soluciona.com/wp-content/uploads/Catalogo-Alfa-Laval-2015.pdf>.
- [53] Alloy Wire International. (2020). *Hoja de datos de aleaciones*. Recuperado el 23 de septiembre de 2020 de <https://www.alloywire.es/datasheets/>.
- [54] Chilexpo. (2019). *Calidades*. Recuperado el 23 de septiembre de 2020 de <https://www.chilexpo.com/calidad/todas/>.
- [55] CIB UNIGAS. (2008). *Quemadores de gasóleo: Serie Idea LO35*. Recuperado el 15 de octubre de 2020 de <https://www.cibunigas.it/es/idea>.
- [56] Comisión Reguladora de Energía. (2020). *Consulta los precios de Petrolíferos, Gas LP y los Índices de Referencia de Precios de Gas Natural*. Recuperado el 25 de marzo de 2020 de <https://www.gob.mx/cre>.
- [57] Elaplas. (2020). *Cauchos y elastómeros*. Recuperado el 22 de septiembre de 2020 de <http://www.elaplas.es/materiales/cauchos-y-elastomeros/>.
- [58] Emerson. (2018). *Products and solutions*. Recuperado el 22 de septiembre de 2020 de <http://www.asconumatics.eu/>.
- [59] Fenercom. (2013). *Guía básica: Calderas industriales eficientes*. Recuperado el 19 de octubre de 2020 de <https://www.fenercom.com/publicaciones/libros-guias/>.
- [60] Gmors. (2020). *Materiales de Gmors*. Recuperado el 22 de septiembre de 2020 de <https://es.gmors.com/gmors-material.htm>.
- [61] Petróleos Mexicanos. (2020). *Estadísticas petroleras*. Recuperado el 26 de marzo de 2020 de <https://www.pemex.com/Paginas/default.aspx>.
- [62] Secretaría de Energía. (2019). *Balance Nacional de Energía 2018*. Recuperado el 21 de marzo de 2020 de <https://www.gob.mx/sener>.
- [63] Secretaría de Energía. (2019). *Capacidad de producción del Sistema de Refinación*.



- Recuperado el 27 de marzo de 2020 de <https://www.gob.mx/sener/prensa/la-capacidad-de-produccion-del-sistema-nacional-de-refinacion-paso-del-32-al-52-218827>.
- [64] Secretaría de Energía., & Petróleos Mexicanos. (2019). *Rehabilitación de refinerías*. Recuperado el 29 de marzo de 2020 de <https://www.gob.mx/rehabilitacionrefinerias>.
- [65] SEGOB. (2005). *Diario Oficial de la Federación: Norma Oficial Mexicana NOM-086-SEMARNAT-SENER-SCFI-2005, Especificaciones de los combustibles fósiles para la protección ambiental*. Recuperado el 10 de junio de 2020 de <https://www.profepa.gob.mx/innovaportal/file/1278/1/nom-086-semarnat-sener-scfi-2005.pdf>.
- [66] SEGOB. (2012). *Diario Oficial de la Federación: Norma Oficial Mexicana NOM-085-SEMARNAT-2011, Contaminación atmosférica-Niveles máximos permisibles de emisión de los equipos de combustión de calentamiento indirecto y su medición*. Recuperado el 10 de junio de 2020 de https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/134768/29.-_NORMA_OFICIAL_MEXICANA_NOM-085-SEMARNAT-2011.pdf.
- [67] SEGOB. (2016). *Diario Oficial de la Federación: Norma Oficial Mexicana NOM-016-CRE-2016, Especificaciones de calidad de petrolíferos*. Recuperado el 20 de octubre de 2020 de https://www.dof.gob.mx/nota_detalle.php?codigo=5450011&fecha=29/08/2016.
- [68] SEGOB. (2020). *Diario Oficial de la Federación: Secretaría de Economía, Ley de los Impuestos Generales de Importación y de Exportación*. Recuperado el 25 de octubre de 2021 de http://www.diputados.gob.mx/LeyesBiblio/ref/ligiex/LIGIEx_orig_01jul20.pdf.
- [69] Sistema de Información de Energía. (2020). *Estadísticas energéticas nacionales*. Recuperado el 25 de marzo de 2020 de <http://sie.energia.gob.mx/bdiController.do?action=temas>.
- [70] WTSML Heat Transfer Technology. (n.d). *Plate and gaskets*. Recuperado el 21 de septiembre de 2020 de <http://es.heatexchangersgasket.com/heat-transfer-plate>.



ANEXOS

Anexo I Operación del quemador diésel

El quemador instalado en el equipo de combustión de la Facultad, reúne las características de ser operado bajo la inyección de combustible diésel. Este quemador es modular, por lo cual puede regularse el flujo de combustible como de aire.

A partir de lo anterior, se exponen algunas especificaciones técnicas importantes del quemador instalado correspondiente al modelo LO 35 fabricado por la empresa CIB UNIGAS:

Especificaciones técnicas del quemador

Combustible.	Diésel	
Potencia.	21 a 41	kW
Flujo de alimentación.	1.8 a 3.5	kg/h
Temperatura de combustible.	0 a 60	°C
Presión de entrada del combustible.	-0.45 a 2	kgf/cm ²
Viscosidad de combustible.	1.3 a 12	cSt
Alimentación eléctrica.	230	V
Frecuencia de corriente eléctrica.	50	Hz
Peso aproximado.	9	kg
Temperatura de operación.	1-10 a 50	°C

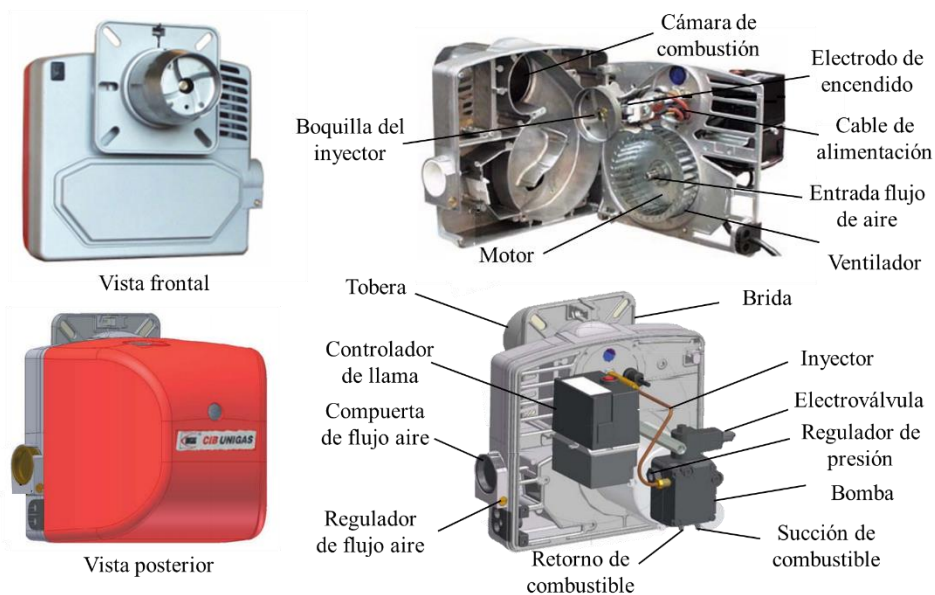
Fuente: Elaboración propia con información de CIB UNIGAS, 2008.

En consecuencia y partir de lo anterior, un equipo de estas características basa su funcionamiento en una serie de etapas:

En primera instancia, se realiza un barrido con aire para limpiar las impurezas de combustiones precedentes, posteriormente en forma paralela, el combustible que proviene de la red de distribución es enviado mediante la bomba a la boquilla del inyector en la cantidad y presión requerida, logrando la pulverización del combustible, que al entrar en contacto dentro de la cámara de combustión con el aire (suministrado a una presión inferior) ambos se mezclen en proporciones idóneas y a través de la generación de una chispa eléctrica por medio de los electrodos de encendido se induce la ignición. A partir de lo anterior, se lleva a cabo el proceso de combustión, controlando el suministro de combustible con ayuda de una electroválvula y regulador de presión que incluye el mismo quemador, del mismo modo para el flujo de aire, el cual contiene un regulador manual, permitiendo así la salida de productos de gases de combustión por la tobera. (González, 2015).

Derivado de lo anterior, se presentan los componentes principales de un quemador diésel modelo LO 35 en la siguiente figura, fabricado por la empresa CIB UNIGAS.

Componentes principales del quemador diésel



Fuente: Elaboración propia con información de CIB UNIGAS, 2008.

**Anexo II Programación en EES del modelo termodinámico****Caso de estudio: Túnel de calor acoplado a un sistema de generación de agua comprimida**

"SIMULACIÓN DEL TUNEL DE CALOR CONSIDERANDO EXCESO DE AIRE Y HUMEDAD"

"REACCIÓN ESTEQUIOMÉTRICA CON AIRE ESTÁNDAR EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN (PROCESO IDEAL)"

"!C12.2966H22.134S0.002651 + a_theo (g_theo O2 + h_theo N2) -> b_theo CO2 + c_theo H2O + d_theoN2 + f_theo SO2 "

"Composición de Azufre"

yS=mS/100
 xS=(yS)*MM_diesel/MM_S
 ppm_S=yS*10⁶

"Composición de CO"

yCO=mCO/100
 xCO=(yCO)*MM_aire_sec/MM_CO
 ppm_CO=yCO*10⁶

"Composición del Aire Estándar"

y_O2=0.21
 y_N2=0.79
 j_theo=y_O2/y_O2 "Coef. Estequiométrico para el O2"
 k_theo=y_N2/y_O2 "Coef. Estequiométrico para el N2"

"Balance para la reacción de combustión diésel con Aire Estándar y sin Exceso de Aire"

nH=2*c_theo "Balance Hidrógeno"
 2*a_theo=2*b_theo+c_theo+2*f_theo "Balance Oxígeno"
 a_theo*k_theo²=d_theo² "Balance Nitrógeno"
 b_theo=nC
 f_theo=xS

"De la reacción estequiométrica anterior se obtiene que:"

n_diesel=1 "kgmol" "mol de combustible"
 n_aire_theo=a_theo*(j_theo+k_theo) "kgmol" "mol de aire seco"

"Obteniendo la Pp_H2O_aire (Presión Parcial del H2O en el aire)"

P_satH2O=P_sat(Water,T=To) "kPa" "Presion de saturación del H2O a 25 °C"
 P_H2O_aire=phi*P_satH2O "kPa" "Presion parcial del H2O en el aire a 25 °C"

"Obteniendo los moles de Agua contenidos en el Aire, suponiendo comportamiento Ideal (Ley de Presiones Parciales de Dalton)"

n_H2O=(P_H2O_aire/Po)*(n_H2O+n_aire_theo) "kgmol"

"Obteniendo Humedad absoluta (omega)"

omega=(MM_H2O/MM_aire_sec)*(P_H2O_aire/(Po-P_H2O_aire)) "kg_H2O/kg_Aire"

"LA REACCIÓN REAL CON AIRE ATMOSFÉRICO (CONSIDERACIÓN EXCESO Y HUMEDAD) EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN"

"! C12.2966H22.134S0.002651 + a (j O2 + k N2 + w H2O) -> b CO2 + c H2O + d N2 + e CO + f SO2 + g O2 "

"NOTA: A partir de este proceso, todos los cálculos para el modelo de combustión considerarán la Humedad relativa en el Aire, así como la Cantidad de Exceso de Aire suministrado a la Cámara de Combustión"

a=a_theo*(1+EA) "Balance del Coef. Estequiométrico a cualquier valor de EA"
 n_H2O=a*w "Balance para obtener Cowf.Estq del H2O contenido en el aire"
 c=c_theo+a*w "Balance para obtener el Coef.Estq del H2O en los productos"
 f=f_theo "Balance para obtener el Coef.Estq del S en los productos"
 j=j_theo "Balance para obtener el Coef.Estq del O2 en los reactivos"
 k=k_theo "Balance para obtener el Coef.Estq del N2 en los reactivos"
 d=a*k "Balance para obtener el Coef.Estq del N2 en los productos"
 e=xCO "Balance para obtener el Coef.Estq del CO en los productos"
 b=nC-e "Balance para obtener el Coef.Estq del CO2 en los reactivos"
 a*j²+a*w=2*b+c*1+e*1+f*2+g*2 "Balance atómico de O2 y para obtener el Coef Estq. O2 en los productos"

**"Masas moleculares"**

$MM_{aire_sec}=y_{O_2}MM_{O_2}+y_{N_2}MM_{N_2}$ "kg/kgmol"
 $MM_{diesel}=169.6932$ "kg/kgmol"

$MM_S=32$ "kg/kgmol"
 $MM_{CO}=28$ "kg/kgmol"
 $MM_{O_2}=32$ "kg/kgmol"
 $MM_{N_2}=28$ "kg/kgmol"
 $MM_{H_2O}=18$ "kg/kgmol"
 $MM_{CO_2}=44$ "kg/kgmol"
 $MM_{SO_2}=64$ "kg/kgmol"

"Obteniendo la R_AC_estq"

$R_{AC_estq}=(n_{aire_theo}/n_{diesel})*(MM_{aire_sec}/MM_{diesel})$ "kg aire seco/kg diesel"

"Obteniendo R_AC_real"

$n_{H_2O_aire}=a*(j+k+w)$ "kgmol" "moles de aire húmedo real"

"Masa molecular del aire húmedo"

$MM_{H_2O_aire}=y_{O_2}MM_{O_2}+y_{N_2}MM_{N_2}+(w/(j+k+w))*MM_{H_2O}$ "kg/kgmol"

$R_{AC_real}=(n_{H_2O_aire}/n_{diesel})*(MM_{H_2O_aire}/MM_{diesel})$ "kg aire H₂O/kg diesel"

"Obtener radio de equivalencia del proceso en la cámara de combustión"

$PHI_{eq}=R_{AC_estq}/R_{AC_real}$

"Para obtener la masa de aire suministrada a la cámara"

$m_{dot_aire_2}=m_{dot_diesel_1}*R_{AC_real}$ "kg/s"

"Obtener la masa de aire que reacciona"

$m_{dot_aire_theo_2}=m_{dot_diesel_1}*R_{AC_estq}$ "kg/s"
 $m_{dot_aire_theo_2}=m_{dot_aire_rx_2}$ "kg/s"

"Obteniendo m_aire_sin_reaccion"

$m_{dot_aire_sinrx_2}=m_{dot_aire_2}-m_{dot_aire_rx_2}$ "kg/s"

"Obteniendo fracciones molares de los gcomb"

$n_{gcomb_total_bcalc}=b+c+d+e+f+g$ "kgmol"
 $y_{CO_2}=b/n_{gcomb_total_bcalc}$
 $y_{H_2O}=c/n_{gcomb_total_bcalc}$
 $y_{N_2}=d/n_{gcomb_total_bcalc}$
 $y_{CO}=e/n_{gcomb_total_bcalc}$
 $y_{SO_2}=f/n_{gcomb_total_bcalc}$
 $y_{O_2}=g/n_{gcomb_total_bcalc}$

"Obteniendo fracciones máscas de los g_comb"

$m_{gcomb_total_bcalc}=m_{CO_2}+m_{H_2O}+m_{N_2}+m_{CO}+m_{SO_2}+m_{O_2}$ "kg"

$m_{CO_2}=b*MM_{CO_2}$ "kg"
 $m_{H_2O}=c*MM_{H_2O}$ "kg"
 $m_{N_2}=d*MM_{N_2}$ "kg"
 $m_{CO}=e*MM_{CO}$ "kg"
 $m_{SO_2}=f*MM_{SO_2}$ "kg"
 $m_{O_2}=g*MM_{O_2}$ "kg"

$fm_{CO_2}=m_{CO_2}/m_{gcomb_total_bcalc}$
 $fm_{H_2O}=m_{H_2O}/m_{gcomb_total_bcalc}$
 $fm_{N_2}=m_{N_2}/m_{gcomb_total_bcalc}$
 $fm_{CO}=m_{CO}/m_{gcomb_total_bcalc}$
 $fm_{SO_2}=m_{SO_2}/m_{gcomb_total_bcalc}$
 $fm_{O_2}=m_{O_2}/m_{gcomb_total_bcalc}$

"Obteniendo Psat de Agua"

$P_{satH_2O_gcomb}=y_{H_2O}*P_o$ "kPa"

**"Balance Global en el Túnel de calor"****"Balance en módulo de la cámara de combustión (CC)"**

$$m_{\text{dot_diesel}} + m_{\text{dot_aire}} = m_{\text{dot_gcomb}} \quad \text{"kg/s"}$$

"Obteniendo h_gcomb"

$$h_{\text{gcomb}} = (m_{\text{dot_diesel}} \cdot \text{PCS}_{\text{diesel}}) / m_{\text{dot_gcomb}} \quad \text{"kJ/kg"}$$

$$m_{\text{dot_gcomb}} = m_{\text{dot_gcomb}_3} \quad \text{"kg/s"}$$

"Obteniendo Tflama adiabática (T_ad)"

$$h_{\text{gcomb}} = (f_{\text{m_CO2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{CO2}, T=T_{\text{ad}}) + f_{\text{m_H2O}} \cdot \text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_{\text{ad}}, P=P_{\text{satH2O_gcomb}}) + f_{\text{m_N2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}, T=T_{\text{ad}}) + f_{\text{m_CO}} \cdot \text{enthalpy}(\text{CO}, T=T_{\text{ad}}) + f_{\text{m_SO2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{SO2}, T=T_{\text{ad}}) + f_{\text{m_O2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{O2}, T=T_{\text{ad}})) - (f_{\text{m_CO2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{CO2}, T=To) + f_{\text{m_H2O}} \cdot \text{enthalpy}(\text{Water}, T=To, P=Po) + f_{\text{m_N2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}, T=To) + f_{\text{m_CO}} \cdot \text{enthalpy}(\text{CO}, T=To) + f_{\text{m_SO2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{SO2}, T=To) + f_{\text{m_O2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{O2}, T=To)) \quad \text{"kJ/kg"}$$

"Obteniendo E_quemador"

$$E_{\text{dot_quemador}} = m_{\text{dot_diesel}} \cdot \text{PCS}_{\text{diesel}} \quad \text{"kW"} \quad \text{"Potencia del quemador marca CIB-UNIGAS LO-35"}$$

$$H_{\text{dot_gcomb}} = E_{\text{dot_quemador}} \quad \text{"kW"}$$

"Obteniendo el DELTAHcomb"

$$\text{DELTAH}_{\text{comb}} = h_{\text{gcomb}} \cdot m_{\text{dot_gcomb_total_bcalc}} \quad \text{"kJ"}$$

"Temperatura real en la punta de la flama"

"La temperatura real de los gases a la salida de la CC es igual al 80% de la h_gcomb de la T_ad con base en estudios de (Fenolosa, 2005)."

$$h_{\text{gcomb}_3} = 0.8 \cdot h_{\text{gcomb}} \quad \text{"kJ/kg"}$$

$$T_{\text{fl}} = T_{\text{gcomb}_3} \quad \text{"K"}$$

$$h_{\text{gcomb}_3} = (f_{\text{m_CO2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{CO2}, T=T_{\text{gcomb}_3}) + f_{\text{m_H2O}} \cdot \text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_{\text{gcomb}_3}, P=P_{\text{satH2O_gcomb}}) + f_{\text{m_N2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}, T=T_{\text{gcomb}_3}) + f_{\text{m_CO}} \cdot \text{enthalpy}(\text{CO}, T=T_{\text{gcomb}_3}) + f_{\text{m_SO2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{SO2}, T=T_{\text{gcomb}_3}) + f_{\text{m_O2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{O2}, T=T_{\text{gcomb}_3})) - (f_{\text{m_CO2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{CO2}, T=To) + f_{\text{m_H2O}} \cdot \text{enthalpy}(\text{Water}, T=To, P=Po) + f_{\text{m_N2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}, T=To) + f_{\text{m_CO}} \cdot \text{enthalpy}(\text{CO}, T=To) + f_{\text{m_SO2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{SO2}, T=To) + f_{\text{m_O2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{O2}, T=To)) \quad \text{"kJ/kg"}$$

"Análisis de la pérdida de calor asociada a la conversión lumínica"

$$m_{\text{dot_diesel}} \cdot \text{PCS}_{\text{diesel}} = m_{\text{dot_gcomb}_3} \cdot h_{\text{gcomb}_3} + Q_{\text{dot_cl}} \quad \text{"kW"}$$

"Balance en módulo de radiación-convección (RC)"

$$m_{\text{dot_gcomb}_3} \cdot h_{\text{gcomb}_3} = m_{\text{dot_gcomb}_4} \cdot h_{\text{gcomb}_4} + Q_{\text{dot_rad_conv}} \quad \text{"kW"}$$

$$m_{\text{dot_gcomb}_3} = m_{\text{dot_gcomb}_4} \quad \text{"kg/s"}$$

"Análisis de la Pérdida de Calor asociada a la Radiación-Convección Q_dot_rad_conv"

$$q_{\text{rad_conv}} = h_{\text{rad_conv}} \cdot (T_{\text{ext_pared}} - To) \quad \text{"kW/m}^2\text{"}$$

$$h_{\text{rad_conv}} = (h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}}) \quad \text{"kW/m}^2\text{K"}$$

$$Q_{\text{dot_rad_conv}} = q_{\text{rad_conv}} \cdot A_{\text{modulo}} \quad \text{"kW"}$$

"Obtener h_conv"

$$h_{\text{conv}} = (Nuu_{\text{aire}} \cdot \text{Conductivity}(\text{AirH2O}, T=To, r=\phi, P=Po) / L_{\text{modulo}}) / 1000 \quad \text{"kW/m}^2\text{K"}$$

$$Nuu_{\text{aire}} = 0.66 \cdot (Re_{\text{aire}})^{1/3} \cdot (Pr_{\text{aire}})^{1/3}$$

$$Re_{\text{aire}} = L_{\text{modulo}} \cdot v_{\text{viento_amb}} \cdot \text{Density}(\text{AirH2O}, T=To, r=\phi, P=Po) / \text{Viscosity}(\text{AirH2O}, T=To, r=\phi, P=Po)$$

$$Pr_{\text{aire}} = (Cp(\text{AirH2O}, T=To, r=\phi, P=Po) \cdot \text{Viscosity}(\text{AirH2O}, T=To, r=\phi, P=Po)) / \text{Conductivity}(\text{AirH2O}, T=To, r=\phi, P=Po) \cdot 1000$$

"Obtener h_rad"

$$h_{\text{rad}} = (\epsilon \cdot \sigma \cdot (T_{\text{ext_pared}} + To) \cdot (T_{\text{ext_pared}}^2 + To^2)) / 1000 \quad \text{"kW/m}^2\text{K"}$$

"Análisis del espesor del aislante térmico"

$$k_{\text{aislante}} = 0.01 \cdot \text{convert}(\text{W/m-K}, \text{kW/m-K}) \quad \text{"kW/m}^2\text{K"}$$

$$q_{\text{cond_aislante}} = q_{\text{rad_conv}} \quad \text{"kW/m}^2\text{"}$$

$$q_{\text{cond_aislante}} = -k_{\text{aislante}} \cdot (T_{\text{ext_pared}} - T_{\text{gcomb}_3}) / t_{\text{aislante}} \quad \text{"kW/m}^2\text{"}$$

$$t_{\text{aislante}} = t_{\text{aislante}} \cdot \text{convert}(\text{m}, \text{cm}) \quad \text{"cm"}$$

$$h_{\text{gcomb}_4} = (f_{\text{m_CO2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{CO2}, T=T_{\text{gcomb}_4}) + f_{\text{m_H2O}} \cdot \text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T_{\text{gcomb}_4}, P=P_{\text{satH2O_gcomb}}) + f_{\text{m_N2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}, T=T_{\text{gcomb}_4}) + f_{\text{m_CO}} \cdot \text{enthalpy}(\text{CO}, T=T_{\text{gcomb}_4}) + f_{\text{m_SO2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{SO2}, T=T_{\text{gcomb}_4}) + f_{\text{m_O2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{O2}, T=T_{\text{gcomb}_4})) - (f_{\text{m_CO2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{CO2}, T=To) + f_{\text{m_H2O}} \cdot \text{enthalpy}(\text{Water}, T=To, P=Po) + f_{\text{m_N2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}, T=To) + f_{\text{m_CO}} \cdot \text{enthalpy}(\text{CO}, T=To) + f_{\text{m_SO2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{SO2}, T=To) + f_{\text{m_O2}} \cdot \text{enthalpy}(\text{O2}, T=To)) \quad \text{"kJ/kg"}$$



"Balance en módulo de intercambio de calor (IC)"		
$m_{\dot{g}comb_4}h_{gcomb_4}+m_{\dot{H}_2O_9}h_{H_2O_9}=m_{\dot{g}comb_5}h_{gcomb_5}+m_{\dot{H}_2O_10}h_{H_2O_10}$		"kW"
$m_{\dot{g}comb_4}=m_{\dot{g}comb_5}$		"kg/s"
$m_{\dot{H}_2O_9}=m_{\dot{H}_2O_10}$		"kg/s"
"Balance en el módulo de la chimenea de gases (CG)"		
$m_{\dot{g}comb_5}=m_{\dot{g}comb_6}$		"kg/s"
$h_{gcomb_5}=h_{gcomb_6}$		"kJ/kg"
$T_{gcomb_5}=200+273.15$		"K"
$h_{gcomb_5}=(fm_{CO_2} \cdot enthalpy(CO_2, T=T_{gcomb_5}) + fm_{H_2O} \cdot enthalpy(Steam_IAPWS, T=T_{gcomb_5}, P=P_{satH_2O_gcomb}) + fm_{N_2} \cdot enthalpy(N_2, T=T_{gcomb_5}) + fm_{CO} \cdot enthalpy(CO, T=T_{gcomb_5}) + fm_{SO_2} \cdot enthalpy(SO_2, T=T_{gcomb_5}) + fm_{O_2} \cdot enthalpy(O_2, T=T_{gcomb_5})) - (fm_{CO_2} \cdot enthalpy(CO_2, T=To) + fm_{H_2O} \cdot enthalpy(Water, T=To, P=Po) + fm_{N_2} \cdot enthalpy(N_2, T=To) + fm_{CO} \cdot enthalpy(CO, T=To) + fm_{SO_2} \cdot enthalpy(SO_2, T=To) + fm_{O_2} \cdot enthalpy(O_2, T=To))$	"kJ/kg"	
$T_{gcomb_5}=T_{gcomb_6}$		"K"
"Balance en el módulo del intercambiador de calor de placas (PHE)"		
$m_{\dot{H}_2O_8}h_{H_2O_8}+m_{\dot{H}_2O_10}h_{H_2O_10}=m_{\dot{H}_2O_9}h_{H_2O_9}+m_{\dot{H}_2O_11}h_{H_2O_11}$		"kW"
$m_{\dot{H}_2O_8}=m_{\dot{H}_2O_9}$		"kg/s"
$m_{\dot{H}_2O_10}=m_{\dot{H}_2O_11}$		"kg/s"
"Estableciendo presiones"		
$P_{H_2O_8}=Pd_BA$		"kPa"
$P_{H_2O_9}=P_{H_2O_8}$	"(Asumiendo que no hay DeltaP para el balance general)"	"kPa"
$P_{H_2O_10}=\bar{P}_{H_2O_9}$		"kPa"
$P_{H_2O_11}=P_{H_2O_10}$	"(Asumiendo que no hay DeltaP para el balance general)"	"kPa"
"Estableciendo temperaturas"		
$T_{H_2O_8}=To$		"K"
$T_{H_2O_{sat}_10}=T_{sat}(Water, P=P_{H_2O_10})$		"K"
$T_{H_2O_11}=110+273.15$		"K"
$T_{H_2O_9}=Temperature(Water, P=P_{H_2O_9}, h=h_{H_2O_9}+Enthalpy(Water, T=To, P=Po))$		"K"
"Con el balance h9 se obtiene y con ello T[9]"		
"Propuesta: Generar agua comprimida a T= 110 °C y el PHE sirve de precalentamiento de modo que la masa de agua a la entrada y salida de este equipo es la misma"		
"Estableciendo las entalpías"		
$h_{H_2O_8}=Enthalpy(Water, T=To, P=Pd_BA)-Enthalpy(Water, T=To, P=Po)$		"kJ/kg"
$h_{H_2O_10}=Enthalpy(Water, x=0, P=P_{H_2O_10})-Enthalpy(Water, T=To, P=Po)$		"kJ/kg"
$h_{H_2O_11}=Enthalpy(Water, T=T_{H_2O_11}, P=P_{H_2O_11})-Enthalpy(Water, T=To, P=Po)$		"kJ/kg"
"Balance en la Bomba (BA)"		
$Pd_BA=178$		"kPa"
Presión de descarga de la bomba"		
$m_{\dot{H}_2O_7}h_{H_2O_7}+W_{\dot{dot}_BA}=m_{\dot{H}_2O_8}h_{H_2O_8}$		"kW"
$m_{\dot{H}_2O_7}=m_{\dot{H}_2O_8}$		
$h_{H_2O_7}=Enthalpy(Water, T=To, P=Po)-Enthalpy(Water, T=To, P=Po)$	"Agua ambiente"	"kJ/kg"
$\rho_{H_2O}=Density(Water, T=T_{H_2O_11}, P=Pd_BA)$		"kg/m ³ "
$Q_{H_2O}=(m_{\dot{H}_2O_8}/\rho_{H_2O}) \cdot convert(m^3/s, L/min)$		"L/min"
"Flujo de agua en horas"		
$m_{\dot{H}_2O}=m_{\dot{H}_2O_7} \cdot convert(kg/s, kg/h)$		"kg/h"
"Eficiencias"		
$ETA_{tunel}=(H_{\dot{dot}[10]}/H_{\dot{dot}[3]}) \cdot 100$		"%"
$ETA_{PHE}=(H_{\dot{dot}[11]}/H_{\dot{dot}[10]}) \cdot 100$		"%"
$ETA_{sistema}=(H_{\dot{dot}[11]}/H_{\dot{dot}[3]}) \cdot 100$		"%"



"Tabla de balance"

"Flujos másicos" " kg/s"	"Temperaturas" "°C"	"Presión" "Kpa"	"Entalpía" "kJ/kg"	"Entalpía total" "kW"
m_dot[1]=m_dot_diesel_1; m_dot[2]=m_dot_aire_2; m_dot[3]=m_dot_gcomb_3; m_dot[4]=m_dot_gcomb_4; m_dot[5]=m_dot_gcomb_5; m_dot[6]=m_dot_gcomb_6; m_dot[7]=m_dot_H2O_7; m_dot[8]=m_dot_H2O_8; m_dot[9]=m_dot_H2O_9; m_dot[10]=m_dot_H2O_10; m_dot[11]=m_dot_H2O_11;	T[1]=convertTemp(K,C,To); T[2]=convertTemp(K,C,To); T[3]=convertTemp(K,C,T_gcomb_3); T[4]=convertTemp(K,C,T_gcomb_4); T[5]=convertTemp(K,C,T_gcomb_5); T[6]=convertTemp(K,C,T_gcomb_6); T[7]=convertTemp(K,C,To); T[8]=convertTemp(K,C,To); T[9]=convertTemp(K,C,T_H2O_9); T[10]=convertTemp(K,C,T_H2Osat_10); T[11]=convertTemp(K,C,T_H2O_11);	P[1]=Po; P[2]=Po; P[3]=Po; P[4]=Po; P[5]=Po; P[6]=Po; P[7]=Po; P[8]=Pd_BA; P[9]=Pd_BA; P[10]=Pd_BA; P[11]=Pd_BA;	h[1]=PCS_diesel; h[2]=0; h[3]=h_gcomb_3; h[4]=h_gcomb_4; h[5]=h_gcomb_5; h[6]=h_gcomb_6; h[7]=0; h[8]=h_H2O_8; h[9]=h_H2O_9; h[10]=h_H2O_10; h[11]=h_H2O_11;	H_dot[1]=m_dot[1]*h[1]; H_dot[2]=m_dot[2]*h[2]; H_dot[3]=m_dot[3]*h[3]; H_dot[4]=m_dot[4]*h[4]; H_dot[5]=m_dot[5]*h[5]; H_dot[6]=m_dot[6]*h[6]; H_dot[7]=m_dot[7]*h[7]; H_dot[8]=m_dot[8]*h[8]; H_dot[9]=m_dot[9]*h[9]; H_dot[10]=m_dot[10]*h[10]; H_dot[11]=m_dot[11]*h[11];

Resultados de la programación en EES

$a = 21.3993$	$A_{\text{modulo}} = 1 \text{ [m}^2\text{]}$	$a_{\text{theo}} = 17.8$
$b = 12.30$	$b_{\text{theo}} = 12.3$	$c = 12.8205$
$c_{\text{theo}} = 11.07$	$d = 80.5$	$\Delta H_{\text{comb}} = -7.599\text{E}+06 \text{ [kJ]}$
$d_{\text{theo}} = 67.09$	$e = 0.000103$	$EA = 0.2$
$\eta_{\text{PHE}} = 92.73 \text{ [%]}$	$\eta_{\text{sistema}} = 75.32 \text{ [%]}$	$\eta_{\text{tunel}} = 86.33 \text{ [%]}$
$\dot{E}_{\text{quemador}} = 26.29 \text{ [kW]}$	$f = 0.002651$	$f_{\text{mCO}} = 9.184\text{E}-07$
$f_{\text{mCO}_2} = 0.1723$	$f_{\text{mH}_2\text{O}} = 0.07349$	$f_{\text{mN}_2} = 0.7178$
$f_{\text{mO}_2} = 0.03635$	$f_{\text{mSO}_2} = 0.00005404$	$f_{\text{theo}} = 0.002651$
$g = 3.567$	$h_{\text{conv}} = 0.00116 \text{ [kW/m}^2\text{-K]}$	$\dot{H}_{\text{gcomb}} = 26.29 \text{ [kW]}$
$h_{\text{gcomb}} = 2420 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{\text{gcomb},3} = 1936 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{\text{gcomb},4} = 1918 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{\text{gcomb},5} = 368.9 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{\text{gcomb},6} = 368.9 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{\text{H}_2\text{O},10} = 384.5 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{\text{H}_2\text{O},11} = 356.5 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{\text{H}_2\text{O},7} = 0 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{\text{H}_2\text{O},8} = 0.09224 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{\text{H}_2\text{O},9} = 28.04 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{\text{rad}} = 0.004293 \text{ [kW/m}^2\text{-K]}$	$h_{\text{rad,conv}} = 0.005453 \text{ [kW/m}^2\text{-K]}$
$j = 1$	$j_{\text{theo}} = 1$	$k = 3.762$
$k_{\text{aislante}} = 0.00001 \text{ [kW/m-K]}$	$k_{\text{theo}} = 3.762$	$L_{\text{modulo}} = 0.5 \text{ [m]}$
$m_{\text{CO}} = 0.01 \text{ [kg]}$	$MM_{\text{aire,sec}} = 28.84 \text{ [kg/kgmol]}$	$MM_{\text{CO}} = 28 \text{ [kg/kgmol]}$
$MM_{\text{CO}_2} = 44 \text{ [kg/kgmol]}$	$MM_{\text{diesel}} = 169.7 \text{ [kg/kgmol]}$	$MM_{\text{H}_2\text{O}} = 18 \text{ [kg/kgmol]}$
$MM_{\text{H}_2\text{O,aire}} = 29.14 \text{ [kg/kgmol]}$	$MM_{\text{N}_2} = 28 \text{ [kg/kgmol]}$	$MM_{\text{O}_2} = 32 \text{ [kg/kgmol]}$
$MM_{\text{S}} = 32 \text{ [kg/kgmol]}$	$MM_{\text{SO}_2} = 64 \text{ [kg/kgmol]}$	$m_{\text{S}} = 0.05 \text{ [%]}$
$m_{\text{CO}} = 0.002884 \text{ [kg]}$	$m_{\text{CO}_2} = 541 \text{ [kg]}$	$\dot{m}_{\text{aire},2} = 0.01029 \text{ [kg/s]}$
$\dot{m}_{\text{aire,rx},2} = 0.008339 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{\text{aire,sinrx},2} = 0.001947 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{\text{aire,theo},2} = 0.008339 \text{ [kg/s]}$
$\dot{m}_{\text{diesel}} = 2.08 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{\text{diesel},1} = 0.0005778 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{\text{gcomb}} = 0.01086 \text{ [kg/s]}$
$\dot{m}_{\text{gcomb},3} = 0.01086 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{\text{gcomb},4} = 0.01086 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{\text{gcomb},5} = 0.01086 \text{ [kg/s]}$
$\dot{m}_{\text{gcomb},6} = 0.01086 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = 170 \text{ [kg/h]}$	$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O},10} = 0.04722 \text{ [kg/s]}$
$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O},11} = 0.04722 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O},7} = 0.04722 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O},8} = 0.04722 \text{ [kg/s]}$
$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O},9} = 0.04722 \text{ [kg/s]}$	$m_{\text{gcomb,total,bcalc}} = 3140 \text{ [kg]}$	$m_{\text{H}_2\text{O}} = 230.8 \text{ [kg]}$
$m_{\text{N}_2} = 2254 \text{ [kg]}$	$m_{\text{O}_2} = 114.1 \text{ [kg]}$	$m_{\text{SO}_2} = 0.1697 \text{ [kg]}$
$n_{\text{C}} = 12.3 \text{ [kgmol]}$	$n_{\text{H}} = 22.13 \text{ [kgmol]}$	$N_{\text{nu}_{\text{aire}}} = 22.68$
$n_{\text{aire,theo}} = 84.92 \text{ [kgmol]}$	$N_{\text{caras}} = 4$	$n_{\text{diesel}} = 1 \text{ [kgmol]}$
$n_{\text{gcomb,total,bcalc}} = 109.2 \text{ [kgmol]}$	$n_{\text{H}_2\text{O}} = 1.753 \text{ [kgmol]}$	$n_{\text{H}_2\text{O,aire}} = 103.7 \text{ [kgmol]}$
$\omega = 0.01289 \text{ [kgH}_2\text{O/kgaire]}$	$\text{PCS}_{\text{diesel}} = 45500 \text{ [kJ/kg]}$	$P_{\text{dBA}} = 178 \text{ [kPa]}$
$\phi = 0.5$	$\Phi_{\text{eq}} = 0.8107$	$P_o = 78.32 \text{ [kPa]}$
$\text{ppm}_{\text{CO}} = 100 \text{ [ppm]}$	$\text{ppm}_{\text{S}} = 500 \text{ [ppm]}$	$Pr_{\text{aire}} = 0.7426$

$P_{H_2O,10} = 178$ [kPa]	$P_{H_2O,11} = 178$ [kPa]	$P_{H_2O,8} = 178$ [kPa]
$P_{H_2O,9} = 178$ [kPa]	$P_{H_2O,aire} = 1.585$ [kPa]	$P_{satH_2O} = 3.169$ [kPa]
$P_{satH_2O,gcomb} = 9.196$ [kPa]	$q_{cond,aislante} = 0.1908$ [kW/m ²]	$Q_{cl} = 5.258$ [kW]
$\dot{Q}_{rad,conv} = 0.1908$ [kW]	$Q_{H_2O} = 2.979$ [L/min]	$q_{rad,conv} = 0.1908$ [kW/m ²]
$Re_{aire} = 54668$	$\rho_{H_2O} = 951$ [kg/m ³]	$R_{AC,estq} = 14.43$ [kg _{aire} /kg _{diesel}]
$R_{AC,real} = 17.8$ [kg _{H₂O} /kg _{diesel}]	$\sigma = 5.670E-08$ [W/m ² -K ⁴]	$T_o = 298.2$ [K]
$T_{ad} = 2056$ [K]	$t_{aislante} = 0.07219$ [m]	$t_{aislante} = 7.219$ [cm]
$T_{ext,pared} = 333.2$ [K]	$T_{fl} = 1711$ [K]	$T_{gcomb,3} = 1711$ [K]
$T_{gcomb,4} = 1698$ [K]	$T_{gcomb,5} = 473.2$ [K]	$T_{gcomb,6} = 473.2$ [K]
$T_{H_2O,sat,10} = 389.7$ [K]	$T_{H_2O,11} = 383.2$ [K]	$T_{H_2O,8} = 298.2$ [K]
$T_{H_2O,9} = 304.8$ [K]	$v_{viento,amb} = 2.222$ [m/s]	$w = 0.08194$
$\dot{W}_{BA} = 0.004356$ [kW]	$x_{CO} = 0.000103$	$x_S = 0.002651$
$y_{CO} = 0.0001$	$y_S = 0.0005$	$y_{CO} = 9.433E-07$
$y_{CO_2} = 0.1126$	$y_{H_2O} = 0.1174$	$y_{N_2} = 0.79$
$y_{N_2} = 0.7373$	$y_{O_2} = 0.21$	$y_{O_2} = 0.03266$
$y_{SO_2} = 2.428E-05$	$\varepsilon = 0.6$	

Tabla de Balance

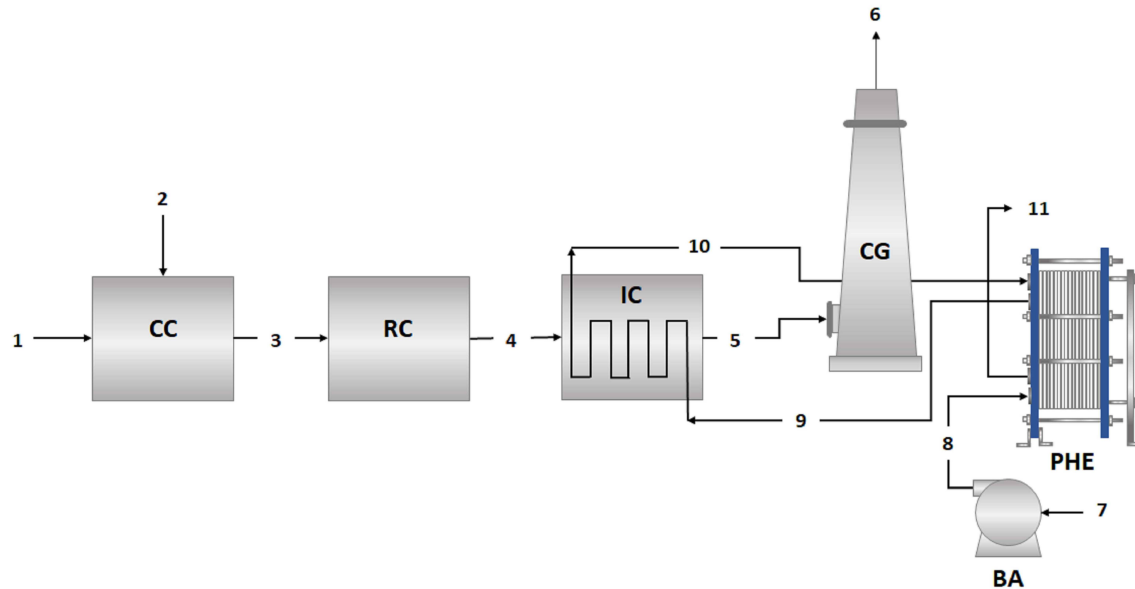
Sort	\dot{m}_i [kg/s]	T_i [°C]	P_i [kPa]	h_i [kJ/kg]	\dot{H}_i [kW]
[1]	0.0005778	25	78.32	45500	26.29
[2]	0.01029	25	78.32	0	0
[3]	0.01086	1438	78.32	1936	21.03
[4]	0.01086	1425	78.32	1918	20.84
[5]	0.01086	200	78.32	368.9	4.007
[6]	0.01086	200	78.32	368.9	4.007
[7]	0.04722	25	78.32	0	0
[8]	0.04722	25	178	0.09224	0.004356
[9]	0.04722	31.68	178	28.04	1.324
[10]	0.04722	116.6	178	384.5	18.16
[11]	0.04722	110	178	356.5	16.84

Anexo III Diagrama de flujo de proceso del sistema propuesto

TABLA DE BALANCE												
Corriente		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Diésel	$C_{12.29}H_{22.13}S_{0.002}$	kg/s	0.00057	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Oxígeno	O_2	kg/s	-	0.00230	0.00039	0.00039	0.00039	0.00039	-	-	-	-
Nitrógeno	N_2	kg/s	-	0.00750	0.00780	0.00780	0.00780	0.00780	-	-	-	-
Agua	H_2O	kg/s	-	0.00049	0.00080	0.00080	0.00080	0.00080	0.04722	0.04722	0.04722	0.04722
Dióxido de carbono	CO_2	kg/s	-	-	0.00187	0.00187	0.00187	0.00187	-	-	-	-
Monóxido de carbono	CO	kg/s	-	-	1E-08	9.97E-09	9.97E-09	9.97E-09	-	-	-	-
Dióxido de azufre	SO_2	kg/s	-	-	5.87E-05	5.87E-05	5.87E-05	5.87E-05	-	-	-	-
Flujo total	\dot{m}_T	kg/s	0.00057	0.01029	0.01086	0.01086	0.01086	0.01086	0.04722	0.04722	0.04722	0.04722
Temperatura	T	°C	25	25	1438	1425	200	200	25	25	31.68	116.6
Presión	P	kPa	78.32	78.32	78.32	78.32	78.32	178	178	178	178	178
Entalpía específica	h	kJ/kg	45500	-	1936	1918	368.9	368.9	-	0.0922	28.04	384.5
Entalpía total	\dot{H}	kW	26.29	-	21.03	20.84	4.007	4.007	-	0.0043	1.324	18.16
Calidad	x	%	-	-	-	-	-	-	-	-	0	-

LISTA DE EQUIPO (I)

CLAVE	SERVICIO	CARACTERÍSTICAS
CC	Módulo de cámara de combustión	$\dot{E}_{quemador}: 26.29 \text{ kW}$ $T_{F1}: 1438 \text{ °C}$
RC	Módulo de radiación-convección	$\dot{Q}_{rad+conv}: 0.1908 \text{ kW}$ $A_{metal}: 1 \text{ m}^2$
IC	Módulo de intercambio de calor	$\dot{Q}_{IC}: 18.16 \text{ kW}$ $\Delta P: (2)$
CG	Módulo de chimenea de gases	$\dot{Q}_{comb}: 4.007 \text{ kW}$ $T_{comb}: 200 \text{ °C}$ $\Delta P: (2)$
BA	Bomba presurizadora	$\Delta P: 100 \text{ kPa}$ (3) DE 3/4"
PHE	Intercambiador de calor de placas	$\dot{Q}_{PHE}: 1.324 \text{ kW}$ $U^D: 4.916 \times 10^{-2} \text{ kW/m}^2\text{K}$ $A: 32.84 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ (4) $\Delta P: 5.7276 \text{ kPa}$ (5)



NOTAS:

- Las características están especificadas por módulo, con base en análisis obtenido del proceso de combustión diésel-aire.
- La caída de presión se considera nula para el modelo teórico desarrollado.
- La bomba a que se ajusta al proceso sería presurizadora de calentador de paso.
- El área indicada, es la requerida para efectuar el proceso de intercambio térmico.
- La caída de presión se considera despreciable, por ser un equipo de dimensiones pequeñas (Ver anexo V).
- El modelo desarrollado se elaboró tomando como referencia las normas siguientes:
NOM-086-SEMARNAT-SENER-SCFI-2005.
NOM-085-SEMARNAT-2011.
NOM-016-CRE-2016.

REVISIONES				DIBUJOS DE REFERENCIA		APROBADO POR	
REV.	DESCRIPCION	FECHA	POR	Y/O	NO.	EN PROYECTO	EN PROYECTO
1	ELABORACION	2020	ELP	ELP			
2	REVISION	2020	ELP	ELP			
3	APROBACION	2020	ELP	ELP			

ESTE TRABAJO CONTIENE INFORMACION QUE ES PROPIEDAD DE LA UNAM. ESTA RESERVA DE DERECHOS DE LA UNAM. ESTA RESERVA DE DERECHOS DE LA UNAM. ESTA RESERVA DE DERECHOS DE LA UNAM.

APROBADO POR

FIRMA AUTORIZADA: _____ FECHA: _____

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ZARAGOZA

PROYECTO: UNAM-FAPIME103721

ELABORADO POR: ELP
REVISADO POR: ELP
VERIFICADO POR: ELP
VALIDO POR: ELP

UNAM FES ZARAGOZA

No. DE PROYECTO: 103721

DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA PROPUESTO PARA LA GENERACION DE AGUA COMPRESIDA
UNIDAD DE INTERCAMBIO DE CALOR
DISEÑO DEL MÓDULO DE INTERCAMBIO DE CALOR DE PLACAS PHE

FES ZARAGOZA

Anexo IV Memoria de cálculo para el diseño termohidráulico del PHE

COLOR	SIGNIFICADO
	Dato de entrada
	Dato calculado
	Resuelto por buscar Objetivo

Diseño térmico

Balance global de energía

1. Cálculo de las temperaturas del fluido caliente y frío a la entrada y a la salida del equipo

Datos:

Fluido Frío Agua

Fluido Caliente Agua Sat

$$T_{c,ent} = 298.15 \text{ K}$$

$$T_{h,ent} = 389.75 \text{ K}$$

$$T_{c,sal} = 304.83 \text{ K}$$

$$T_{h,sal} = 383.15 \text{ K}$$

2. Cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica

$$\Delta T_{ml,CF} = 84.95999372 \text{ K}$$

$$\Delta T_1 = 84.92 \text{ K}$$

$$\Delta T_2 = 85.00 \text{ K}$$

3. Determinación de las propiedades físicas de los fluidos a la temperatura media

$$T_{m,c} = 301.49 \text{ K}$$

$$T_{m,h} = 386.45 \text{ K}$$

$$C_{p,c} = 4.183 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$C_{p,h} = 4.237 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$\mu_c = 0.0008267 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$\mu_h = 0.0002469 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$k_c = 0.0006003 \text{ kW/m}\cdot\text{K}$$

$$k_h = 0.0006682 \text{ kW/m}\cdot\text{K}$$

$$\rho_c = 996.2 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_h = 948.5 \text{ kg/m}^3$$

4. Determinación de los flujos másicos

$$\dot{m}_c = 0.04722 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_h = 0.04722 \text{ kg/s}$$

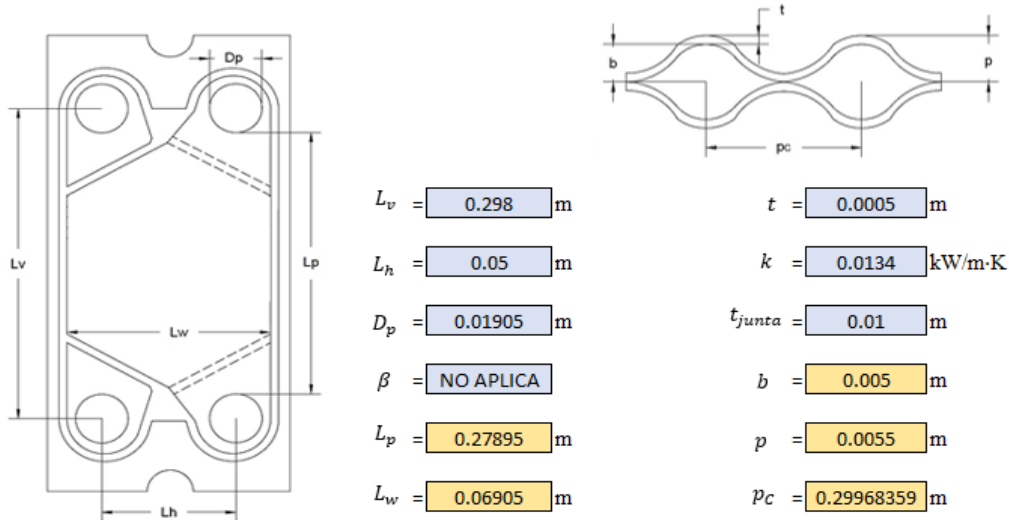
5. Elaboración del balance global de energía

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c = 1.32046952 \text{ kW}$$

Área de Transferencia de calor

Parámetros de diseño de la placa Lisa

6. Determinación de los parámetros de diseño de la placa



Correlaciones para el cálculo del área de Transferencia de calor en la placa

7. Determinación del número de placas térmicas

$N_T = 15$ placas $N_{pt} = 13$ placas

8. Determinación del número de canales en el intercambiador

$N_{ch} = 14$ canales

9. Determinación del número de canales por paso

$N_p = 1$ pasos
 $N_{chp,c} = 7$ pasos $N_{chp,h} = 7$ pasos

10. Cálculo del factor de incremento de superficie

$\phi = 1$
 $X = 0.05241516$
 $\phi(X) = 1.000686523$

11. Cálculo del área proyectada en la placa

$A_{lp} = 0.019261498$ m²

12. Cálculo del área real de la placa Chevron

$A_{Rp} = 0.019261498$ m²

13. Cálculo del área de flujo por canal

$A_{ch} = 0.038522995$ m²

14. Cálculo del área efectiva

$A_e = 0.53932193$ m²

Correlaciones para la transmisión de calor

Diámetro hidráulico

15. Cálculo del diámetro equivalente

$$D_e = 0.01 \text{ m}$$

16. Cálculo del diámetro hidráulico

$$D_h = 0.01 \text{ m}$$

Número de Reynolds

17. Cálculo del flujo másico por canal

$$\dot{m}_{ch,c} = 0.00674571 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_{ch,h} = 0.00674571 \text{ kg/s}$$

18. Cálculo de la velocidad másica de flujo por canal

$$\dot{G}_{ch,c} = 0.17510877 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \quad \dot{G}_{ch,h} = 0.17510877 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

19. Cálculo del número de Reynolds

$$Re_c = 2.11816584 \quad Re_h = 7.09229528$$

Número de Prandtl

20. Cálculo del número de Prandtl

$$Pr_c = 5.76059654 \quad Pr_h = 1.56557213$$

Número de Nusselt

21. Cálculo del número de Nusselt

Cengel, (2011)., Sostiene que para una placa lisa la correlación de Nusselt es la siguiente:

$$Nu_i = 0.332 \cdot (Re_i)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr_i)^{\frac{1}{3}}$$

$$\mu_w = 0.0003996 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$T_w = 343.97 \text{ K}$$

$$Nu_c = 0.86617814$$

$$Nu_h = 1.02665025$$

Coeficiente de transferencia de calor por convección

22. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección

$$h_c = 0.05199667 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K} \quad h_h = 0.06860077 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$$

Diseño global del equipo

Coeficiente global de transferencia de calor

23. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor limpio

$$U^C = 0.02957784 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$$

24. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de diseño

$$R_{f,c} = 0.0034 \text{ m}^2 \cdot \text{K/kW} \quad R_{f,h} = 0.0034 \text{ m}^2 \cdot \text{K/kW}$$

$$U^D = 0.0295393 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$$

Superficie de transferencia de calor requerida

25. Cálculo del área total requerida para la Transferencia de calor

$$A_T = 0.52615506 \text{ m}^2$$

Diseño hidráulico

Factor de fricción de Fanning

26. Cálculo del factor de fricción de Fanning

Cengel, (2011)., Sostiene que para una placa lisa la correlación para factor de fricción es la siguiente:

$$Cf_i = 0.664 \cdot (Re_i)^{-\frac{1}{2}}$$

$$f_i = \frac{Cf_i}{(Re_i)}$$

$$Cf_c = 0.45623447$$

$$Cf_h = 0.24933008$$

$$f_c = 0.21539129$$

$$f_h = 7.09229528$$

Caída de presión

27. Cálculo de la caída de presión en los canales asociado al conjunto de placas

$$g_c = 9.81 \text{ kg} \cdot \text{m/kg}_f \cdot \text{s}^2$$

$$\rho_{c,ent} = 997.1 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{h,ent} = 727.5 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{c,sal} = 995.2 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{h,sal} = 951 \text{ kg/m}^3$$

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)_{m,c} = 0.00100387 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)_{m,h} = 0.00121305 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\Delta P_{ch,c} = 0.00031905 \text{ kg}_f/\text{m}^2$$

$$\Delta P_{ch,h} = 0.01224473 \text{ kg}_f/\text{m}^2$$

28. Cálculo de la caída de presión debido al cambio de elevación del fluido

$$g = 9.81 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\Delta P_{n,c} = 296.8676 \text{ kg}_f/\text{m}^2$$

$$\Delta P_{n,h} = 282.653 \text{ kg}_f/\text{m}^2$$

29. Cálculo de la caída de presión asociada a los puertos

$$G_{p,c} = 165.670866 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \quad G_{p,h} = 165.670866 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$v_{m,c} = 0.16630282 \text{ m/s} \quad v_{m,h} = 0.17466617 \text{ m/s}$$

$$\Delta P_{p,c} = 2.1063862 \text{ kg}_f/\text{m}^2 \quad \Delta P_{p,h} = 2.21231622 \text{ kg}_f/\text{m}^2$$

30. Obtención de la caída de presión total en el intercambiador de placas

$$\Delta P_{T,c} = 298.974305 \text{ kg}_f/\text{m}^2 \quad \Delta P_{T,h} = 284.877561 \text{ kg}_f/\text{m}^2$$

$$\Delta P_{T,c} = 2.93258194 \text{ kPa} \quad \Delta P_{T,h} = 2.79430967 \text{ kPa}$$

31. Cálculo de la potencia requerida de bombeo para vencer la caída de presión

$$\eta_{BA,c} = \eta_{BA,h} = 0.85$$

$$\dot{W}_{BA,c} = 0.00016353 \text{ kW} \quad \dot{W}_{BA,h} = 0.00016366 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{BA} = 0.0003272 \text{ kW}$$

Dimensionamiento del equipo

Placas requeridas para la Transferencia de calor

32. Cálculo de la diferencia de áreas

$$\Delta A = 0.01316687 \text{ m}^2$$

33. Obtención del porcentaje de sobrediseño

$$SD = 2.50246931 \%$$

Longitud del paquete placas requeridas en el equipo

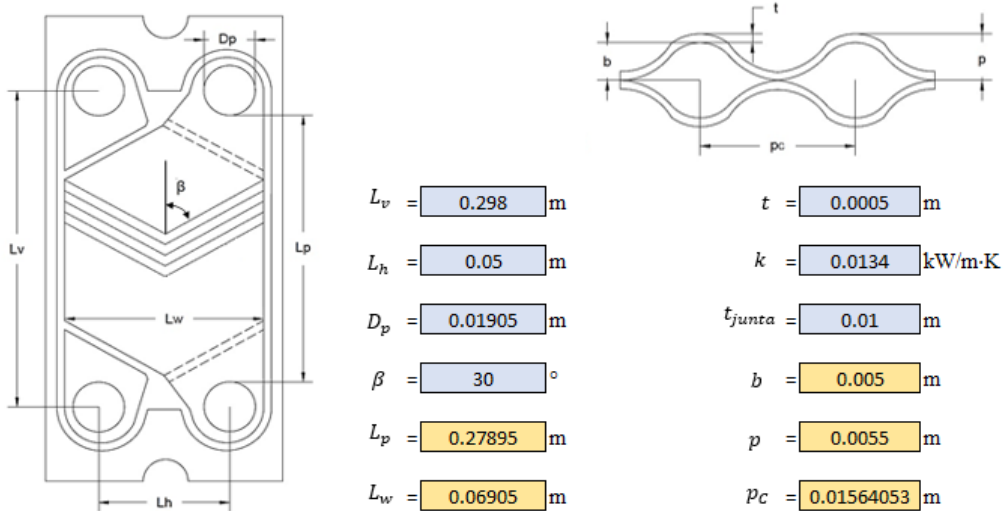
34. Determinación de la longitud del paquete de placas requeridas en el intercambiador

$$L_{NT} = 0.165 \text{ m}$$

Área de Transferencia de calor

Parámetros de diseño de la placa Chevron

6. Determinación de los parámetros de diseño de la placa Chevron



Correlaciones para el cálculo del área de Transferencia de calor en la placa

7. Determinación del número de placas térmicas

$N_T = 8$ placas $N_{pt} = 6$ placas

8. Determinación del número de canales en el intercambiador

$N_{ch} = 7$ canales

9. Determinación del número de canales por paso

$N_p = 1$ pasos
 $N_{chp,c} = 4$ pasos $N_{chp,h} = 3$ pasos

10. Cálculo del factor de incremento de superficie

$\phi = 1.22$ $X = 1.004311282$
 $\phi(X) = 1.22054921$

11. Cálculo del área proyectada en la placa

$A_{ip} = 0.019261498$ m²

12. Cálculo del área real de la placa Chevron

$A_{Rp} = 0.023499027$ m²

13. Cálculo del área de flujo por canal

$A_{ch} = 0.046998054$ m²

14. Cálculo del área efectiva

$A_e = 0.328986377$ m²

Correlaciones para la transmisión de calor

Diámetro hidráulico

15. Cálculo del diámetro equivalente

$$D_e = 0.01 \text{ m}$$

16. Cálculo del diámetro hidráulico

$$D_h = 0.00819672 \text{ m}$$

Número de Reynolds

17. Cálculo del flujo másico por canal

$$\dot{m}_{ch,c} = 0.011805 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_{ch,h} = 0.01574 \text{ kg/s}$$

18. Cálculo de la velocidad másica de flujo por canal

$$\dot{G}_{ch,c} = 0.25118061 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \quad \dot{G}_{ch,h} = 0.33490748 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

19. Cálculo del número de Reynolds

$$Re_c = 2.49045299 \quad Re_h = 11.1184419$$

Número de Prandtl

20. Cálculo del número de Prandtl

$$Pr_c = 5.76059654 \quad Pr_h = 1.56557213$$

Número de Nusselt

21. Cálculo del número de Nusselt

Ángulo	NRe	C	m
30	$50 \leq Re \leq 15 \times 10^3$	0.2946	0.700
45	$50 \leq Re \leq 15 \times 10^3$	0.2998	0.645
60	$50 \leq Re \leq 15 \times 10^3$	0.2267	0.631
75	$50 \leq Re \leq 15 \times 10^3$	0.1000	0.687

$$\mu_w = 0.0003996 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$T_w = 343.97 \text{ K}$$

$$Nu_c = 1.00026884$$

$$Nu_h = 1.84652215$$

Coefficiente de transferencia de calor por convección

22. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección

$$h_c = 0.07325629 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K} \quad h_h = 0.15052922 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$$

Diseño global del equipo

Coefficiente global de transferencia de calor

23. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor limpio

$$U^C = 0.04927581 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$$

24. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de diseño

$$R_{f,c} = 0.0034 \text{ m}^2 \cdot \text{K/kW} \quad R_{f,h} = 0.0034 \text{ m}^2 \cdot \text{K/kW}$$

$$U^D = 0.04916893 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$$

Superficie de transferencia de calor requerida

25. Cálculo del área total requerida para la Transferencia de calor

$$A_T = 0.31609902 \text{ m}^2$$

Diseño hidráulico

Factor de fricción de Fanning

26. Cálculo del factor de fricción de Fanning

Ángulo	NRe	C	p
30	≤160	45.57	0.670
	>160	0.370	0.172
45	≤200	18.19	0.682
	>200	0.6857	0.172
60	≤550	26.34	0.83
	>550	0.572	0.217
75	≤1000	28.21	0.900
	>1000	0.872	0.392

$$f_c = 24.727063 \quad f_h = 9.07464394$$

Caída de presión

27. Cálculo de la caída de presión en los canales asociado al conjunto de placas

$$g_c = 9.81 \text{ kg} \cdot \text{m/kg}_f \cdot \text{s}^2$$

$$\begin{aligned} \rho_{c,ent} &= 997.1 \text{ kg/m}^3 & \rho_{h,ent} &= 727.5 \text{ kg/m}^3 \\ \rho_{c,sal} &= 995.2 \text{ kg/m}^3 & \rho_{h,sal} &= 951 \text{ kg/m}^3 \\ \left(\frac{1}{\rho}\right)_{m,c} &= 0.00100387 \text{ m}^3/\text{kg} & \left(\frac{1}{\rho}\right)_{m,h} &= 0.00121305 \text{ m}^3/\text{kg} \\ \Delta P_{ch,c} &= 0.05254002 \text{ kg}_f/\text{m}^2 & \Delta P_{ch,h} &= 0.02996586 \text{ kg}_f/\text{m}^2 \end{aligned}$$

28. Cálculo de la caída de presión debido al cambio de elevación del fluido

$$\begin{aligned} g &= 9.81 \text{ m}^2/\text{s} \\ \Delta P_{n,c} &= 296.8676 \text{ kg}_f/\text{m}^2 & \Delta P_{n,h} &= 282.653 \text{ kg}_f/\text{m}^2 \end{aligned}$$

29. Cálculo de la caída de presión asociada a los puertos

$$G_{p,c} = 165.670866 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \quad G_{p,h} = 165.670866 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$v_{m,c} = 0.16630282 \text{ m/s} \quad v_{m,h} = 0.17466617 \text{ m/s}$$

$$\Delta P_{p,c} = 2.1063862 \text{ kg}_f/\text{m}^2 \quad \Delta P_{p,h} = 2.21231622 \text{ kg}_f/\text{m}^2$$

30. Obtención de la caída de presión total en el intercambiador de placas

$$\Delta P_{T,c} = 299.026526 \text{ kg}_f/\text{m}^2 \quad \Delta P_{T,h} = 284.895282 \text{ kg}_f/\text{m}^2$$

$$\Delta P_{T,c} = 2.93309417 \text{ kPa} \quad \Delta P_{T,h} = 2.79448349 \text{ kPa}$$

31. Cálculo de la potencia requerida de bombeo para vencer la caída de presión

$$\eta_{BA,c} = \eta_{BA,h} = 0.85$$

$$\dot{W}_{BA,c} = 0.00016356 \text{ kW} \quad \dot{W}_{BA,h} = 0.00016367 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{BA} = 0.00032723 \text{ kW}$$

Dimensionamiento del equipo

Placas requeridas para la Transferencia de calor

32. Cálculo de la diferencia de áreas

$$\Delta A = 0.01288735 \text{ m}^2$$

33. Obtención del porcentaje de sobrediseño

$$SD = 4.07699887 \%$$

Longitud del paquete placas requeridas en el equipo

34. Determinación de la longitud del paquete de placas requeridas en el intercambiador

$$L_{NT} = 0.088 \text{ m}$$

Anexo V Diseño y dimensionamiento del PHE

