

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN SISTEMA CENTRALIZADO DE CALENTAMIENTO DOMÉSTICO DE AGUA POTABLE MEDIANTE EL APROVECHAMIENTO DE ENERGÍA GEOTÉRMICA

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

OLGER GUILLERMO PÉREZ VALENCIA
guille0589@gmail.com

DIRECTOR: Dr. VÍCTOR MANUEL CÁRDENAS
victor.cardenas@epn.edu.ec

Quito, Marzo 2014

DECLARACIÓN

Yo Olger Guillermo Pérez Valencia, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo el derecho de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Olger Guillermo Pérez Valencia

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por **OLGER GUILLERMO PÉREZ VALENCIA**, bajo mi supervisión.

Dr. Víctor Cárdenas

DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer principalmente a Dios por la sabiduría y salud que se me ha otorgado, de la misma manera agradezco al Ing. Juan Sebastián Proaño Avilés quien con su apoyo intelectual ha logrado hacer posible este proyecto de una manera sólida y con una buena aplicación práctica. También agradezco al Ing. Bernardo Beate por su ayuda sobre la realidad de la Energía Geotérmica en Ecuador, al Dr. Víctor Cárdenas por su confianza y apoyo para el desarrollo del presente proyecto, al Ing. Edgar Cando por su tiempo y ayuda en el proyecto y a mis compañeros de trabajo “Corporación ENYA”, que supieron apoyarme para la culminación del proyecto.

Guillermo Pérez

DEDICATORIA

Este proyecto va dedicado principalmente a mi hijo Ismael Pérez, quien es la razón de vivir y de salir adelante cada día, como también dedicado a mis padres Martita Valencia y Guillermo Pérez quien con su apoyo incondicional han logrado apoyarme hasta el final para la culminación de mis estudios, también a todos mis familiares y amigos que de alguna manera supieron apoyarme moral y económicamente para ser posible todas mis metas, gracias a todos.

ÍNDICE DE CONTENIDO

DECLARACIÓN	ii
CERTIFICACIÓN	iii
AGRADECIMIENTOS	iv
DEDICATORIA.....	v
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	vi
ÍNDICE DE FIGURAS	xiii
ÍNDICE DE TABLAS	xvi
CAPÍTULO 1	1
GENERALIDADES.....	1
1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 OBJETIVOS.....	2
1.2.1 OBJETIVO GENERAL	2
1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	2
1.3 ALACANCE DEL PROYECTO.....	3
CAPÍTULO 2	4
MARCO TEÓRICO.....	4
2.1 ENERGÍA GEOTÉRMICA.....	4
2.1.1 Recurso de energía geotérmica para su uso directo.....	4
2.1.2 Utilización directa de calor de las Fuentes Termales	5
2.1.3 Modelo geotérmico.....	6
2.2 SITUACIÓN DE LA ENERGÍA GEOTÉRMICA EN EL ECUADOR.....	7
2.2.1 Historia de la exploración geotérmica en el Ecuador	7
2.2.2 Resumen de áreas geotérmicas en el Ecuador	8
2.2.3 Tufiño-Chiles	9

2.2.4 Chachimbiro	11
2.2.5 Chalupas	12
2.2.6 Chacana	13
2.2.7 Prospecto geotérmico Chacana-Cachiyacu	13
2.2.8 Prospecto geotérmico Jamanco	14
2.2.9 Prospecto geotérmico Oyacachi	14
2.2.10 Chimborazo	15
2.2.11 Baños de Cuenca	15
2.2.12 Guapán	16
2.2.13 Alcedo	17
2.2.14 Chalpatán	18
2.2.15 Guagua Pichincha	19
2.2.16 Pululahua	19
2.2.17 Cayambe	20
2.2.18 Cuicocha	21
2.2.19 Tungurahua	22
2.2.20 Ilaló	23
2.2.21 Salinas de Bolívar	24
2.2.22 San Vicente	24
2.2.23 Portovelo	24
2.3 FUENTES TERMALES EN EL ECUADOR	25
2.3.1 Fuentes termales	25
2.3.2 Fuentes frías	26
2.3.3 Fuentes hipotermiales	26
2.3.4 Fuentes termales	26

2.3.5 Fuentes hipertermales.....	26
2.4 pH DEL AGUA	27
2.5 DUREZA DEL AGUA	27
2.5.1 Cálculo de la dureza del agua:.....	27
2.6 INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	28
2.7 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	30
2.7.1 Intercambiador de tubo en espiral.....	30
2.7.2 Intercambiador de doble tubo o tubos concéntricos.....	31
2.7.3 Intercambiadores de calor compactos.....	32
2.7.4 Intercambiador de calor de carcasa y placas	35
2.7.5 Intercambiadores de calor de carcasa y tubos.....	36
2.7.6 Intercambiadores de calor enfriados por aire	37
2.7.7 Intercambiadores de contacto directo	38
2.8 SISTEMA DE CONTROL.....	39
2.8.1 Control Encendido-Apagado (ON-OFF) con histéresis	39
2.8.2 Termostatos	39
2.8.3 Termopares.....	40
2.8.4 Pt100.....	41
2.8.5 Termómetros.....	41
2.8.6 Válvulas.....	42
2.8.7 Medidor de caudal electrónico o digital	45
2.8.8 Válvulas seguridad	46
2.8.9 Manómetros	46
2.8.10 Controles de nivel de líquidos	47
2.8.11 Vaso de expansión.....	48

CAPITULO 3	49
ESPECIFICACIONES GENERALES DEL SISTEMA Y OPCIONES DE DISEÑO	49
3.1 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA POTABLE	49
3.2 COMPONENTES DEL SISTEMA DE APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA GEOTÉRMICA.....	49
3.2.1 Selección de la fuente hipertermal	50
3.2.2 Selección del intercambiador de calor.....	56
3.2.3 Selección del material del intercambiador de calor y de la tubería de circulación del fluido	58
3.2.4 Selección de tipo de bomba	64
3.3 FUNDAMENTOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS	65
3.3.1 Área de transferencia y coeficiente de transferencia de calor.....	67
3.3.2 Coeficiente global de transferencia de calor U	68
3.3.3 Coeficiente de transmisión de calor en función de los coeficientes peliculares	68
3.3.4 Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor U	70
3.3.5 Resistencia de ensuciamiento R_f	71
3.3.6 Resistencia de ensuciamiento combinada	72
3.3.7 Diferencia media de temperaturas entre dos fluidos	72
3.3.8 Disposición en contracorriente o en corrientes paralelas	76
3.3.9 Diferencia media logarítmica de temperaturas	77
3.3.10 Análisis del intercambiador de calor: método de eficiencia-NUT	80
3.3.11 Pérdida de carga en un intercambiador de calor.....	82
3.3.12 Cálculo para el fluido del ánulo	83
3.3.13 Proceso de diseño de un intercambiador de calor	84

CAPÍTULO 4	86
DISEÑO DE DETALLE DEL SISTEMA SELECCIONADO.....	86
4.1 ESQUEMAS DE PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA MEDIANTE LA ENERGÍA GEOTÉRMICA.....	86
4.1.1 Producción de agua caliente instantánea.....	86
4.1.2 Producción de agua caliente con acumulación	87
4.2 TIPO DE ESQUEMA PARA LA VIVIENDA UNIFAMILIAR	87
4.3 CÁLCULO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL AGUA POTABLE DE UNA VIVIENDA UNIFAMILIAR	90
4.3.1 Cálculo de la demanda de agua caliente sanitaria para una vivienda unifamiliar	90
4.4 CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA LA VIVIENDA UNIFAMILIAR	94
4.4.1 Cálculo de los coeficientes peliculares:.....	99
4.4.2 Uso de la diferencia de temperatura media logarítmica	103
4.4.3 Método de eficiencia-NUT	104
4.5 TIPO DE ESQUEMA PARA EL COMPLEJO TURÍSTICO “TERMAS DE PAPALLACTA”	107
4.6 CÁLCULO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL AGUA POTABLE DEL COMPLEJO TURÍSTICO	111
4.6.1 Cálculo de la demanda de agua caliente sanitaria para un complejo turístico.....	111
4.7 CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS	117
4.7.1 Cálculo de los coeficientes peliculares:.....	123
4.7.2 Uso de la diferencia de temperatura media logarítmica	127
4.7.3 Método de eficiencia-NUT	128

4.7.4 Cálculo de la pérdida de carga.....	130
4.7.5 Cálculo de la potencia necesaria de la bomba centrífuga	131
4.8 DISEÑO DEL TANQUE DE ACUMULACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA	140
4.9 CÁLCULO DEL VASO DE EXPANSIÓN	147
4.10 CÁLCULO DEL ESPESOR DEL AISLAMIENTO TÉRMICO PARA LA TUBERÍA DE CIRCULACIÓN	150
4.11 CALCULO DEL AISLAMIENTO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE ACS.....	155
4.12 SISTEMA DE CONTROL AUTOMÁTICO PARA EL COMPLEJO TURÍSTICO “TERMAS DE PAPALLACTA”	160
4.13 MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD DEL SISTEMA.....	161
4.13.1 Mantenimiento preventivo del sistema de calentamiento de agua potable del hotel.....	162
a) Tanque de 500 litros de acero inoxidable	162
b) Bomba Centrífuga de 1 HP	165
c) Bomba centrífuga de 1/3 HP	166
4.13.2 Tablero de control del sistema	168
4.13.3 Válvulas, tubería y accesorios de seguridad	169
4.13.4 Mantenimiento correctivo	170
4.13.5 Seguridad industrial.....	170
CAPÍTULO 5	171
3. ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	171
5.1 Metodología general para el análisis por FEA y CFD	171
CAPÍTULO 6	178

4. EVALUACIÓN DEL IMPACTO SOCIAL, ECONÓMICO Y AMBIENTAL DEL PROYECTO	178
6.1 Aspecto Social	178
6.2 Aspecto Económico	179
6.2.1 Costo del sistema de calentamiento de agua potable para una vivienda unifamiliar mediante la energía geotérmica:	179
6.2.2 Ahorro térmico generado por la instalación	183
6.2.3 Costo del sistema de calentamiento de agua potable para un complejo turístico “Termas de Papallacta” mediante Combustible Fósil:	186
6.2.4 Costo del sistema de calentamiento de agua potable para el Hotel “Termas de Papallacta” mediante la Energía Geotérmica:.....	188
6.2.5 Costo de Mantenimiento.....	193
6.2.6 Indicadores Financieros	194
6.3 Aspecto Ambiental	195
6.3.1 Cálculo de masa de CO ₂ emitidos al medio ambiente en una vivienda unifamiliar	195
6.3.2 Cálculo de masa de CO ₂ emitidos al medio ambiente en el Hotel del caso de estudio	198
CAPÍTULO 7	199
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	199
7.1 Conclusiones:.....	199
7.2 Recomendaciones	201
BIBLIOGRAFÍA	202
ANEXOS	204

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Energía Geotérmica	4
Figura 2.2: Energía Geotérmica de los acuíferos	5
Figura 2.3: Fuentes termales en Termas de Papallacta	6
Figura 2.4 Ubicación de los prospectos geotérmicos del Ecuador en el arco volcánico continental y en Galápagos	9
Figura 2.5 Ubicación del área de desarrollo del prospecto geotérmico Tufiño-Chiles	10
Figura 2.6 Ubicación del área de desarrollo del prospecto geotérmico Chachimbiro	11
Figura 2.7 Ubicación del área de exploración del prospecto geotérmico Chalupas	12
Figura 2.8 Ubicación del área de exploración del prospecto geotérmico Chacana	13
Figura 2.9 Ubicación del área de exploración del prospecto geotérmico Baños de Cuenca	16
Figura 2.10 Ubicación del área de exploración del prospecto geotérmico Guapán.....	17
Figura 2.11 Ubicación de las Islas Galápagos y del área de exploración del prospecto geotérmico Alcedo	18
Figura 2.12 Ubicación prospecto geotérmico Pululahua.....	20
Figura 2.13 Estrato-volcán Cayambe	21
Figura 2.14 Caldera de explosión de Cuicocha	22
Figura 2.15 Erupción en el cráter central del volcán Tungurahua”	23
Figura 2.16: Disposición del flujo en una sola corriente	29
Figura 2.17: Disposición del flujo en paralelo	29

Figura 2.18: Disposición del flujo en contracorriente	30
Figura 2.19: Dos corrientes en flujo cruzado	30
Figura 2.20: Intercambiador de calor de tubo en espiral	31
Figura 2.21: Intercambiador de tubos concéntricos	32
Figura 2.22: Intercambiador de placa en espiral.....	33
Figura 2.23: Intercambiador de placa y armazón	34
Figura 2.24: Intercambiador de carcasa y placas	36
Figura 2.25: Intercambiador de carcasa y tubos.....	37
Figura 2.26: Intercambiador de calor enfriado por aire	38
Figura 2.27: solido-gas, de lecho móvil, con cinta transportadora	38
Figura 2.28: Evolución de temperatura con control On-Off con histéresis..	39
Figura 2.29: Esquema de bloque de un termostato eléctrico	40
Figura 2.30: Termopares Industriales.....	40
Figura 2.31: Pt100	41
Figura 2.32: Termómetros industriales	42
Figura 2.33: Válvula de compuerta.....	43
Figura 2.34: Válvula de retención de cierre vertical.....	43
Figura 2.35: Válvula de retención de cierre horizontal.....	43
Figura 2.36: Válvula macho	44
Figura 2.37: Válvula de globo	44
Figura 2.38: Válvula de bola	44
Figura 2.39: Válvula de mariposa	45
Figura 2.40: Caudalímetro de rotor digital	45
Figura 2.41: Válvula de alivio de presión	46
Figura 2.42: Manómetro con glicerina	47

Figura 2.43: Control de nivel hermético tipo boya	47
Figura 2.44: Vaso de expansión cerrado	48
Figura 3.1: Transferencia de calor entre dos fluidos.....	69
Figura 3.2: Coeficientes peliculares.....	70
Figura 3.3: Factor de ensuciamiento	71
Figura 3.4: Intercambiador de tubos concéntricos.....	73
Figura 3.5: Sección de un intercambiador de doble tubo	75
Figura 3.6: (a) Perfil de temperatura flujo paralelo, (b) Perfil de temperatura contraflujo.....	77
Figura 3.7: Disposición del fluido en contraflujo	77
Figura 3.8: Eficiencia de un intercambiador de calor de contraflujo	81
Figura 4.1: Esquema de calentamiento para una vivienda unifamiliar.....	89
Figura 4.2: Eficiencia de un intercambiador de calor de contraflujo	105
Figura 4.3: Esquema de calentamiento del agua potable Complejo Turístico “Termas de Papallacta”	110
Figura 4.4: Diagrama de Moody	134
Figura 4.5: Curva de la bomba centrífuga Foras KM-100.....	137
Figura 4.6: Curva de la bomba Grundfos de 1/6 HP.....	140
Figura 4.7: Tanque de almacenamiento de ACS.....	143
Figura 4.8: Tapa torisférica.....	146
Figura 4.9: Resistencias térmicas.....	151
Figura 4.10: Analogía eléctrica de transferencia de calor.....	157
Figura 5.1: Datos Obtenidos – Temperaturas de Salida.....	174
Figura 5.2: Velocidades internas - Vista Frontal A.....	175
Figura 5.3: Velocidades internas – Vista Frontal B.....	175
Figura 5.4: Presión Interna del tubo interior	176

Figura 5.5: Presión interna en el ánulo	177
Figura 6.1: Ciclo de las emisiones de CO ₂ en el medio ambiente	197

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Índices de dureza del agua	28
Tabla 3.1: Fuentes Hipertermales del Ecuador	51
Tabla 3.2: Propiedades físico-químicas fuente termal El Riñón.....	52
Tabla 3.3: Propiedades físico-químicas de la fuente termal Papallacta.....	54
Tabla 3.4: Propiedades físico-químicas de la fuente termal Chachimbiro ..	55
Tabla 3.5: Alternativas y criterios de las fuentes termales	55
Tabla 3.6: Ponderación de cada alternativa.....	56
Tabla 3.7: Cálculo del porcentaje total.....	56
Tabla 3.8: Alternativas y criterios de Intercambiadores de Calor	57
Tabla 3.9: Ponderación de cada alternativa.....	57
Tabla 3.10: Cálculo del porcentaje total.....	58
Tabla 3.11: Alternativas y criterios de materiales del intercambiador de calor.....	61
Tabla 3.12: Ponderación de cada alternativa.....	61
Tabla 3.13: Cálculo del porcentaje total.....	61
Tabla 3.14: Alternativas y criterios de materiales de la tubería de circulación.....	63
Tabla 3.15: Ponderación de cada alternativa.....	63
Tabla 3.16: Cálculo del porcentaje total.....	63
Tabla 3.17: Alternativas y criterios de la bomba	65

Tabla 3.18: Ponderación de cada alternativa.....	65
Tabla 3.19: Cálculo del porcentaje total.....	65
Tabla 3.20: Factores de ensuciamiento representativos.....	72
Tabla 4.1: Consumos instantáneos de ACS	91
Tabla 4.2: Energía necesaria para una vivienda unifamiliar	93
Tabla 4.3: Espesores de tubería de cobre Tipo M	97
Tabla 4.4: Combinaciones comunes para intercambiadores doble tubo (Dimensiones en pulgadas).....	98
Tabla 4.5: Espesor del tubo Cuatritubo.....	98
Tabla 4.6: Tabla de propiedades físicas de los fluidos de trabajo.....	100
Tabla 4.7: Tabla normalizada de consumo de agua caliente para diferentes edificaciones	113
Tabla 4.8: Tabla de la demanda de energía para el calentamiento del agua potable para el Complejo Turístico “Termas de Papallacta”	116
Tabla 4.9: Espesores de tubería de cobre Tipo K.....	120
Tabla 4.10: Espesor del tubo Cuatritubo.....	122
Tabla 4.11: Tabla de propiedades físicas de los fluidos de trabajo.....	123
Tabla 4.12: ACS instantánea	141
Tabla 4.13: Valores del Factor M	146
Tabla 4.14: Vasos de expansión cerrados.....	149
Tabla 4.15: Propiedades físicas del fluido de trabajo.....	152
Tabla 4.16: Propiedades físicas del fluido de trabajo.....	153
Tabla 5.1: Datos teóricos	173
Tabla 6.1: Costo de materiales del intercambiador de calor	180
Tabla 6.2: Costo de materiales para el circuito primario	181
Tabla 6.3: Costo de mano de obra.....	181

Tabla 6.4: Inversión Total	182
Tabla 6.5: Costo por consumo de la fuente termal	183
Tabla 6.6: Costo consumo GLP	185
Tabla 6.7: Flujo Neto de Caja	186
Tabla 6.8: Lista de materiales del Intercambiador de Calor.....	189
Tabla 6.9: Lista de materiales del circuito primario	190
Tabla 6.10: Lista de materiales circuito secundario	190
Tabla 6.11: Lista de materiales de los equipos	191
Tabla 6.12: Costo de mano de obra.....	192
Tabla 6.13: Costo Logística	192
Tabla 6.14: Costo Logística- Control.....	193
Tabla 6.15: Costo total de la inversión	193
Tabla 6.16: Costo de mantenimiento	194
Tabla 6.17: Indicadores financieros	194
Tabla 6.18: Factores de Emisión	196

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCIÓN

Debido al deterioro ambiental actual, por causa de la actividad industrial, se pone en riesgo a las generaciones futuras. Esta perspectiva obliga a la sociedad actual a mejorar los procesos de producción, así como también el compromiso del cuidado al medio ambiente y motivación a un desarrollo sustentable.

El planteamiento de un proyecto para la distribución de agua potable caliente para una vivienda o edificación, mediante el aprovechamiento de la energía geotérmica, propone un mejoramiento en la calidad de vida de las personas y lo más importante, la posibilidad de abastecer las necesidades actuales sin comprometer a las generaciones futuras.

La importancia de utilización de las energías alternativas, pone en consideración el cuidado al medio ambiente evitando el principal problema que con lleva este efecto que es el “Calentamiento Global”; además las energías alternativas son una fuente natural que se puede reponer naturalmente o no se agota a medida que la utilizamos dentro de los parámetros del ciclo de vida del proyecto.

Por lo expuesto, podemos decir que el uso de la energía geotérmica considerada como un recurso renovable, garantiza un desarrollo sostenible que se traduce a la relación de tres factores importantes como son: económico, social y medio ambiente. Y sobre todo a diferencia de un desarrollo sustentable que cumple con las mismas características, es que obtenemos una vida útil a largo plazo.

El presente proyecto pondrá énfasis en el aprovechamiento de las aguas termales, que es un uso directo de la energía geotérmica. Este diseño se plantea para comunidades de bajo recursos económicos.

Se debe mencionar que las aguas termales son parte de la energía geotérmica que se considera como el aprovechamiento del calor interno de la Tierra de manera directa y mediante un análisis de instalaciones de producción centralizada de Agua Caliente Sanitaria (ACS), brindar y satisfacer las necesidades de la sociedad sin perjudicar al medio ambiente.

El proyecto realiza referencias a las indicaciones del HE4 (Contribución mínima de agua caliente sanitaria) para el cálculo de la demanda energética de una edificación.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar un sistema centralizado de calentamiento de agua potable para el aprovechamiento de energía geotérmica en comunidades cercanas a vertientes termales en el Ecuador.

1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar un estudio bibliográfico acerca del estado actual del uso de energía geotérmica en el Ecuador.
- Determinar la ubicación del proyecto y las especificaciones generales del sistema.
- Proponer opciones de diseño del sistema y los criterios que permitan su evaluación y posterior selección.
- Diseñar y analizar el sistema principal de intercambio de calor utilizando metodologías tradicionales de diseño y validando parcialmente el diseño con la utilización de paquetes computacionales de termofluidos (CFD).
- Evaluar el impacto social, ambiental y económico del proyecto propuesto.

1.3 ALACANCE DEL PROYECTO

- Se realizó el estudio bibliográfico pertinente para fundamentar el proyecto.
- Se ejecutó el diseño del sistema siguiendo la metodología adecuada que permita integrar sostenibilidad en el mismo.
- Se analizó y simuló el componente principal de intercambio de calor del sistema utilizando métodos tradicionales de transferencia de calor y CFD.
- Se realizó la evaluación del impacto social, ambiental y económico de la posible implementación del sistema en una comunidad ecuatoriana que se constituirá el caso de estudio.
- Se provee lineamientos generales para el diseño y evaluación de proyectos energéticos similares, bajo la óptica de la sostenibilidad y el diseño mecánico óptimo.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1 ENERGÍA GEOTÉRMICA

Se conoce como energía geotérmica, al aprovechamiento del calor que se produce en el interior de la Tierra de una manera inagotable y limpia.

Este calor fluye con un gradiente geotérmico normal: $2.5-3\text{ }^{\circ}\text{C}/100\text{m}$, en una anomalía térmica se puede obtener valores hasta 10 veces mayores (H. Dickson & Fanelli, 2008).

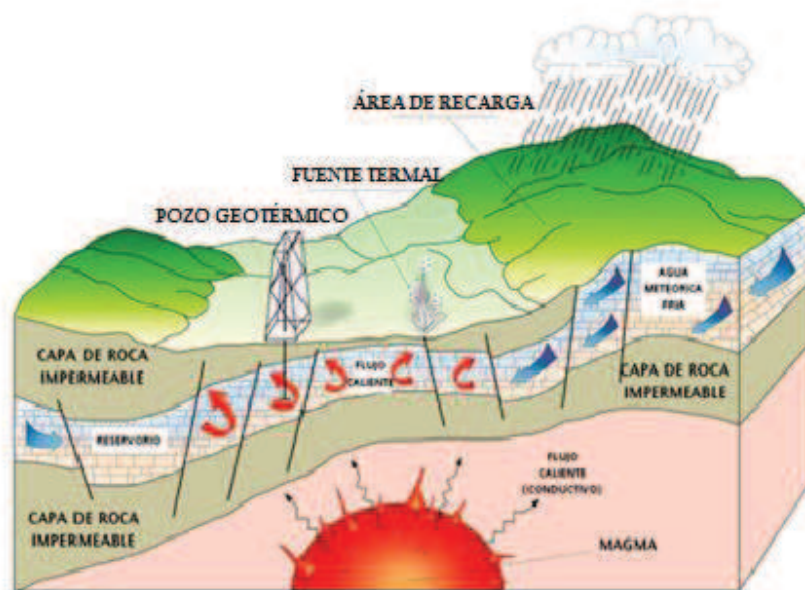


Figura 2.1: Energía Geotérmica

Fuente: <http://www.metu.edu.tr/~mahmut/pete450/Dickson.pdf>

2.1.1 Recurso de energía geotérmica para su uso directo

Se conoce como recurso geotérmico al volumen de roca donde circulan fluidos en lugares subterráneos que se pueden aprovechar por su calor o energía para la

conversión a energía eléctrica o para uso doméstico (calefacción, agua caliente sanitaria).

El calor se extrae mediante bombas de calor que permiten transferir la energía calorífica a un medio externo, siguiendo el principio de un intercambiador de calor.

En los acuíferos geotérmicos, las temperaturas varían significativamente desde algunas decenas de °C hasta 120 °C dependiendo de la profundidad; en lugares cercanos a volcanes activos, la temperatura puede alcanzar varias centenas de °C.¹

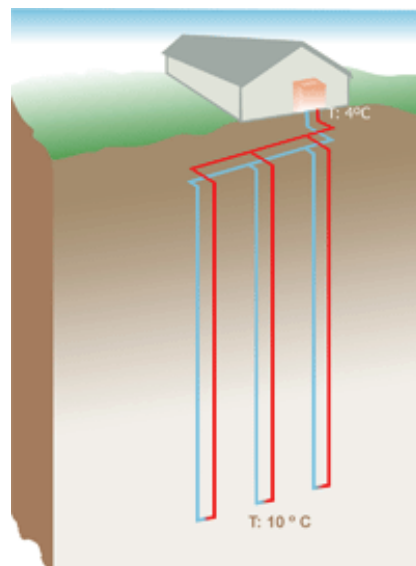


Figura 2.2: Energía Geotérmica de los acuíferos

Fuente: <http://www.igme.es/internet/Geotermia/yacimientos-muybajatemperatura.htm>

2.1.2 Utilización directa de calor de las Fuentes Termales

Los sistemas de aguas termales tienen una amplia gama de opciones para usos térmicos directos, como por ejemplo piscinas, terapia, balneología, seguida de calefacción de espacios para uso doméstico.

¹ <http://www.igme.es/internet/Geotermia/yacimientos-muybajatemperatura.htm>

El aprovechamiento de estas fuentes termales se basa en la transferencia de calor desde el interior de la Tierra con el medio externo, que mediante intercambiadores de calor, se lo puede aprovechar de una manera eficiente tomando en cuenta una vida útil de la fuente termal que dependerá del volumen de agua del acuífero como también la variación de temperatura por filtración de aguas lluvia.

Por esta razón el tema de intercambiadores de calor, juega un papel muy importante para el aprovechamiento de la energía del interior de la Tierra.



Figura 2.3: Fuentes termales en Termas de Papallacta

Fuente: <http://ecuadorecuatoriano.blogspot.com/2010/11/papallacta-y-sus-aguas-termales.html>

2.1.3 Modelo geotérmico

El modelo geotérmico consiste de las siguientes partes: fuente de calor, reservorio, capa sello, manifestaciones de fuga y recarga. En base al modelo geotérmico preliminar se estima el potencial geo termoeléctrico de cada área. (Beate, 2010)

2.2 SITUACIÓN DE LA ENERGÍA GEOTÉRMICA EN EL ECUADOR

El objetivo de este apartado es resumir el estado actual de la energía geotérmica en el Ecuador, mediante un estudio bibliográfico de las entidades involucradas en la exploración del recurso.

Esta sección abarcará los estudios que se han realizado desde el inicio de la investigación en el Ecuador, como también los estudios actuales y así responder preguntas globales como: ¿De qué recursos geotérmicos se dispone? y ¿Cuál es el conocimiento que se tiene para el aprovechamiento de dicha energía geotérmica? (Beate, 2010)

2.2.1 Historia de la exploración geotérmica en el Ecuador

La exploración geotérmica en el Ecuador empezó en 1978, a cargo del ahora extinto Instituto Ecuatoriano de Electrificación (INECEL). El objetivo principal de la exploración fue el aprovechamiento de los recursos geotérmicos de alta entalpia para producir energía eléctrica, reemplazando la costosa generación termoeléctrica. La actividad exploratoria estuvo enfocada a buscar sistemas hidrotermales de alta temperatura, principalmente a lo largo de la región Sierra, siguiendo la metodología propuesta por la Organización Latinoamericana de Energía (Beate, 2010) y (Ecuador, 2010).

A partir de 1979, con el objetivo de diversificar la oferta de recursos naturales basada en petróleo, el ex INECEL inició las actividades de exploración de los recursos geotérmicos.

Hasta 1985, esas actividades concitaron un apreciable interés institucional que favoreció el desarrollo de los siguientes estudios y acciones conexas:

- Reconocimiento de los recursos geotérmicos a Nivel Nacional, con la cooperación técnica de la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE);
- Pre-factibilidad (I Fase) del área de Tufiño;
- Pre-factibilidad (I Fase) del área de Chalupas; (La denominación de “Pre-factibilidad I Fase” corresponde a los estudios geo científicos de geología,

hidrogeología, geoquímica y geofísica necesarios para elaborar un modelo geotérmico conceptual, antes de que inicie la exploración del subsuelo con perforaciones profundas; la perforación exploratoria profunda es parte de la 2 Fase de Pre-factibilidad y es importante para definir la presencia del recurso).

- En marzo de 1982, los Presidentes de Colombia y Ecuador suscribieron un Acuerdo para la exploración conjunta del área Chiles-Cerro Negro-Tufiño, a través de un proyecto binacional.
- En agosto del 1984, el Gobierno de Italia y la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE) formalizaron un instrumento mediante el cual se le asignó un crédito no reembolsable para financiar el Estudio de Prefactibilidad del Proyecto Geotérmico Binacional Chiles-Cerro Negro-Tufiño. El estudio concluyó en 1987 con un modelo geotérmico del campo de Tufiño, pero no se realizaron perforaciones exploratorias.

De todos estos estudios realizados, los beneficios inmediatos de las actividades geotérmicas en el ex INECEL, fue la formación de un grupo de profesionales con experiencias en geología, geoquímica y geofísica aplicadas a la exploración geotérmica (Ecuador, 2010).

2.2.2 Resumen de áreas geotérmicas en el Ecuador

En este resumen, basado en (Beate, 2010), texto y figuras, se trata de abarcar el mayor número de prospectos geotérmicos que tiene Ecuador. Se basa en los estudios anteriores de reconocimiento y evaluación de los recursos geotérmicos, llevados a cabo desde 25 – 30 años atrás.

A continuación se presenta los prospectos geotérmicos en relación al recurso y su potencial, así como también un listado de las fuentes termales presentes en Ecuador.

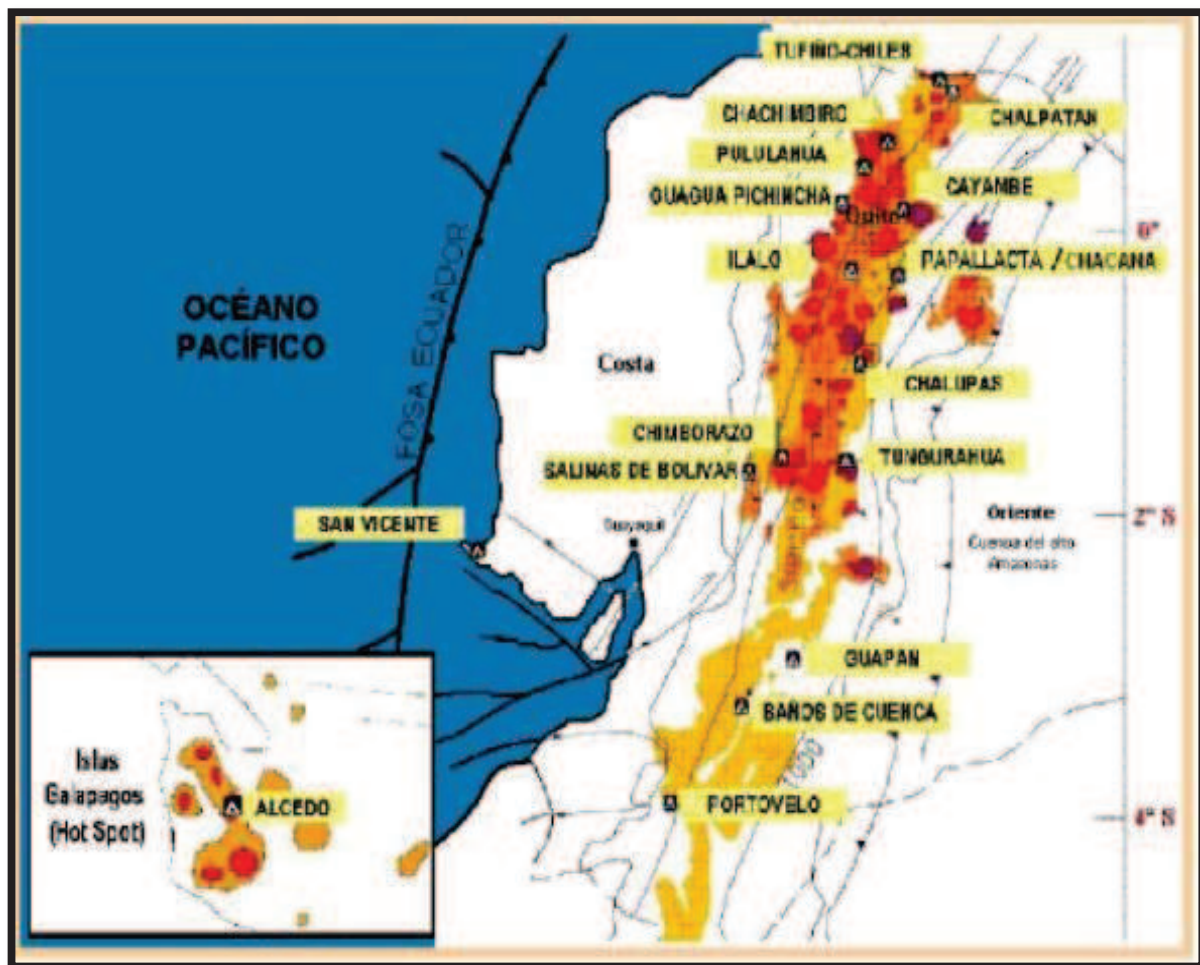


Figura 2.4 Ubicación de los prospectos geotérmicos del Ecuador en el arco volcánico continental y en Galápagos

Fuente: Beate, 2010

2.2.3 Tufiño-Chiles

Este prospecto geotérmico está ubicado en la cresta de la Cordillera Occidental como se muestra en la (Figura 2.5), a 35 km al Oeste de la ciudad de Tulcán y a 7 km al Oeste de los pueblos de Tufiño (Prov. Del Carchi, Ecuador) y Chiles (Dpto. De Nariño, Colombia). El área de desarrollo tiene una extensión de unas 4900 ha; este proyecto es binacional debido a que el supuesto reservorio se encuentra localizado debajo de la frontera colombo-ecuatoriana.

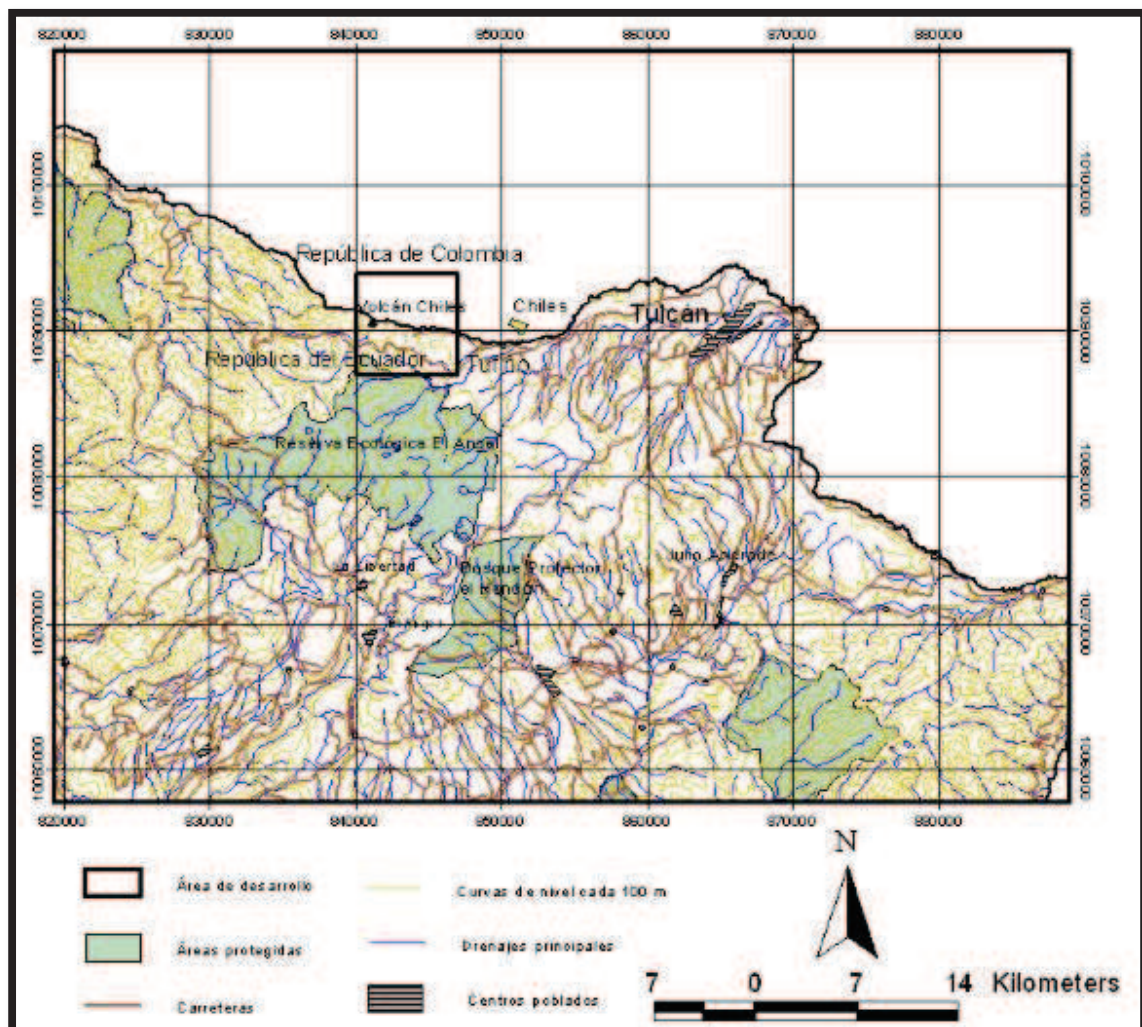


Figura 2.5 Ubicación del área de desarrollo del prospecto geotérmico Tufiño-Chiles

Fuente: Beate, 2010

2.2.3.1 Fuente Termal Aguas Hediondas.- Fuentes ácido-sulfatadas, con temperaturas hasta 55 °C y fuerte olor a H₂S. Se encuentra al Este de la cumbre del volcán Chiles, en las cercanías de los pueblos de Chiles y Tufiño (Beate, 2010).

2.2.4 Chachimbiro

Este prospecto geotérmico está localizado en los flancos orientales de la Cordillera Occidental, a unos 20 km al Oeste de Ibarra, en la provincia de Imbabura. Los posibles sitios de perforación están a cotas de 3500 m y se propone un área de desarrollo de unas 4200 ha, entre cotas que varían entre 2800 y 3800 m (Beate, 2010).

Se ha determinado un potencial hipotético de 113 MW mediante interpretación de datos de superficie, el cual deberá ser probado por perforaciones exploratorias profundas.

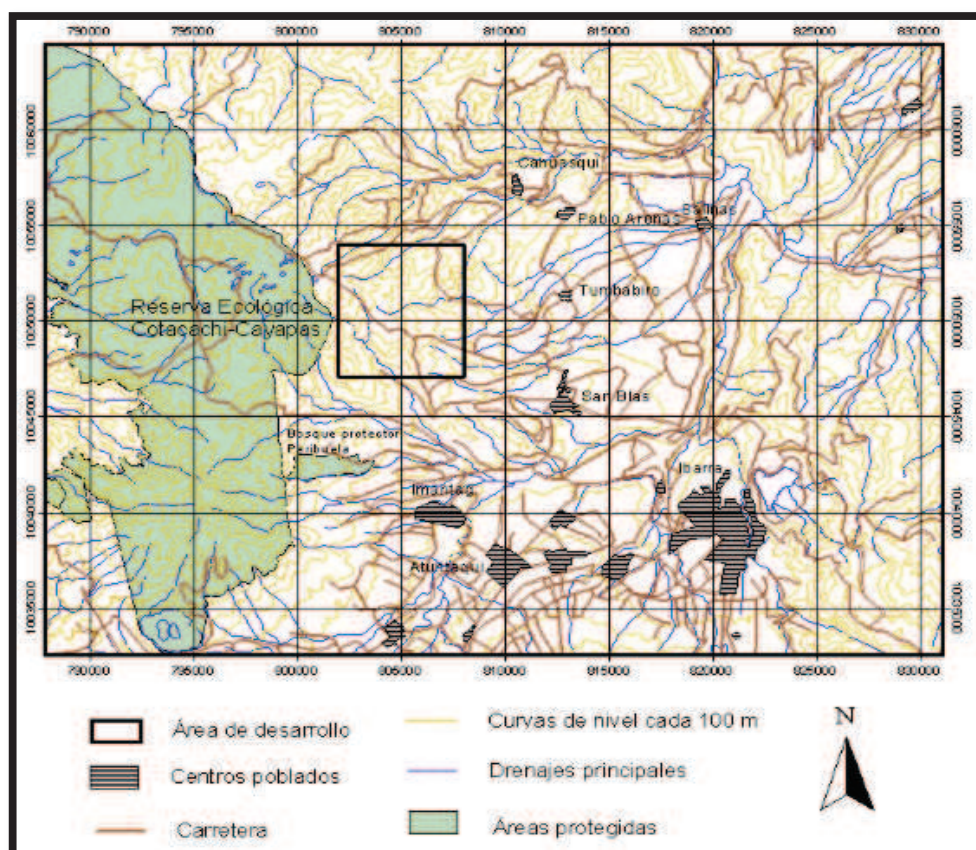


Figura 2.6 Ubicación del área de desarrollo del prospecto geotérmico Chachimbiro

Fuente: Beate, 2010

2.2.4.1 Fuentes termales en Chachimbiro: Fuentes termales alcalino-cloruradas/bicarbonatadas con temperaturas que varían de 40 a 55 °C con leve olor a H₂S.

2.2.5 Chalupas

El prospecto geotérmico Chalupas se encuentra localizado a unos 70 km al Sur de la ciudad de Quito como se indica en la (Figura 2.7), sobre la cresta de la Cordillera Real en la provincia de Napo, fue descubierta en 1979 por geólogos del Proyecto Geotérmico de INECEL, específicamente por José Manuel Navarro (geólogo español – fallecido en 2013), durante los estudios de Reconocimiento de los Recursos Geotérmicos de la República del Ecuador.

Hacia los años finales del Proyecto Geotérmico, se presenta una evaluación cuantitativa hipotética del potencial de los principales prospectos geotérmicos del país, siendo el de Chalupas el más alto con 283 MWe; Tufiño 138 MWe y Chachimbiro 113 MWe.

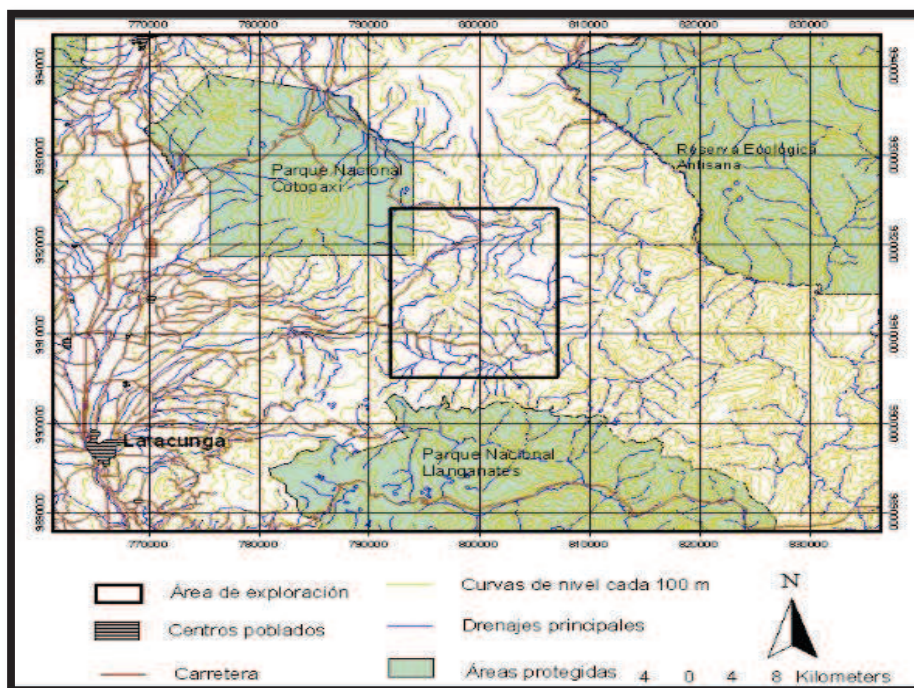


Figura 2.7 Ubicación del área de exploración del prospecto geotérmico Chalupas (Beate, 2010)

2.2.5.1 Fuentes termales en Chalupas: Las fuentes termales en Chalupas son escasas y de baja termalidad, con temperaturas menores a los 40 °C; son aguas

bicarbonatadas, marginales y diluidas en acuíferos someros, que no permiten obtener datos de las condiciones profundas

2.2.6 Chacana

La Caldera Chacana, se encuentra a 60 km al E de Quito en la cresta de la Cordillera Real (CR) entre los volcanes Antisana y Cayambe, y en el interior de la Caldera de Chacana, en las provincias de Napo y Pichincha. La Caldera de Chacana constituye el complejo volcánico riolítico cuaternario más grande de los Andes del Norte (Beate, 2010).

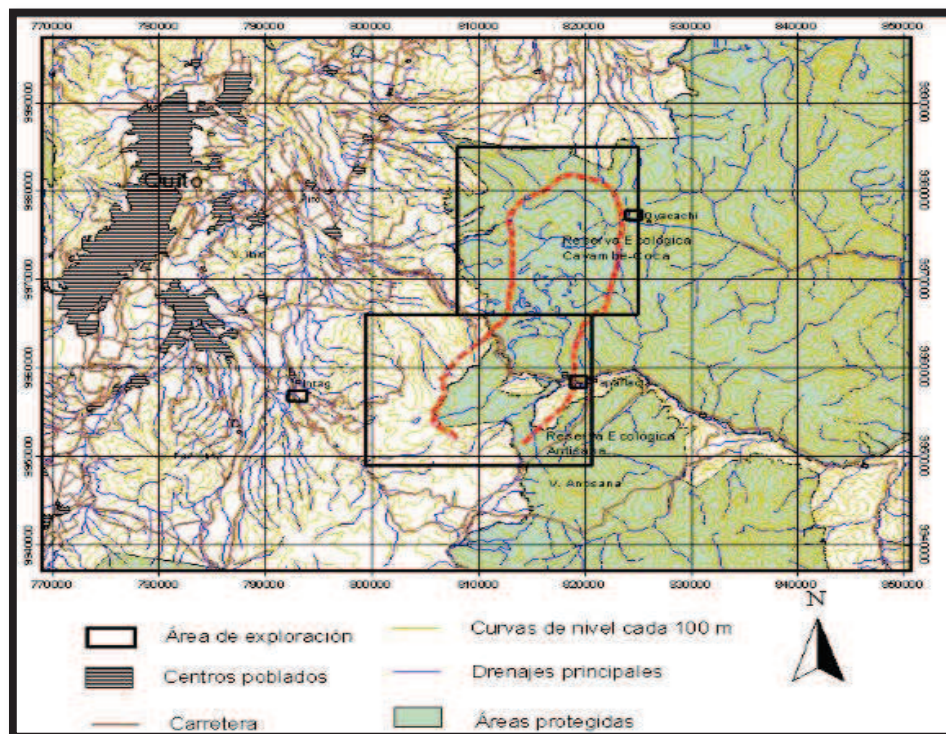


Figura 2.8 Ubicación del área de exploración del prospecto geotérmico Chacana

Fuente: Beate, 2010

2.2.7 Prospecto geotérmico Chacana-Cachiyacu

Está ubicado entre 3700 y 4100 msnm en el interior de la Caldera Chacana a aproximadamente 4 km al SW de la Comunidad El Tambo en el extremo S de la caldera Chacana. El área de interés mide aproximadamente 2000 ha.

El reservorio geotérmico son rocas permeables en donde se almacena el agua y en la cual la transferencia de calor generalmente se da por convección. Constituye el objetivo principal de la exploración geotérmica para el aprovechamiento del recurso. (Beate, 2010)

2.2.8 Prospecto geotérmico Jamanca

Esta prospecto geotérmico está ubicada en la parte central-sur de la caldera, en cotas que oscilan entre 3300 y 3600 msnm. Su límite E corresponde al borde estructural de la Caldera mientras que hacia el Norte se prolonga hasta la Comuna Jamanca y hacia el Sur hasta el Cerro Cojanco; el límite W corresponde a la Comunidad El Tambo. (Beate, 2010)

Se asume un potencial hipotético de 141 MWe para Jamanca para un horizonte de 30 años.

2.2.8.1 Fuentes termales.- En toda el área afloran más de una docena de fuentes termales con temperaturas que varían entre 47 a 65 °C. En ésta zona se encuentra varias piscinas de aguas termales que hacen uso directo del recurso geotérmico principalmente en El Tambo, en el balneario de Jamanca, y en el sector de Las Termas en el valle glaciar del río Papallacta.

2.2.9 Prospecto geotérmico Oyacachi

Este prospecto geotérmico está localizado en la esquina NNW de la caldera Chacana, a unos 8 km al W de la población de Oyacachi, en cotas que bordean los 4000 msnm. El área de interés tiene una superficie de más de 2000 ha, la totalidad del área de interés geotérmico se encuentra dentro de la Reserva Ecológica Cayambe-Coca.

2.2.9.1 Fuente termal.- La fuente termal en Oyacachi tiene una temperatura de 46.5 °C; los geotermómetros líquidos aplicados a ésta fuente indican temperaturas de fondo de 150 °C. (Beate, 2010)

2.2.10 Chimborazo

Este prospecto geotérmico está ubicado en la cresta de la Cordillera Occidental, en las cabeceras topográficas de las provincias de Chimborazo, Bolívar y Tungurahua. El área de interés tiene una superficie de 4200 ha, en un rango de cotas de 3500 a 4500 msnm (Beate, 2010).

2.2.10.1 Fuente termal.- La única fuente termal son aguas alcalino-cloruradas diluidas, con una temperatura de 47 °C, y en el fondo indican temperaturas entre 100 y 200 °C.

2.2.11 Baños de Cuenca

Este prospecto geotérmico se encuentra a 7 km al SO de la ciudad de Cuenca (2700 msnm), en la provincia de Azuay como se indica en la (Figura 2.9).

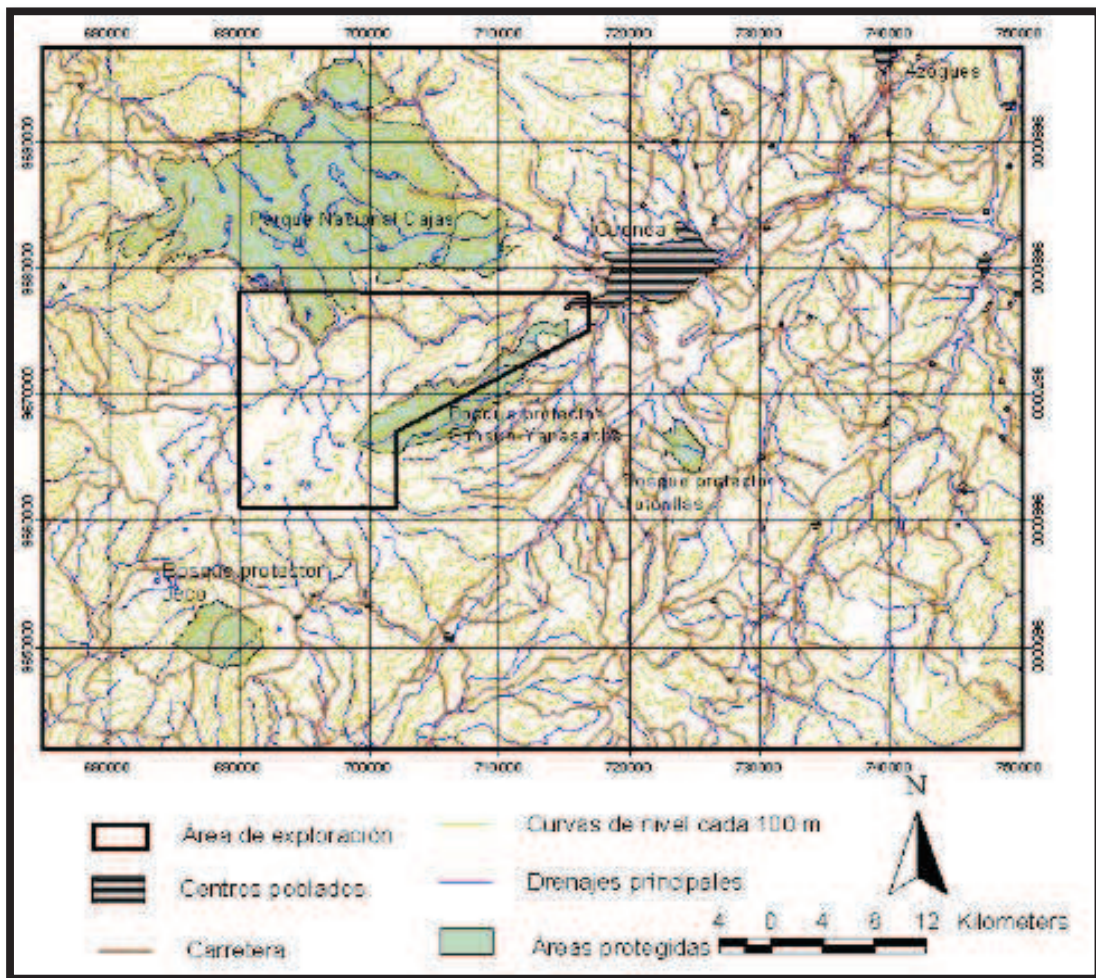


Figura 2.9 Ubicación del área de exploración del prospecto geotérmico Baños de Cuenca

Fuente: Beate, 2010

2.2.11.1 Fuentes termales.- Las fuentes termales de Baños tienen una temperatura máxima de 75 °C (las más calientes del país), estas fuentes termales se han mantenido estables durante mucho tiempo y son aguas alcalinas cloruradas-bicarbonatadas.

2.2.12 Guapán

Este prospecto geotérmico está ubicado a unos 25 km al NNE de Cuenca y a 4 km de Azogues, en la misma dirección, en la provincia del Cañar como se indica en la

(Figura 2.10). Al momento no se tienen datos técnicos específicos y se ha recomendado estudios geológicos y geoquímicos en el área requerida.

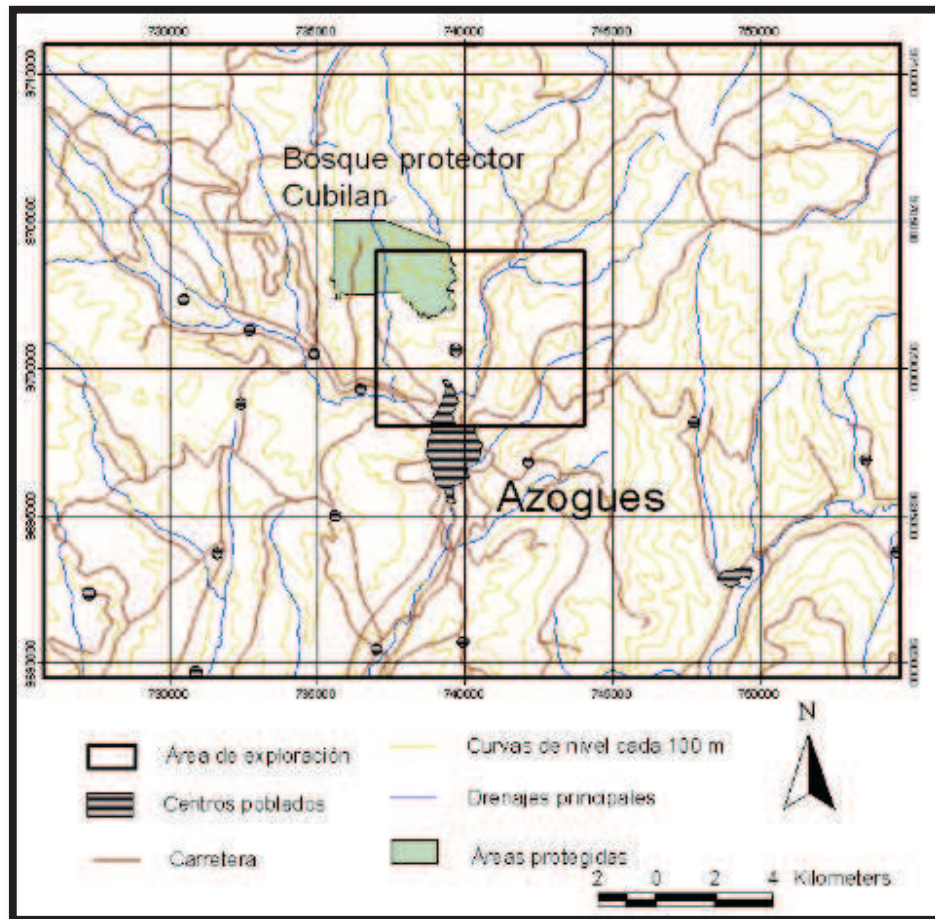


Figura 2.10 Ubicación del área de exploración del prospecto geotérmico Guapán

Fuente: Beate, 2010

2.2.13 Alcedo

Este prospecto geotérmico está localizado en el volcán Alcedo, en la Isla Isabela, en la Provincia de Galápagos. El área se caracteriza por mostrar una extensa superficie con alteración hidrotermal activa, varios lugares descargan abundante vapor de agua sobrecalentado a 127 °C.

Chalpatán puede representar un prospecto geotérmico atractivo para usos directos y eventualmente de generación eléctrica lo cual amerita su exploración más detallada.

2.2.14.1 Fuentes termales.- Pocas fuentes termales de baja termalidad afloran a los largo de las fallas, son alcalino-cloruradas-bicarbonatadas (Beate, 2010).

2.2.15 Guagua Pichincha

Éste volcán está ubicado a 10 km al O de Quito. La caldera actual tiene 3 km de diámetro y 600 m de profundidad.

La cámara magmática alimentadora ubicada a 4 km de profundidad, funciona como fuente de calor al sistema geotérmico, sin embargo el eminente riesgo de futuras erupciones magmáticas, así como la geometría vertical cilíndrica de diámetro moderado a pequeño de la cámara magmática desalientan considerar el aprovechamiento geotérmico en ésta área (Beate, 2010).

2.2.16 Pululahua

Este prospecto geotérmico es un complejo dómico joven ubicado en la cresta de la Cordillera Occidental a unos 20 km al N de Quito. La topografía es una profunda caldera de explosión de unos 3 km de diámetro formada hace 2.400 años.

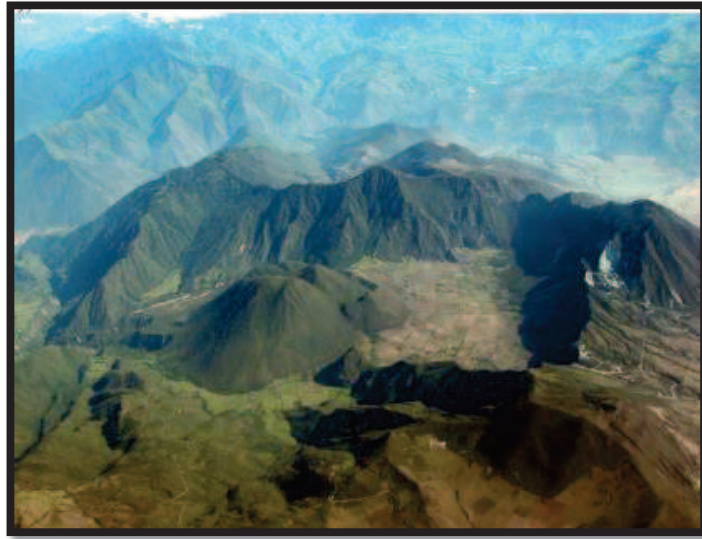


Figura 2.12 Ubicación prospecto geotérmico Pululahua

Fuente: Beate, 2010

Importantes zonas de alteración hidrotermal de edad desconocida, ahora inactivas, afloran en el borde Norte de la caldera. Actualmente no se han realizado inspecciones geotérmicas más detalladas, por lo cual no se tiene datos técnicos.

2.2.16.1 Fuentes termales.- Fuentes termales bicarbonatadas de baja termalidad se encuentran en la estructura caldérica (Beate, 2010).

2.2.17 Cayambe

Es un gran estrato-volcán cuaternario, ubicado en la cresta de la Cordillera Real a unos 60 km al NE de Quito. La persistente actividad eruptiva indicaría la posibilidad de una fuente de calor ligero debajo del volcán, que podría alimentar un sistema hidrotermal convectivo.

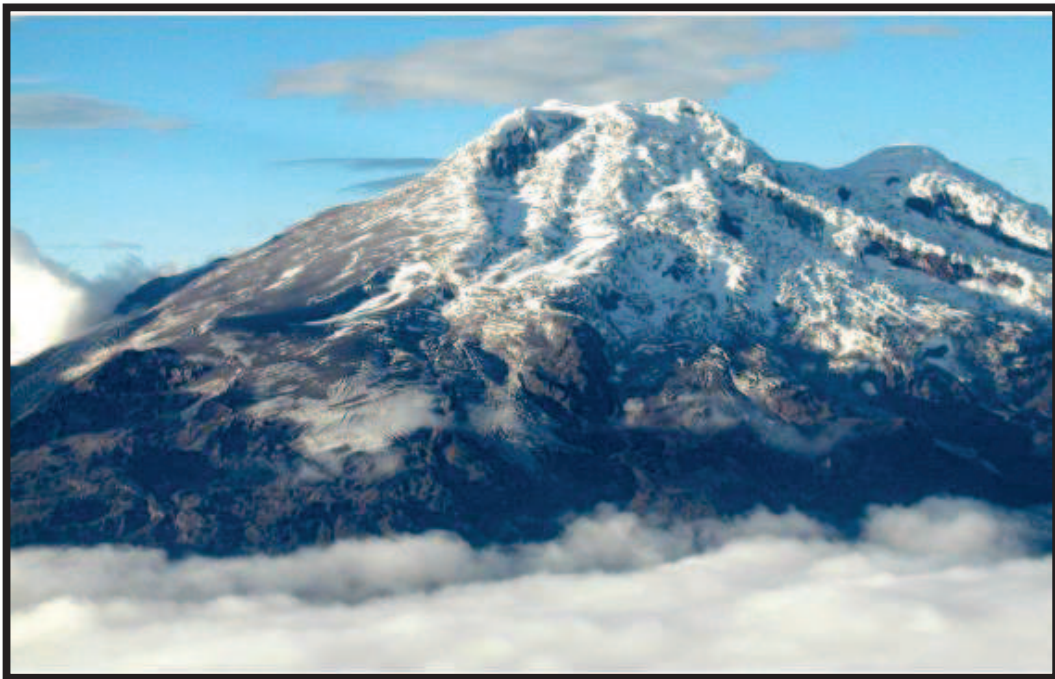


Figura 2.13 Estrato-volcán Cayambe

Fuente: Beate, 2010

2.2.17.1 Fuentes termales.- Se conoce de la existencia de pocas fuentes termales calientes en sitios remotos del lado oriental, las cuales no han sido muestreadas aún.

2.2.18 Cuicocha

Es una joven caldera de explosión de 3.000 años atrás, de 3 km de diámetro. Está ubicada a 45 km al SO de Ibarra, en la cresta de la Cordillera Occidental. La caldera contiene una laguna de aguas lluvia y se han detectado algunas emanaciones de CO₂ en las riberas de los domos intra-caldera (Beate, 2010).



Figura 2.14 Caldera de explosión de Cuicocha

Fuente: Beate, 2010

2.2.19 Tungurahua

El volcán Tungurahua está localizado a 30 km al SE de Ambato en el límite de las provincias de Tungurahua y Chimborazo, en el ámbito de la Cordillera Real.

2.2.19.1 Fuentes termales.- Su temperatura varía entre 40 y 50 °C y están situadas en el pie Norte del volcán, así como también al pie Sur. No se sabe si las fuentes provienen de un sistema geotérmico estable o de calentamiento, por fluidos magmáticos, por lo tanto no se puede dar una temperatura de fondo confiable (Beate, 2010).



Figura 2.15 Erupción en el cráter central del volcán Tungurahua”

Fuente: Beate, 2010

2.2.20 Ilaló

El Ilaló es un estrato-volcán extinto de tamaño moderado. El área de interés se encuentra ubicada a unos 15 km al Este de la ciudad de Quito, en los alrededores del volcán Ilaló (3.151 msnm).

2.2.20.1 Fuentes termales.- En esta área podemos encontrar varias fuentes termales con temperaturas de hasta 40 °C que afloran por el pie al Sur del volcán y cuyo origen estaría en la caldera de Chacana en la Cordillera Real (Beate, 2010).

2.2.21 Salinas de Bolívar

Este prospecto geotérmico está ubicado a 15 km al NE de Guaranda, en la provincia de Bolívar.

2.2.21.1 Fuentes termales.-Fuentes termales de baja termalidad pero alta salinidad están asociadas a fallas recientes, indicando la posible presencia de una fuente de calor residual.

La producción de calor geotérmico para usos directos en la agroindustria tendría demanda en Salinas (Beate, 2010).

2.2.22 San Vicente

Este prospecto geotérmico está localizado a 100 km al Oeste de Guayaquil, en la provincia de Santa Elena y a pocos kilómetros del Océano Pacífico.

2.2.22.1 Fuentes termales.- La fuentes termales presentes en el área son aguas salinas con temperaturas entre 30 y 43 °C. El uso de las aguas se restringe a baños de lodo y usos de piscinas termales, debido a que estas aguas están contaminadas por agua de mar y por salmueras hidrocarburíferas de los campos petroleros vecinos (Beate, 2010).

2.2.23 Portovelo

Esta área está localizada a unos 150 km al Sur de Guayaquil, en los declives occidentales bajos de la Cordillera Occidental en la provincia del El Oro. El área está cortada por fallas regionales activas que permiten el ascenso de fluidos geotérmicos de circulación profunda, que en superficie llegan a tener hasta 57 °C. (Beate, 2010)

2.3 FUENTES TERMALES EN EL ECUADOR

2.3.1 Fuentes termales

Las fuentes termales son vertientes naturales, que se originan al filtrarse el agua lluvia hacia el interior de la Tierra hasta regresar a la superficie con una temperatura mayor de 5 °C respecto a la temperatura ambiente (Burbano O., Becerra P., & Pasquel S., 2011).

Se debe diferenciar entre fuente termal y fuente termo-mineral. Se conoce como fuente termal a aquella que llega a la superficie con una temperatura 5 °C más alta que la temperatura media anual del lugar donde emana, a diferencia de la fuente termo-mineral que es aquella agua natural, no contaminada, que ha surgido del suelo y debido a sus propiedades físico-químicas o gases disueltos ayuda a producir acciones fisiológicas en el organismo humano (Burbano O., Becerra P., & Pasquel S., 2011).

El origen del termalismo de las aguas se basa al calentamiento de aguas lluvias que son infiltradas en el interior de la Tierra y suben a la superficie por aberturas en la capa sello y brotan a la superficie como manantiales. Las aguas infiltradas aumentan su temperatura por consecuencia del gradiente geotérmico, que se lo define como la profundidad de penetración en el suelo, expresada en metros, necesaria para que la temperatura aumente 1 °C. Las profundidades necesarias para obtener agua termal varían entre 30 a 35 m, que a su vez varían según la localidad, por otro lado, en zonas volcánicas disminuye de 10 a 15 metros, debido a que esta agua puede ser afectada con el calor del magma que se trasfiere a las rocas adyacentes al agua y como también por aguas juveniles hipertermales. (Burbano O., Becerra P., & Pasquel S., 2011)

Según lo expuesto por el Ing. Napoleón Burbano (Líder de estudios hidrológicos en el Ecuador) en entrevista personal del día 17/07/2013, se tienen 96 fuentes termales en todo el país (Ver Anexo 2), sobre las cuales se están realizando las debidas investigaciones técnicas para determinar sus características físico-químicas.

Estas fuentes termales pueden ser clasificadas por su temperatura como:

- Fuentes frías, <20 °C
- Fuentes hipotermas, entre 21 a 30 °C
- Fuentes termales, entre 31 a 40 °C
- Fuentes hipertermales, entre 41 a 100 °C

2.3.2 Fuentes frías

Son fuentes menores a 20 °C, por lo general son aguas alcalinas, infiltraciones que brotan a la superficie, se sabe que cuando una fuente termal es de baja temperatura, el volumen que genera y brota a la superficie es elevado.

Aplicación: Por lo general bajo los 20 °C, se puede utilizar el fluido para aplicaciones de salud.

2.3.3 Fuentes hipotermas

Son fuentes termales entre los 21 y 30 °C, se caracterizan por ser alcalinas como también ventajosas para el cuerpo humano.

Aplicación: Aprovechamiento para piscinas, hidromasajes y uso medicinal.

2.3.4 Fuentes termales

Son aguas minerales que varían su temperatura entre los 31 y 40 °C, muy alcalinas, consideradas como fuente curativa.

Aplicación: piscinas, spa y balneología.

2.3.5 Fuentes hipertermales

Son vertientes naturales que sobrepasan los 41 °C y pueden llegar hasta los 100 °C. Por lo general son de alta salinidad, característica que se la puede definir como el contenido de sales minerales disueltas en un cuerpo de agua.

2.4 pH DEL AGUA

El pH del agua es un indicador de la acidez o de la alcalinidad de un fluido. La escala del pH va de 0 a 14, considerándose como ácidas las disoluciones con pH menores a 7 y alcalinas las que son mayores a 7. El número 7 representa el nivel medio de la escala, y corresponde al punto neutro².

La escala pH tiene una secuencia logarítmica, lo que significa que el cambio de un valor a otro está en potencia de 10. Lo que quiere decir que si tenemos un valor pH de 5, es diez veces más ácido que un pH 6 (SOCIEDAD ACUARIOLÓGICA DEL PLATA).

Cabe resaltar que un fluido menor a 5 es considerado como muy ácido, provocando el deterioro acelerado del material expuesto por ese fluido.

2.5 DUREZA DEL AGUA

El agua no es pura por lo cual un aspecto importante a tomar en cuenta de las fuentes termales es su dureza. Un valor de alta dureza eleva la corrosión y calcificación de materiales en contacto con el fluido. La dureza se mide en mg de CaCO_3 en cada litro de agua (Rodríguez & Rodríguez, 2010).

2.5.1 Cálculo de la dureza del agua:

La dureza total del fluido se define como la suma de las concentraciones de iones calcio (Ca^{+2}) y iones magnesio (Mg^{+2}) disueltos en el agua en mg/L, que representa la cantidad de CaCO_3 responsable de la dureza del agua. (Fisico-química del agua. Ecoeficiencia, 2011).

Dureza total= $\text{Ca}^{+2} + \text{Mg}^{+2}$ en mg/L

Una vez obtenida la cantidad de CaCO_3 en mg/l contenida en el agua, se puede clasificar de acuerdo a la siguiente tabla:

² http://www.sadelplata.org/articulos/guerrero_060901.pdf

Tabla 2.1 Índices de dureza del agua

Denominación	mg/l de CaCO ₃
Muy blanda	0-15
Blanda	16-75
Semi-dura	76-150
Dura	150-300
Muy Dura	Mayor a 300

Fuente: (Rodríguez & Rodríguez, 2010)

2.6 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor son dispositivos que transfieren calor de un fluido a otro debido a un diferencial de temperaturas. Estos fluidos se encuentran separados por una pared metálica o de otro material, que se lo conoce como área de transferencia de calor³.

En la práctica de la ingeniería se usan una gran variedad de intercambiadores de calor, en donde la economía juega un papel muy importante en su diseño y selección de equipo.

Se los puede clasificar de acuerdo al tipo de diseño: configuración del flujo, al tipo de superficie de transferencia de calor, como también materiales de construcción.

a) Configuraciones geométricas de flujo:

Existen diversas configuraciones geométricas de flujo, de acuerdo a (Mills, 1997) las más importantes son:

³ Transferencia de Calor- Yunus A. Cengel; 2da edición; México; 1998

Una sola corriente.- Se refiere en el que la temperatura varia de un solo fluido, sin importar la dirección de flujo.

Los condensadores y calderas simples son ejemplos de este tipo de configuración.⁴

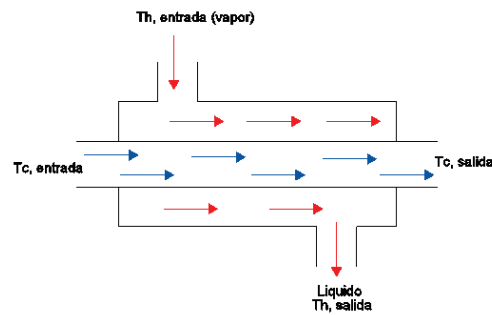


Figura 2.16: Disposición del flujo en una sola corriente

Dos corrientes en flujo paralelo.- Se refiere en el cual los dos fluidos fluyen en forma paralela y en la misma dirección.

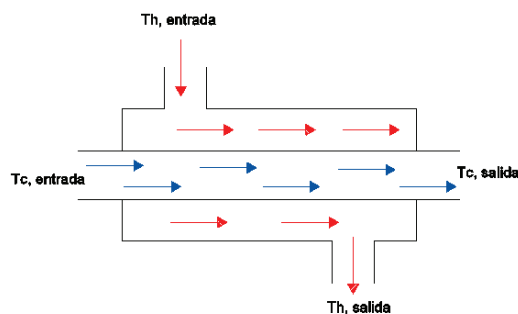


Figura 2.17: Disposición del flujo en paralelo

Dos flujos en contracorriente.- Los fluidos se desplazan en direcciones paralelas pero en sentido contrario.

⁴ Transferencia de Calor; Anthony F. Mills, pág. 744

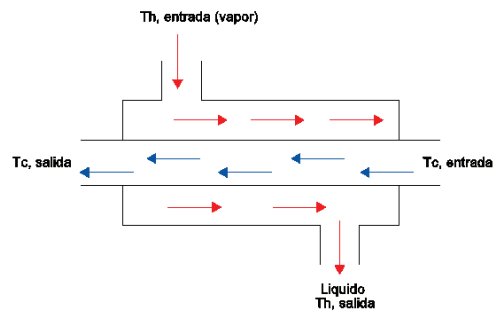


Figura 2.18: Disposición del flujo en contracorriente

Dos corrientes en Flujo cruzado: Las corrientes fluyen en direcciones perpendiculares (Figura 2.19),

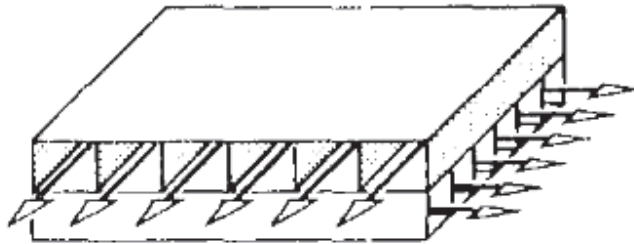


Figura 2.19: Dos corrientes en flujo cruzado

Fuente: (MILLS, 1997)

2.7 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Existen diferentes tipos de intercambiadores de calor que se los puede clasificar de acuerdo a su área de transferencia de calor:

2.7.1 Intercambiador de tubo en espiral

Estos intercambiadores de calor consisten en uno o varios serpentines concéntricos enrollados en forma de espiral, por lo general son usados para requerimiento de área pequeña de transferencia de calor ($<2 \text{ m}^2$). Son utilizados

tanto para calentamiento como para enfriamiento, condensación y evaporación, debido a que puede trabajar a altas temperaturas y presiones.

Como principales características tenemos un flujo a contracorriente, velocidad constante y compactación. El fluido de intercambio de calor puede ser agitado o sin agitar, para calentamiento o enfriamiento (Martinez, 2011).



Figura 2.20: Intercambiador de calor de tubo en espiral

Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/sentry-equipment/intercambiadores-calor-tubo-tubo-11839-41951.html>

2.7.2 Intercambiador de doble tubo o tubos concéntricos

Este intercambiador de calor consiste en un o más tubos pequeños contenidos en un tubo de diámetro mayor conocido como anulo. El fluido circula por el interior de los tubos pequeños como también entre las superficies de los tubos pequeños y del tubo mayor.

Estos intercambiadores de calor son utilizados cuando el requerimiento de área de transferencia de calor es pequeña ($<50 \text{ m}^2$). Manejan alta presión, son más seguros ante la posibilidad de algún tipo de fuga por lo cual son más costosos. Son muy utilizados para el manejo de gases o fluidos tóxicos. Son de fácil limpieza

por lo cual no interesa si el fluido que circula por el interior está sucio o es corrosivo (Martinez, 2011).

Se puede usar tanto para calentamiento como para enfriamiento, pero debido a que no es recomendable manejar altas temperaturas no se utiliza para condensación o vaporización.

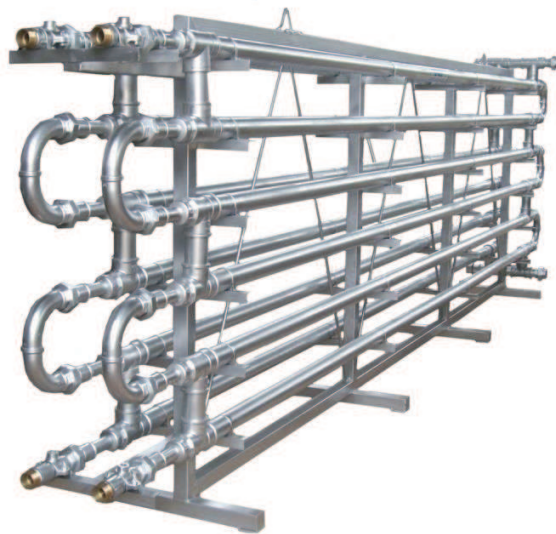


Figura 2.21: Intercambiador de tubos concéntricos

Fuente: <http://www.termetsa.com/blog/page/3/>

2.7.3 Intercambiadores de calor compactos

Llamados también intercambiadores de tipo placa, son diseñados para lograr una mayor área de transferencia de calor por unidad de volumen. La razón entre el área superficial y su volumen es debido a que por lo general estos intercambiadores de calor son de pequeño tamaño y peso. La relación entre el área y su volumen se conoce como densidad de área β , por lo cual si $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ se clasifica como compacto.

Estos intercambiadores de calor son usados para gas-gas, gas-líquido como también líquido-líquido. Dentro de estos intercambiadores de calor compactos, los de placa pueden tener varias formas: en espiral, de placa y armazón, y de placa soldada. El costo es elevado debido a que se podría construir por variedad de

materiales que evitaría la corrosión y algún tipo de desgaste, pero están limitados a manejar presiones bajas (Martinez, 2011).

Intercambiadores de placa en espiral.- Consiste en un par de placas laminadas que forman dos canales espirales concéntricos, y proporcionar dos pasos rectangulares largos para los fluidos con flujo en contracorriente. Se lo fabrica con cualquier tipo de metal que se pueda realizar conformado en frío y soldado como acero al carbono, inoxidable, aleaciones, etc.

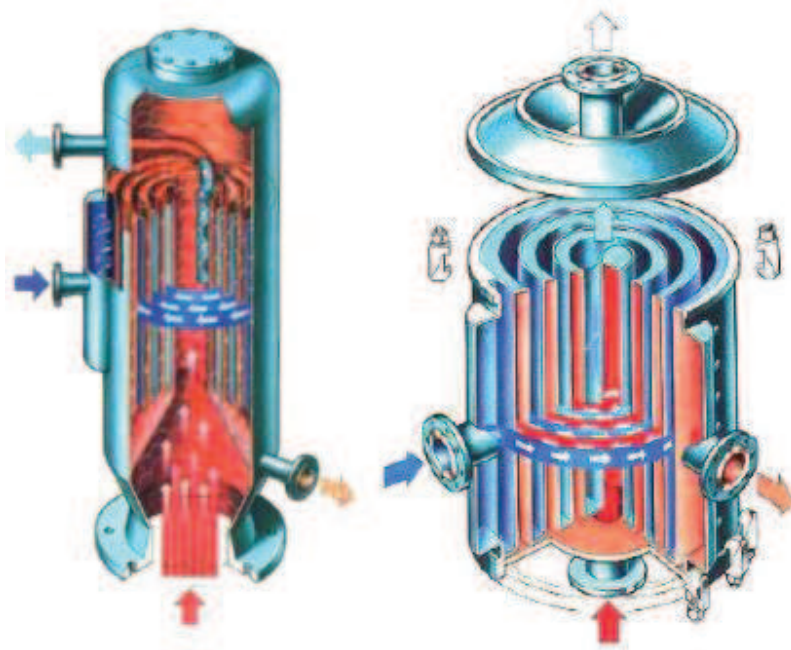


Figura 2.22: Intercambiador de placa en espiral

Fuente: Martínez, 2011

Intercambiadores de placa y armazón.- Consiste en un bastidor con placas recambiables y juntas de estanqueidad de caucho, sin elementos de soldadura. Estas placas están preformadas en un diseño de corrugación que facilita el intercambio de calor entre los dos fluidos.

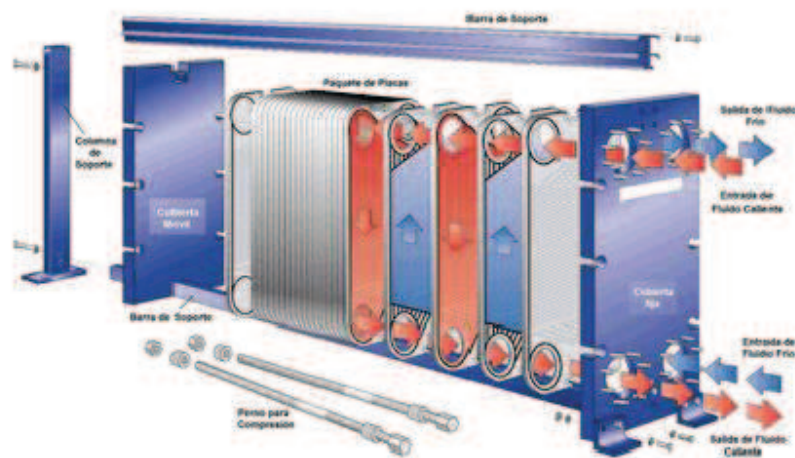


Figura 2.23: Intercambiador de placa y armazón

Fuente: Martínez, 2011

Las características de los intercambiadores de calor compactos son las siguientes:

- a) Son compactos: Tienen una gran superficie de intercambio de calor con respecto a los otros intercambiadores, lo cual aumenta la eficiencia térmica y menor espacio de instalación.
- b) Alta eficiencia térmica: La buena ocupación del área de intercambio de calor aumenta la transferencia de calor, los circuitos funcionan a contra corriente, todos estos factores conllevan a tener una alta eficiencia térmica.
- c) Seguridad: Debido a que cuenta con un sellado independiente entre placas, evita la contaminación. Como también en caso de rotura o desgaste de las juntas, en el área intermedia ventea para la atmosfera evitando la contaminación en el interior.
- d) Livianos: Debido a su pequeño tamaño proporciona una fácil manipulación, embarque y seguridad de uso en la instalación.
- e) Mínima suciedad en el interior: Se debe a que se caracteriza por ser auto limpiante de las placas.
- f) Expansible y durable: Este intercambiador se puede expandir el número de placas y aumentar la eficiencia térmica como también una renovación de las placas para que sea durable en un largo tiempo.

Intercambiador de placas soldadas: A diferencia del intercambiador de placas que se los realiza por conformado, este intercambiador las placas son soldadas lo cual se vuelve imposible el mantenimiento en el interior, pero permite trabajar con altas temperaturas y presiones. (Martinez, 2011)

2.7.4 Intercambiador de calor de carcasa y placas

Es un intercambiador de calor de placas que ofrece trabajar con temperaturas y presiones similares a un intercambiador de carcasa y tubos. Las aplicaciones son para transferencia térmica simple de líquido-líquido, condensadores, evaporadores y los enfriadores de aceite entre otros. Está formado por placas circulares soldadas y protegidos por una carcasa que se encuentra a presión en el interior. Estos intercambiadores son muy eficientes debido a la alta turbulencia creada por la geometría compleja de cada paso de la placa. Por lo cual esta turbulencia produce un coeficiente alto por ende se necesitaría de una superficie de transferencia de calor pequeña para realizar un trabajo dado, esto representaría que son rentables debido a que existe un ahorro de materiales para su fabricación.

Como características de este intercambiador de placas y carcasa tenemos:

- 1) Tamaño compacto
- 2) Son versátiles
- 3) Durables
- 4) Soporta altas presiones
- 5) La estructuración puede sufrir congelación sin alterar sus características mecánicas.
- 6) Contaminación nula debido a que las placas son soldadas.
- 7) Temperatura máxima de operación 350 °C
- 8) Presión máxima de operación 57 kg/cm²
- 9) Área máxima hasta 262 m²

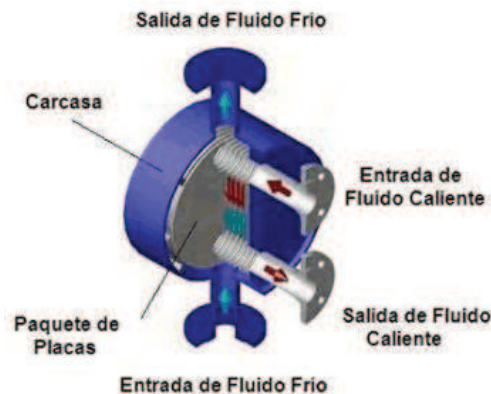


Figura 2.24: Intercambiador de carcasa y placas

Fuente: Martínez, 2011

2.7.5 Intercambiadores de calor de carcasa y tubos

Estos intercambiadores de calor son los más utilizados en las industrias con las consideraciones de diseño mejor definidas. Trabajan con flujos monofásicos y bifásicos, con altas y bajas presiones, altas y bajas temperaturas y fluidos corrosivos o no. Son eficientes y compactos, y debido a sus altas velocidades mejoran la transferencia de calor. Este intercambiador consiste en una serie de tubos lineales colocados en el interior de tubo de mayor diámetro llamado carcasa o casco. Las consideraciones de diseño están estandarizadas por The Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) que especifican a detalle métodos de diseño y construcción.

Este intercambiador se identifica con tres letras:

- a) La primera letra indica el tipo del cabezal estacionario: Tipo (A y B).
- b) La segunda letra indica el tipo de casco: E (casco de un paso), F (de dos pasos). Los tipos G, H y J se usan para disminuir las pérdidas de presión en el casco.
- c) La tercera letra indica el tipo de cabezal del extremo posterior: Tipo (S, T y U). (Anónimo)

Como características de este intercambiador tenemos:

- 1) Manejan presiones superiores a 400 kg/cm^2

- 2) Los fluidos de trabajo pueden ser gases o líquidos, incluyendo cambios de fase.
- 3) Recuperación de calor a partir de gases de escape de máquinas de combustión.
- 4) Refrigeración/calefacción de varios medios.
- 5) Producción de vapor. (Martinez, 2011)

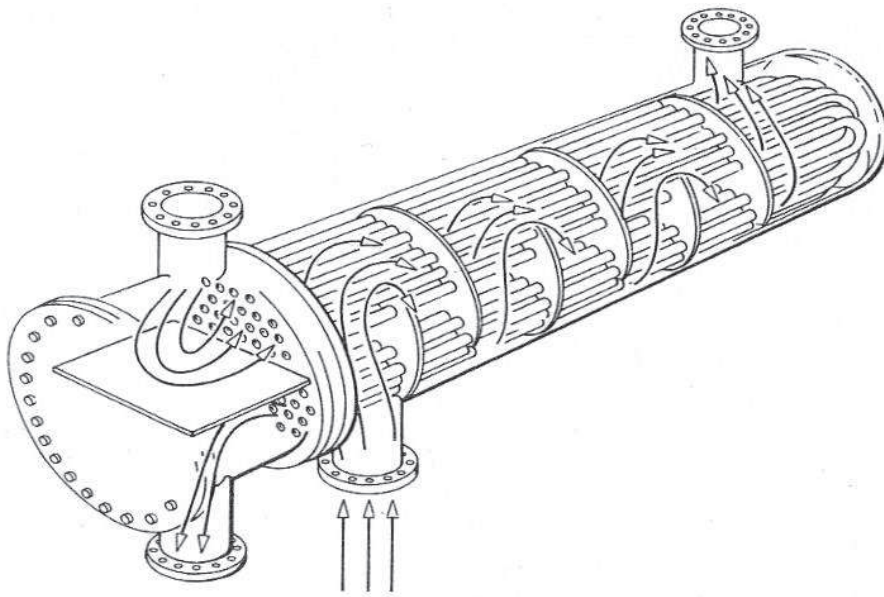


Figura 2.25: Intercambiador de carcasa y tubos

Fuente: <http://www2.uah.es/rosal/virtual/tablas.htm>

2.7.6 Intercambiadores de calor enfriados por aire

Este intercambiador de calor consiste en una serie de tubos montados sobre cabezales situados en una corriente de aire, que puede ser forzada mediante un ventilador. Estos tubos suelen tener aletas para aumentar la transferencia de calor. La diferencia de un intercambiador enfriado por aire a uno enfriado por agua se refiere en lo económico, en donde se toma en cuenta gastos de enfriamiento del agua, potencia de los ventiladores y la temperatura de salida del fluido, sabiendo que un intercambiador de aire tiene una diferencia de temperatura de unos 8 °C, que el de agua que se obtienen diferencias menores.

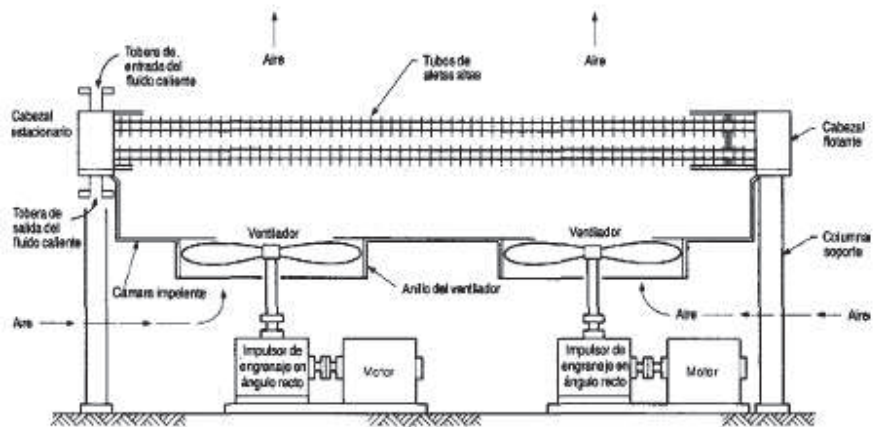


Figura 2.26: Intercambiador de calor enfriado por aire

Fuente: Martínez, 2011

2.7.7 Intercambiadores de contacto directo

En estos intercambiadores de calor, el calor se transfiere de un fluido a otro mediante el contacto mutuo. Generalmente se usan cuando los dos fluidos al entrar en contacto no reaccionan entre sí. Se pueden utilizar para gas-gas, y como una importante aplicación es el intercambio de calor entre gas-sólido. Las áreas de transferencia de calor varían dependiendo del tamaño de las partículas que puede ser desde 1 m^2 hasta 60 m^2 (Martínez, 2011).

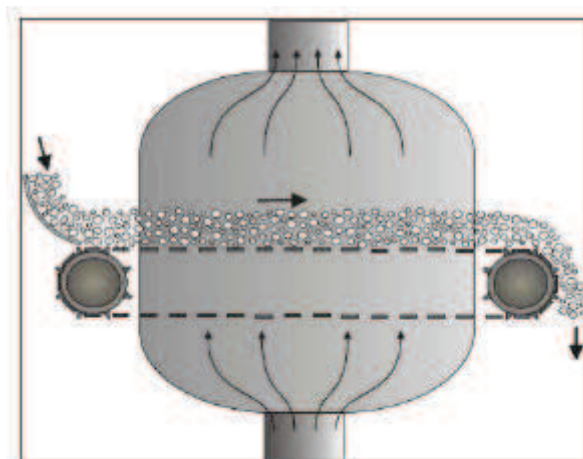


Figura 2.27: sólido-gas, de lecho móvil, con cinta transportadora

Fuente: Martínez, 2011

2.8 SISTEMA DE CONTROL

Para el control de un sistema y/o instalación donde intervienen el manejo de temperaturas, presiones, caudal, se debe tomar en cuenta varios dispositivos que facilitan y permiten el control y regulación de los mismos.

2.8.1 Control Encendido-Apagado (ON-OFF) con histéresis

Es la regulación más simple y económica en donde el control es permitido que exista por una oscilación entre dos límites, son aptos para aplicaciones domésticas o industriales donde no se necesite una elevada precisión, así también su instalación y mantenimiento son fáciles.

Histéresis.- La brecha diferencial (histéresis) se define como el rango de valores más pequeño que el valor medido debe atravesar para ocasionar que el dispositivo de corrección pase de una posición a otra.

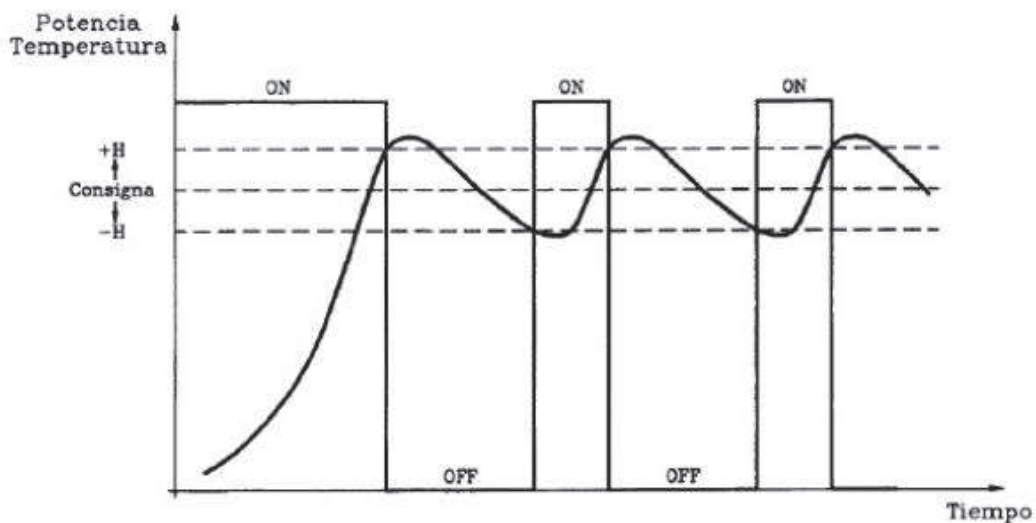


Figura 2.28: Evolución de temperatura con control On-Off con histéresis

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/97395385/Informe-de-Control-on-Off-Con-Histeresis>

2.8.2 Termostatos

Es un elemento de control encargado de medir la temperatura de un fluido, y de acuerdo a la temperatura se abre o cierra un circuito eléctrico que envía una señal a un controlador, de esa manera mantiene al equipo y/o instalación en un rango de temperaturas aceptable.

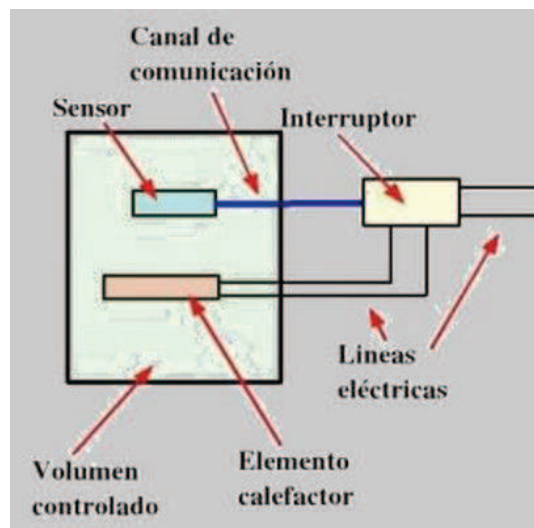


Figura 2.29: Esquema de bloque de un termostato eléctrico

Fuente: <http://www.sabelotodo.org/electrotecnia/termostato.html>

a) Control de temperatura

Para el control y operación de las temperaturas de los fluidos de trabajo, se utilizan sensores de temperatura óptimos en sistemas de calentamiento como son:

2.8.3 Termopares

Son sensores de temperatura que se componen de dos alambres de distinto material unidos en un extremo que al momento de aplicar temperatura genera un pequeño voltaje en el orden de los mV, y este voltaje a medida que aumenta a la temperatura. Son los más utilizados en la industria para el control de temperaturas de un sistema y/o instalación.



Figura 2.30: Termopares Industriales

Fuente: <http://www.ferroneumatica.com.co/2008/08/23/termocuplas/>

2.8.4 Pt100

Un Pt 100 es un sensor de temperatura que consiste en un alambre de platino que a 0 °C tiene 100 ohm y que al aumentar la temperatura aumenta su resistencia eléctrica.

A diferencia de los termopares, los Pt100 trabajan en rangos de temperatura entre los -100 a 200 °C. Como también entregar información con precisiones de una décima de grado⁵.



Figura 2.31: Pt100

Fuente: <http://www.arian.cl/downloads/nt-004.pdf>

2.8.5 Termómetros

Son dispositivos encargados de la medición de la temperatura de un fluido o un medio externo en forma cuantitativa.

Para instalaciones de calefacción o fluidos corrosivos, se utilizan termómetros industriales de bulbo inoxidable.

⁵ <http://www.arian.cl/downloads/nt-004.pdf>



Figura 2.32: Termómetros industriales

Fuente: http://www.wika.com.ar/53_es_es.WIKA

b) Control y regulación del flujo volumétrico

Para el control y regulación del caudal del fluido de circulación, se utilizan diferentes válvulas que permiten el libre paso o cierre a la circulación del fluido, como también la regulación del caudal:

2.8.6 Válvulas⁶

Existen diferentes tipos de válvulas y accesorios que son empleados en una instalación hidráulica, sin embargo se toman en cuenta aquellas válvulas mayormente utilizadas en instalaciones de agua.

- Válvula de compuerta: Consiste en una compuerta en forma de cuña que se desplaza por medio de un tornillo y al bajar se introduce entre dos anillos de latón.

Se recomienda cuando se necesita el paso total o cierre total, debido a que garantiza completa hermeticidad.

6

<http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/es/accesorioshidraulicos/usoyclasificvalvulas/usoyclasifvalvulas.html>



Figura 2.33: Válvula de compuerta

- Válvula de retención de cierre vertical: Estas válvulas de retención o anti retorno son utilizadas cuando se necesita que el fluido circule en una sola dirección. De cierre vertical, la válvula de retención se debe colocar de manera vertical en una instalación.

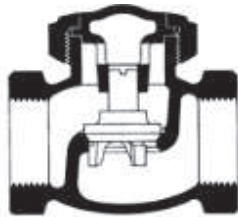


Figura 2.34: Válvula de retención de cierre vertical

- Válvula de retención de cierre horizontal: Se utiliza cuando se requiere que el fluido circule en una sola dirección. De cierre horizontal, en la instalación se lo coloca de manera horizontal.

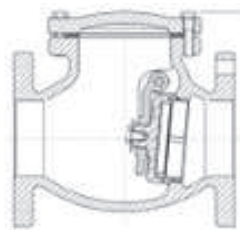


Figura 2.35: Válvula de retención de cierre horizontal

Válvula macho: Válvula de servicio para cierre total o apertura total, de $\frac{1}{4}$ de vuelta. Controla la circulación por medio de un macho cilíndrico o cónico que tiene un agujero en el centro, la cual se cierra o abre mediante un giro de 90° .

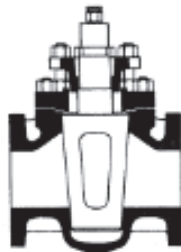


Figura 2.36: Válvula macho

Válvula de globo: Esta válvula es recomendable cuando se requiera de estrangulación o regulación del flujo, es de múltiples vueltas en la cual el cierre se logra por medio de un disco o tapón que corta el fluido a medida que desliza hacia abajo.



Figura 2.37: Válvula de globo

Válvula de bola: Recomendable para la regulación o variación del flujo, mediante una bola taladrada corta o permite el paso mediante un giro de 90° .

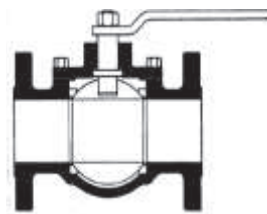


Figura 2.38: Válvula de bola

Válvula de mariposa: Se utiliza cuando se requiere un cierre o apertura total del fluido, es de $\frac{1}{4}$ de vuelta y controla la circulación por medio de un disco circular.

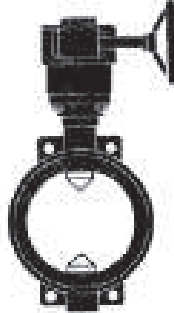


Figura 2.39: Válvula de mariposa

2.8.7 Medidor de caudal electrónico o digital

Son aparatos electrónicos de medición de caudal, de flujo másico, por lo cual se coloca en la línea con la tubería que circula el fluido a ser medido. Comúnmente se los denomina caudalímetros o medidores de flujo.

De la misma manera existen los caudalímetros analógicos, que a diferencia de un caudalímetro electrónico, es inadecuado para el control de caudales bajos. Por esta razón para instalaciones donde se requiera el control de caudales, son aconsejables los caudalímetros electrónicos o digitales.



Figura 2.40: Caudalímetro de rotor digital

Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/blue-white/caudalimetros-rotor-digitales-9059-507117.html>

2.8.8 Válvulas seguridad

Son aquellas válvulas de alivio de presión que trabajan normalmente cerradas. El funcionamiento parte de un límite de presión de trabajo del sistema que mediante un resorte interno y un pistón obturador, la válvula se abre si excede dicha presión de trabajo, y se cierra al momento de regresar al rango de presiones aceptables.

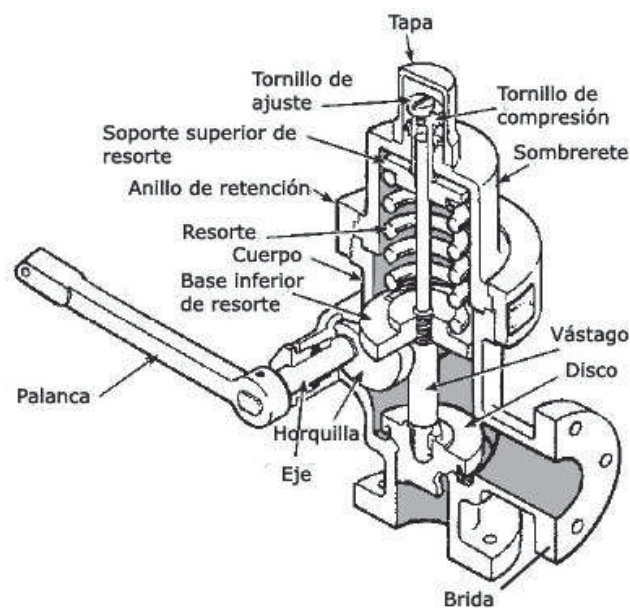


Figura 2.41: Válvula de alivio de presión

Fuente: <http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica23.htm>

2.8.9 Manómetros

Son dispositivos encargados de la medición de la presión manométrica de un fluido contenido en recipientes cerrados. La presión manométrica se expresa ya sea por encima, o bien por debajo de la presión atmosférica. Los manómetros que sirven para medir presiones inferiores a la atmosférica se llaman manómetros de vacío o vacuómetros.

Para instalaciones donde se maneja fluidos a altas temperaturas, son recomendables los manómetros con glicerina.



Figura 2.42: Manómetro con glicerina

Fuente:

http://www.elhinel.com.ar/index.php?option=com_content&view=article&id=1206&Itemid=5

16

2.8.10 Controles de nivel de líquidos

En una instalación de bombas, es recomendable la colocación de controles de nivel, que son los encargados de enviar una señal a la bomba de apagarse o encenderse en el caso de no existir el fluido de succión o descarga.



Figura 2.43: Control de nivel hermético tipo boya

Fuente: <http://ciudad-buenos-aires.all.biz/ti-hermtico-g53988>

2.8.11 Vaso de expansión

El vaso de expansión es un recipiente hermético de acero que en su interior contiene una membrana que divide en dos volúmenes. Un volumen contiene aire comprimido y el otro volumen interior a la membrana contiene agua caliente del sistema.



Figura 2.44: Vaso de expansión cerrado

Fuente: <http://www.mecalia.com/es/2/21/43/vasos-de-expansion/vasos-de-expansion-para-agua-caliente-y-fria-sanitaria>

Estos vasos de expansión son destinados para sistemas de calefacción, debido a que permite absorber los aumentos de volúmenes y por ende de presión, ocasionado por la elevación de temperatura del fluido.

CAPITULO 3

ESPECIFICACIONES GENERALES DEL SISTEMA Y OPCIONES DE DISEÑO

3.1 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA POTABLE

El sistema de calentamiento del agua se basa en el aprovechamiento de fuentes hipertermales (es decir de alta temperatura) presentes en Ecuador, que mediante dispositivos de transferencia de calor, elevan la temperatura del agua potable para su posterior consumo humano.

Este diseño se basará en el calentamiento del agua potable de un Complejo Turístico debido a su corta distancia con una fuente hipertermal, como también de una vivienda unifamiliar.

Cabe resaltar que el dispositivo de mayor importancia en este tipo de sistemas es el intercambiador de calor, ya que es el encargado de transferir la energía disponible de una fuente termal hacia el fluido de consumo humano.

Para el calentamiento del agua potable es necesario de un estudio de instalaciones de agua caliente sanitaria, en donde se tienen varios componentes que conforman el sistema para el aprovechamiento del recurso geotérmico.

3.2 COMPONENTES DEL SISTEMA DE APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA GEOTÉRMICA

En una instalación de ACS es necesario e importante el diseño y selección de componentes que conforman el sistema de aprovechamiento del recurso geotérmico, por lo cual mediante tablas de criterios ponderados se escoge los mejores componentes para la instalación:

3.2.1 Selección de la fuente hipertermal

Para la selección de la fuente hipertermal se escoge tres opciones que serán evaluadas con respecto a tres criterios: la temperatura, distancia hacia una vivienda o edificación, y las propiedades físico-químicas que incluye la dureza del fluido.

A continuación se presenta una tabla con todas las fuentes hipertermales con todos los datos físico-químicos que se encuentran en Ecuador:

Tabla 3.1: Fuentes Hipertermales del Ecuador

LOCALIDAD	PARÁMETROS FÍSICOS				CATIONES						ANIONES			
	pH	T °C	Ca ²⁺ mg/l	Mg ²⁺ mg/l	Na mg/l	K mg/l	HCO ₃ mg/l	CO ₃ ⁼ mg/l	SO ₄ ⁼ mg/l	Cl ⁻ mg/l				
Chachimbiri	7,6	55,0	88,4	58,5	867,4	161,0	409,1	148,8	33,4	1843,4				
Aguas Hediondas	5,65	51,0	80,4	63,4	146,3	40,7	0,0	0,0	702,0	118,8				
Baños (salado)	7,3	55,0	142,7	797,9	398,5	64,9	1244,0	0,0	3306,0	670,0				
Baños "Complejo Turístico Duran (El Riñón)"	7,11	71,6	65,0	78,3	575,7	57,2	657,0	0,0	233,9	858,6				
Aguas Calientes (Portovelo)	7,29	45,1	141,1	1,0	405,2	18,1	20,0	0,0	273,6	794,1				
Oyacachi	6,47	50,1	72,1	82,5	863,1	38,1	1815,6	0,0	101,1	684,9				
Termas de Papallacta 2	6,86	61,2	160,2	4,9	210,5	6,0	72,6	0,0	371,3	426,8				
El Tingo 1	6,98	43,8	24,0	126,2	336,3	25,3	1286,5	0,0	10,1	250,6				

Fuente: INAMHI, 2013

Temperatura de la fuente termal.- Es la temperatura con que se caracteriza a la fuente termal, por lo general son temperaturas constantes y únicamente por infiltraciones de lluvia varían de 1 – 2 °C su temperatura superficial.

Distancia desde la fuente termal hasta una vivienda o edificación.- Es muy importante la distancia con la que se encuentra la fuente termal hasta una vivienda, debido a que a menor distancia se tiene menos pérdida de calor, como también el costo o inversión es menor.

Dureza del fluido termal.- Es necesario saber si el fluido es duro o muy duro que representara la corrosión y calcificación del material expuesto a dicho fluido, por lo cual con un fluido muy duro, es recomendable la instalación de ablandadores de agua.

Fuente hipertermal “Baños, Complejo Turístico Duran (El Riñón)”

Es una fuente hipertermal con una temperatura entre 70 – 72 °C, es la fuente termal con mayor temperatura en todo el Ecuador. Está ubicado a 10 - 15 min de Cuenca, en la parroquia Baños.

Esta fuente termal procede de capas subterráneas ricas en minerales, se encuentra a una distancia de aproximadamente 200 m desde la fuente termal hasta un complejo turístico o vivienda.

Las características físico-químicas de la fuente hipertermal son las siguientes:

Tabla 3.2: Propiedades físico-químicas fuente termal El Riñón

Localidad	pH	T °C	CATIONES				ANIONES			
			Ca ²⁺	Mg ²⁺	Na	K	HCO ₃	CO ₃ ⁼	SO ₄ ⁼	Cl ⁻
			mg/l	mg/l	mg/l	mg/l	mg/l	mg/l	mg/l	mg/l
Baños (Comp. Duran (El Riñón))	7,11	71,6	65,0	78,3	575,7	57,2	657,0	0,0	233,9	858,6

Fuente: INAMHI, 2013

De acuerdo a la (Tabla 3.2), se puede obtener la dureza del fluido termal:

$$Dureza\ total = Ca^{+2} + Mg^{+2}$$

$$Dureza\ total = 65 \frac{mg}{l} + 78,3mg/l$$

$$Dureza\ total = 143,3 \frac{mg}{l} de CaCO_3$$

Una vez obtenido la cantidad de $CaCO_3$ contenida en el agua termal, se puede observar que tipo de dureza tiene el fluido de acuerdo a la (Tabla 2.1), para este caso se trata de un fluido SEMI-DURA.

Fuente hipertermal “Termas de Papallacta 2”

Se encuentra en la parroquia de Papallacta, a 67 km de Quito, a 3300 msnm. La riqueza hidro-termal de las aguas se debe a que Papallacta se encuentra situada entre los volcanes Cayambe y Antisana y en el interior de la Caldera de Chacana. Existen varios puntos de fuentes termales entre los cuales la temperatura varía desde 30 y 70 °C.

La fuente de interés, es la de Termas de Papallacta 2 con una temperatura que varía entre 62 – 65 °C. Son aguas sulfatadas, sódicas, cálcicas, cloruradas y ligeramente magnésicas, inodoras, incoloras, de sabor ligeramente salobre. Mejoran la motilidad intestinal, son antialérgicas, desinflamatorias, diuréticas, antirreumáticas, sedantes, etc.⁷

La fuente termal se encuentra a 150 m aproximadamente de una vivienda o edificación, y sus propiedades físico-químicas son las siguientes:

⁷ <http://www.papallacta.com.ec/balneario-papallacta/aguas-termales>

Tabla 3.3: Propiedades físico-químicas de la fuente termal Papallacta

Localidad	pH	T °C	CATIONES				ANIONES			
			Ca ²⁺	Mg ²⁺	Na	K	HCO ₃	CO ₃ ⁼	SO ₄ ⁼	Cl ⁻
			mg/l	mg/l	mg/l	mg/l	mg/l	mg/l	mg/l	mg/l
Termas de Papallacta 2	6,86	61,2	160,2	4,9	210,5	6,0	72,6	0,0	371,3	426,8

Fuente: INAMHI, 2013

De acuerdo a la tabla 3.3, se puede obtener la dureza del fluido termal:

$$Dureza\ total = Ca^{+2} + Mg^{+2}$$

$$Dureza\ total = 160,2 \frac{mg}{l} + 4,9mg/l$$

$$Dureza\ total = 165,1 \frac{mg}{l} \text{ de } CaCO_3$$

Una vez obtenido la cantidad de CaCO₃ contenida en el agua termal, se puede observar que tipo de dureza tiene el fluido de acuerdo a la (Tabla 2.1), se trata de un fluido SEMI-DURA.

Fuente hipertermal “Chachimbiro”

Está ubicado a 6 kilómetros al Sur Oeste de Tumbabiro, comprendido entre el volcán Cotacachi y el volcán Yanahurco, en el Complejo Volcánico de Chachimbiro. Las fuentes termales de Chachimbiro son de origen volcánico, el agua de Chachimbiro contiene una alta presencia de cloruros y sulfuros de hierro, magnesio, cobre, flúor, cloro, bromo, yodo, entre otros, que actúan como regulador digestivo y purgativo, estimulante del sistema cardiovascular, estimulante diurético y del sistema nervioso central. Así como también anti inflamatorio en traumatismos, neuralgias, artritis, reumatismo y para contrarrestar infecciones cutáneas y ginecológicas.

La temperatura de la fuente termal en el origen varía entre 50 – 55 °C, se estima una distancia aproximadamente de 200 m desde la fuente termal hasta una vivienda o edificación.

Sus propiedades físico-químicas son las siguientes:

Tabla 3.4: Propiedades físico-químicas de la fuente termal Chachimbiro

Localidad	pH	T °C	CATIONES				ANIONES			
			Ca ²⁺	Mg ²⁺	Na	K	HCO ₃ ⁻	CO ₃ ⁼	SO ₄ ⁼	Cl ⁻
			mg/l	mg/l	mg/l	mg/l	mg/l	mg/l	mg/l	mg/l
Chachimbiro	7,6	55,0	88,4	58,5	867,4	161,0	409,1	148,8	33,4	1843,4

Fuente: INAMHI, 2013

De acuerdo a la (Tabla 3.4), se obtiene la dureza del fluido termal:

$$Dureza\ total = Ca^{+2} + Mg^{+2}$$

$$Dureza\ total = 88,4 \frac{mg}{l} + 58,5 mg/l$$

$$Dureza\ total = 146,9 \frac{mg}{l} de CaCO_3$$

Una vez obtenido la cantidad de CaCO₃ contenida en el agua termal, se puede observar que tipo de dureza tiene el fluido de acuerdo a la (Tabla 2.1), se trata de un fluido SEMI-DURA.

Mediante tablas de criterios ponderados, se realiza la selección de la fuente hipertermal, donde se escoge la mejor opción para este proyecto:

Tabla 3.5: Alternativas y criterios de las fuentes termales

Alternativas		Criterios de Selección	
A	Baños (Comp. Duran (El Riñón))	I	Temperatura de la fuente termal
B	Papallacta 2	II	Distancia hacia una vivienda
C	Chachimbiro	III	Dureza del fluido

Elaboración: Propia

Se pondera del 1 - 10 a cada alternativa dependiendo el criterio, tomando en cuenta 1 es lo más idóneo y 10 lo mejor para ese tipo de criterio.

Tabla 3.6: Ponderación de cada alternativa

Alternativas	Criterios de selección			Ponderación de criterios	
	I	II	III		
A	9	6	7	45	I
B	8	8	7	30	II
C	7	6	7	25	III
Sumatoria	24	20	21	100	

Elaboración: Propia

Se realiza una multiplicación de matrices entre la ponderación de cada alternativa con la ponderación de cada criterio, para posterior sacar un porcentaje total:

Tabla 3.7: Cálculo del porcentaje total

Alternativas	Criterios de selección			Ponderación criterios			Porcentaje total
	I	II	III				
A	0,38	0,30	0,33	0,45	I	0,342	34,2
B	0,33	0,40	0,33	0,3	II	0,353	35,3
C	0,29	0,30	0,33	0,25	III	0,305	30,5
Sumatoria	1,00	1,00	1,00	1,00			

Elaboración: Propia

Una vez obtenido el porcentaje total, se escoge la alternativa que tenga el mayor valor de porcentaje. En este caso, se escoge como fuente termal PAPALLACTA 2.

3.2.2 Selección del intercambiador de calor

Como ya se mencionó anteriormente, existen diferentes tipos de intercambiadores de calor clasificadas desde el tipo de fluido a circular como también el área de transferencia de calor.

En este proyecto la fuente principal de calor son las fuentes termales, que se caracterizan por tener alta dureza, lo que causaría una elevada corrosión en el material de los intercambiadores como también calcificación en sus paredes.

El costo de construcción del intercambiador de calor es considerado en la selección del equipo, debido a que este proyecto se enfoca a satisfacer las

necesidades energéticas de personas de bajos recursos económicos. Por lo cual se recomienda intercambiadores de calor económicos, de fácil instalación, mantenimiento y sobre todo se requiere evitar la acumulación de impurezas en su interior.

Los intercambiadores recomendados para este tipo de fluido, son los intercambiadores de tubos concéntricos por su bajo costo e instalación, pero también existen los intercambiadores compactos que por su elevada área de transferencia de calor son pequeños como también eficientes.

Se realizara la selección de un intercambiador de calor de estos dos tipos de intercambiadores óptimos, de acuerdo a las tablas de criterios ponderados:

Tabla 3.8: Alternativas y criterios de Intercambiadores de Calor

Alternativas		Criterios de Selección	
A	Intercambiador doble tubo	I	Presión y temperatura del fluido
B	Intercambiador de placas planas	II	Costo
		III	Mantenimiento
		IV	Fácil instalación

Elaboración: Propia

Se pondera del 1 - 10 a cada alternativa dependiendo el criterio, tomando en cuenta 1 es lo más idóneo y 10 lo mejor en ese tipo de criterio.

Tabla 3.9: Ponderación de cada alternativa

Alternativas	Criterios de Selección				Ponderación criterios	
	I	II	III	IV		
A	8	9	9	8	30	I
B	7	7	8	9	40	II
					15	III
					15	IV
Sumatoria	15	16	17	17	100	

Elaboración: Propia

Se realiza una multiplicación de matrices entre la ponderación de cada alternativa con la ponderación de cada criterio, para posterior sacar un porcentaje total:

Tabla 3.10: Cálculo del porcentaje total

Alternativas	Criterios de Selección				Ponderación criterios			Porcentaje total
	I	II	III	IV				
A	0,53	0,56	0,53	0,47	0,3	I	0,535	53,5
B	0,47	0,44	0,47	0,53	0,4	II	0,465	46,5
					0,15	III		
					0,15	IV		
Sumatoria	1	1	1	1	1			

Elaboración: Propia

Entonces se escoge como tipo de intercambiador de calor: INTERCAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO.

3.2.3 Selección del material del intercambiador de calor y de la tubería de circulación del fluido

Un papel importante en el diseño del intercambiador de calor, es la selección del material de construcción del intercambiador de calor, y de la misma manera la tubería de conducción del fluido.

a. Selección del material del intercambiador de calor de tubos concéntricos

La selección del material del intercambiador de calor, cumple un papel muy importante al momento de diseñar el equipo, debido a que influirá directamente en su vida útil como también en la eficiencia de aprovechamiento de la energía geotérmica.

Por lo cual se debe estudiar detenidamente los tipos de materiales especiales y adecuados para intercambiadores de calor.

3.2.3.1 Tipos de materiales

Los materiales se pueden clasificar en cinco grupos: metales, cerámicos, polímeros, semiconductores y materiales compuestos.

Por lo general, para la construcción de intercambiadores de calor los materiales más utilizados son los metales y sus aleaciones, incluyendo el acero, aluminio, magnesio, zinc, hierro fundido, titanio, cobre y níquel, que son buenos conductores eléctricos y térmicos, tienen una resistencia mecánica relativamente alta, alta rigidez, ductilidad y resistencia al impacto. (Askeland, 1998)

Los aspectos importantes a tomar en cuenta para la selección del material del intercambiador de calor de tubos concéntricos son los siguientes:

Conductividad térmica.- La conductividad térmica es la capacidad que tiene un material para el libre paso del calor a través de su volumen, es decir con un mayor valor de conductividad térmica es mayor el paso de la energía calorífica.

Resistencia a la corrosión.- Al manejar fluidos de alta dureza, se tiene la facilidad de corrosión e incrustaciones de impurezas en el material del equipo de intercambio de calor, por lo cual es de suma importancia la selección de un material resistente a la corrosión.

Resistencia a altas temperaturas.- Una característica importante a tomar en cuenta en la selección del material es su resistencia a altas temperaturas, debido a que en una fuente termal su temperatura puede llegar hasta los 75 °C (Burbano O., Becerra P., & Pasquel S., 2011).

Facilidad de trabajo.- El material debe tener buena deformación en hojas o en tubos para su construcción como también debe ser soldable y/o de fácil instalación.

Los materiales óptimos que cumplen todas estas expectativas para construcción de intercambiadores de calor, son los siguientes:

Acero Inoxidable.- Los aceros inoxidable se seleccionan debido a su excelente resistencia a la corrosión. Todos los aceros inoxidable contienen un mínimo de 12% Cr lo que permite que se forme una delgada capa protectora de óxido de cromo al exponer el acero al oxígeno (Askeland, Ciencia e Ingeniería de los Materiales, 1998), existen diferentes tipos de aceros inoxidable, el más adecuado para intercambiadores de calor es el acero inoxidable AISI 430 que es dúctil y tiene buenas características de formabilidad, como también buena resistencia a la corrosión, tiene una conductividad térmica de $24 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ((CENDI)).

Aleación de Cobre.- Tiene una mejor resistencia a la fatiga, a la termofluencia y al desgaste, que las de aluminio y magnesio ligeras. Muchas aleaciones de cobre tienen excelente ductilidad, resistencia a la corrosión y conductividad térmica y eléctrica (Askeland, Ciencia e Ingeniería de los Materiales, 1998), tiene una excelente conductividad térmica $>330 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ hasta los $385 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$, como aproximación se escoge un promedio $357 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1}$ ⁸.

Aleación de Titanio.- El titanio tiene una excelente resistencia a la corrosión y buenas propiedades a altas temperaturas como también mecánicas, con una conductividad térmica de $21,9 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ⁹.

Mediante tablas de selección se escoge la mejor opción para la construcción del intercambiador de doble tubo, tomando como referencia todos los aspectos anteriores:

⁸http://www.wielandhaustechnik.de/commonmedia/content/media/prospekte_2/gbrohre/prospekte_1/Markenkupferrohre_Spanien_2010_08.pdf- Catálogo de productos Tubo de Cobre Sanitario.

⁹ <http://www.goodfellow.com/S/Titanio.html>

Tabla 3.11: Alternativas y criterios de materiales del intercambiador de calor

Alternativas		Criterios de Selección	
A	Acero Inoxidable AISI 430	I	Conductividad Térmica
B	Aleación de Cobre	II	Costo
C	Aleación de Titanio	III	Resistencia a la corrosión
		IV	Facilidad de trabajo
		V	Resistente a altas temperaturas
		VI	Disponibilidad en el mercado

Tabla 3.12: Ponderación de cada alternativa

Alternativas	Criterios de Selección						Ponderación Criterios	
	I	II	III	IV	V	VI		
A	6	7	10	7	9	9	35	I
B	10	8	8	9	9	9	25	II
C	6	7	10	7	9	5	20	III
							5	IV
							10	V
							5	VI
Sumatoria	22	22	28	23	27	23	100	

Tabla 3.13: Cálculo del porcentaje total

Alternativas	Criterios de Selección						Ponderación Criterios		Porcentaje Total	
	I	II	III	IV	V	VI				
A	0,273	0,32	0,357	0,3	0,33	0,39	0,35	I	0,315	31,45
B	0,455	0,36	0,286	0,39	0,33	0,39	0,25	II	0,380	37,96
C	0,273	0,32	0,357	0,3	0,33	0,22	0,2	III	0,306	30,58
							0,05	IV		
							0,1	V		
							0,05	VI		
Sumatoria	1	1	1	1	1	1	1			

Elaboración: Propia

Se escoge la alternativa de mayor porcentaje total, para este caso la mejor opción para el material de construcción del intercambiador de calor es la Aleación de Cobre.

b. Selección del material de la tubería de circulación del fluido geotermal

Como parte principal del sistema, es la circulación del fluido geotermal que va desde la fuente termal hasta el intercambiador de calor.

Por lo general, las fuentes hipertermales se encuentran alejadas de una vivienda, por esta razón el fluido debe recorrer grandes distancias hasta llegar a un intercambiador de calor para su transferencia y/o aprovechamiento de la energía.

Los aspectos que debe cumplir esta tubería son los siguientes:

Tubería con baja conductividad térmica.- Es un aspecto muy importante que se debe tomar en cuenta, debido a que se debe garantizar la temperatura original de la fuente hasta el intercambiador de calor.

Cabe resaltar que también es necesaria la colocación de aislamientos que eviten la pérdida de calor, el espesor y tipo de aislamiento se calculará en apartados posteriores.

Tubería para la circulación de fluido a una alta temperatura.- Se debe tomar en cuenta la temperatura del fluido a circular, en donde la temperatura se puede tener hasta los 75 °C.

Costo.- Es muy importante el valor económico a tomar en cuenta para la selección del tipo de material para la tubería de circulación, debido a que por lo general se tendrán grandes distancias y por ende el costo aumentara a medida que aumenta la distancia.

Facilidad de trabajo.- Como punto importante, se debe tomar en cuenta la facilidad de trabajo con el tipo de material a seleccionar, ya que la línea de circulación debe contener accesorios de control y regulación.

Resistencia a la corrosión.- Se debe tomar en cuenta que el fluido a circular es un fluido altamente corrosivo, debido a sus características geotermales, por lo cual un aspecto importante es la resistencia a la corrosión e incrustaciones de impurezas.

Mediante tablas de criterios ponderados se escoge el tipo de material más adecuado y que se pueda obtener fácilmente en el mercado:

Tabla 3.14: Alternativas y criterios de materiales de la tubería de circulación

Alternativas		Criterios de Selección	
A	Tubería de Cobre	I	Conductividad Térmica
B	Tubería de PVC	II	Costo
C	Tubería Cuatritubo	III	Resistencia a la corrosión
D	Tubería en HG	IV	Facilidad de trabajo
		V	Resistente a altas temperaturas
		VI	Disponibilidad en el mercado

Tabla 3.15: Ponderación de cada alternativa

Alternativas	Criterios de Selección						Ponderación Criterios	
	I	II	III	IV	V	VI		
A	2	5	10	8	10	8	35	I
B	8	9	8	9	7	9	20	II
C	9	8	9	9	9	9	15	III
D	5	6	2	5	8	9	10	IV
							15	V
							5	VI
Sumatoria	24	28	29	31	34	35	100	

Tabla 3.16: Cálculo del porcentaje total

Alternativas	Criterios de Selección						Ponderación Criterios			Porcentaje Total
	I	II	III	IV	V	VI				
A	0,083	0,18	0,345	0,26	0,29	0,23	0,35	I	0,198	19,80
B	0,333	0,32	0,276	0,29	0,21	0,26	0,2	II	0,295	29,51
C	0,375	0,29	0,31	0,29	0,26	0,26	0,15	III	0,317	31,65
D	0,208	0,21	0,069	0,16	0,24	0,26	0,1	IV	0,19	19,04
							0,15	V		
							0,05	VI		
Sumatoria	1	1	1	1	1	1	1			

Elaboración: Propia

Se escoge la alternativa de mayor porcentaje total, en este caso la TUBERÍA CUATRITUBO.

3.2.4 Selección de tipo de bomba

Debido a las características anteriormente mencionadas, el fluido geotermal se considera como agua semi-dura con lo cual no afectará directamente a la bomba de succión, de la misma manera se sabe que el agua de red es considerada como agua muy dura, con lo cual afectaría directamente a la bomba de succión, entonces es recomendable la instalación de ablandadores de agua que el hotel ya cuenta con dicho equipo.

Existen diferentes tipos de bombas útiles para el bombeo del fluido geotermal, las más adecuadas son las bombas centrifugas, sumergibles, y bombas de diafragma.

Los aspectos a tomar en cuenta son los siguientes:

Fluido de trabajo.- Se sabe que el fluido geotermal es una agua semi-dura por lo cual no afectaría directamente a los equipos después de un determinado tiempo que normalmente afectan a los materiales que componen a una bomba.

Costo.- El factor económico es muy importante para la selección del tipo de bomba a utilizarse, en donde el tipo de fluido juega un papel muy importante en la selección del mismo.

Resistencia a altas temperaturas.- Como ya se mencionó anteriormente, el fluido geotermal puede llegar hasta los 75 °C, por lo cual el material característico de la bomba de succión, debe resistir altas temperaturas.

Mediante tablas de selección, se escoge la mejor opción para el tipo de bomba para la succión:

Tabla 3.17: Alternativas y criterios de la bomba

Alternativas		Criterios de Selección	
A	Bomba Centrífuga	I	Fluido de trabajo
B	Bomba Axial	II	Costo
C	Bomba de diafragma	III	Resistencia a altas temperaturas

Tabla 3.18: Ponderación de cada alternativa

Alternativas	Criterios de selección			Ponderación criterios	
	I	II	III		
A	9	9	9	35	I
B	8	8	9	45	II
C	10	6	9	20	III
Sumatoria	27	23	27	100	

Tabla 3.19: Cálculo del porcentaje total

Alternativas	Criterios de selección			Ponderación criterios			Porcentaje Total
	I	II	III				
A	0,333	0,391	0,33	0,35	I	0,359	35,94
B	0,296	0,348	0,33	0,45	II	0,327	32,69
C	0,37	0,261	0,33	0,2	III	0,314	31,37
Sumatoria	1	1	1	1			

Elaboración: Propia

Se escoge la alternativa de mayor porcentaje total, en este caso se selecciona la BOMBA CENTRÍFUGA.

3.3 FUNDAMENTOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS

Para diseñar un intercambiador de calor es importante que dicho equipo satisfaga todas las condiciones requeridas como también debe ser lo más económico posible.

De acuerdo a (Cao, 1983), se debe tomar en cuenta varios factores que intervienen en el diseño de un intercambiador de calor:

Interesa hablar sobre la transferencia de calor que se produce a medida que pasa el tiempo. Por ejemplo cuando una corriente caliente cede calor a un medio que lo recibe sufrirá una disminución de su entalpía. Para tener conocimiento de la variación de energía en el proceso es necesario tomar en cuenta las entalpías que intervienen en el proceso de intercambio de calor. Por lo cual la transferencia de calor que se produce será:

$$Q_h = W_h(H_{h1} - H_{h2}) \quad [3.1]$$

Se denota W al flujo másico de un fluido, como también el subíndice h representará la parte caliente del fluido, y la c a la parte fría, debido a la notación en inglés (hot-cold), que toman referencia todos los libros.

Si este fluido sufre un enfriamiento sin cambio de fase, la diferencia de entalpía puede expresarse como:

$$H_{h1} - H_{h2} = C_h(T_1 - T_2) \quad [3.2]$$

Dónde:

C_h : calor específico (kJ/kgK)

Entonces la transferencia de calor que se realiza en un proceso de intercambio de calor queda determinada como:

$$Q = W_h C_h (T_1 - T_2) \quad [3.3]$$

Si el fluido es vapor puro saturado, al ceder calor sufrirá un cambio de fase o condensación isotérmica:

$$H_{h1} - H_{h2} = \lambda_h \quad [3.4]$$

Entonces la transferencia de calor que se realiza en este proceso se lo puede representar como:

$$Q = W_h * \lambda_h \quad [3.5]$$

Si se tiene un fluido que se calienta sin cambio de fase, la energía ganada por el otro fluido se lo puede representar como:

$$Q_c = W_c C_c (t_1 - t_2) \quad [3.6]$$

Si el fluido sufre una evaporación isotérmica, entonces se lo representa como:

$$Q = W_c * \lambda_c \quad [3.7]$$

Cabe recalcar que en un proceso de intercambio de calor, el calor cedido por un fluido es el mismo que recibe el otro fluido, por lo cual se puede decir que:

$$Q_c = Q_h$$

$$W_c C_c (t_2 - t_1) = W_h C_h (T_1 - T_2) \quad [3.8]$$

En todo diseño de intercambiadores de calor se debe tomar en cuenta estas dos ecuaciones para establecer si el área del equipo es suficiente para cumplir con el objetivo deseado.

Se tiene una tercera ecuación que es necesaria para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor U, tomando en cuenta todos los coeficientes peliculares necesarios para el cálculo de dicho coeficiente, en este punto se encuentra centrado casi toda la ciencia y el arte del diseño.

3.3.1 Área de transferencia y coeficiente de transferencia de calor

Parámetros importantes:

- a) Debe existir una diferencia de temperatura entre los dos fluidos ΔT .

A mayor diferencia de temperatura, mayor será la velocidad de transmisión de calor.

- b) Ambos fluidos deben estar separados por una superficie a través de la cual pueda transferirse el calor, dicha área se la conoce como área de transferencia de calor A.

A mayor área de transferencia de calor, mayor será la cantidad de calor que puede transferirse por unidad de tiempo.

$$Q = UA\Delta T \quad [1.8]$$

Dónde:

U : coeficiente global de transferencia de calor

A : área de contacto entre los dos fluidos

ΔT : diferencia de temperatura entre los dos fluidos

Esta ecuación se la conoce como la ecuación cinética de transferencia de calor, permite calcular el área necesaria del equipo que se necesita para lograr la transferencia de calor Q entre los dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas.

3.3.2 Coeficiente global de transferencia de calor U

La parte esencial del diseño radica en el dimensionamiento del coeficiente global de transferencia de calor U , ya que modifica las características de diseño.

Este coeficiente se define en términos de la resistencia térmica total de la transferencia de calor entre dos fluidos, por lo cual se debe tomar en cuenta las resistencias presentes en: conducción y convección que se produce entre los dos fluidos que se encuentran separados por una pared sólida, ya sea plana, cilíndrica o esférica.

Como objetivo primordial del diseño es obtener un mayor valor posible del coeficiente U .

3.3.3 Coeficiente de transmisión de calor en función de los coeficientes peliculares

Los coeficientes peliculares se puede encontrar mediante la naturaleza de transmisión de calor que se produce entre los dos fluidos que se encuentran separados por una pared sólida, ya sea de un cilindro, pared plana o esfera.

A continuación se analiza cómo se produce la transmisión de calor en un cilindro que separa a dos fluidos caliente y frío, en donde el fluido caliente circula por el interior del cilindro y el fluido frío por el exterior del mismo.

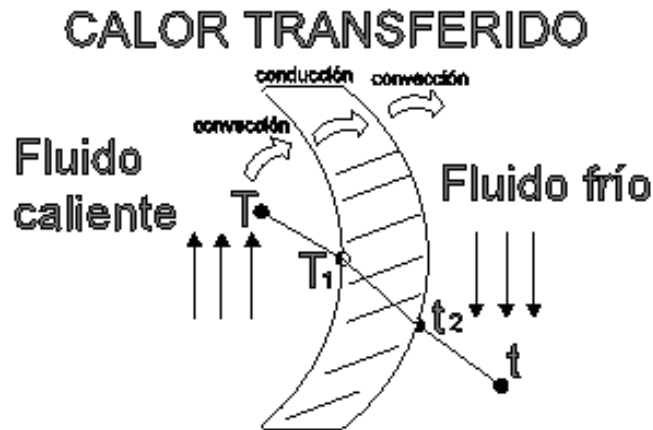


Figura 3.1: Transferencia de calor entre dos fluidos

Los coeficientes peliculares se puede encontrar mediante: la *convección* que se produce entre el fluido caliente y la superficie interior del cilindro, en donde el calor transferido es:

$$Q = h_i A_i (T - T_1) \quad [3.9]$$

La *conducción* que se produce al desplazarse el calor transferido por la pared solida del cilindro, se la representa como:

$$Q = \frac{2\pi k L (T_1 - t_2)}{\ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right)} \quad [3.10]$$

Y por último para transferir el calor de la superficie exterior del cilindro hasta el fluido frío se produce mediante convección:

$$Q = h_o A_o (t_2 - t) \quad [3.11]$$

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor U , es necesario analizar todas las resistencias presentes en la transferencia de calor, estas resistencias las llamaremos como coeficientes peliculares.

3.3.4 Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor U

Como se mencionó anteriormente, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared del cilindro por conducción, y por último, de la pared exterior del cilindro hacia el fluido frío por convección. La radiación por cualquier efecto, suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

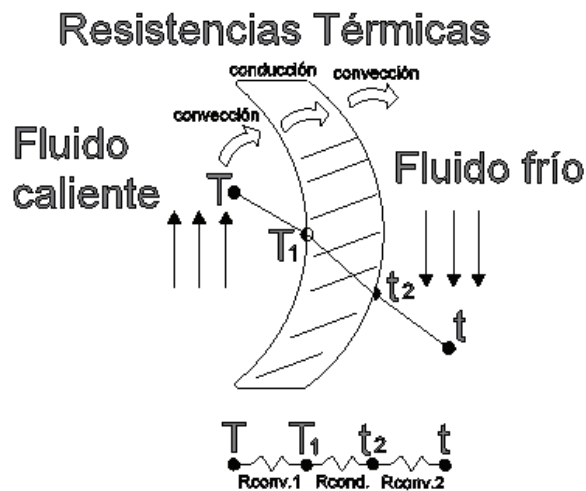


Figura 3.2: Coeficientes peliculares

En donde, la resistencia térmica por *convección* interna y externa se lo representa como:

$$R_{conv.1} = \frac{1}{h_i A_i} \quad [3.12]$$

$$R_{conv.2} = \frac{1}{h_o A_o} \quad [3.13]$$

Resistencia térmica por *conducción* se lo representa:

$$R_{cond.} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} \quad [3.14]$$

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, se necesita la suma de todas las resistencias térmicas involucradas en el proceso de transferencia de calor.

Por la cual queda representado como:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad [3.15]$$

Se debe tomar en cuenta que tales resultados se aplica a superficies limpias sin suciedades, pero durante la operación normal de un intercambiador de calor a menudo las superficies están sujetas a la obstrucción por impurezas, formación de moho, u otras reacciones que se produce entre el fluido y el material de la pared. Por lo cual se debe tomar en cuenta el factor de ensuciamiento R_f , que depende de la temperatura de operación, velocidad del fluido, y tiempo de servicio del intercambiador de calor.

3.3.5 Resistencia de ensuciamiento R_f

Un equipo después de operar durante un determinado tiempo, puede ocasionar daños en el interior y exterior de la superficie de transferencia de calor que divide los dos fluidos de trabajo, dependiendo del tipo del fluido que se trabaje, incrustaciones, basuras, moho, etc. Debido a esta situación, y evitando este fenómeno, se debe diseñar los equipos anticipando el depósito de basuras o incrustaciones, debido a que el calor se transfiere por conducción.



Figura 3.3: Factor de ensuciamiento

Donde R_{fi} y R_{fo} son las resistencias que se debe agregar debido a dichas incrustaciones o suciedades que se forman después de un tiempo de operación.

3.3.6 Resistencia de ensuciamiento combinada

Se la conoce a la resistencia de ensuciamiento combinada a la suma de las resistencias que se produce al interior y exterior de la pared sólida que separa los dos fluidos de trabajo.

$$R_f = R_{fi} + R_{fo} \quad [3.16]$$

Por lo cual si esta resistencia de ensuciamiento combinada es elevada, la cantidad de calor que se pueda transmitir será menor.

Entonces es importante saber todas las propiedades físicas-químicas de los fluidos de trabajo, que ayudará para el dimensionamiento del equipo como también el tipo de material.

Los valores de estas resistencias pueden estimarse de acuerdo a la experiencia y conocimiento que se tenga de los fluidos de trabajo que opera nuestro equipo, o en su defecto se puede recurrir a tablas.

Tabla 3.20: Factores de ensuciamiento representativos

Fluido	Rf" (m ² W/K)
Agua de mar y agua tratada para alimentación de una caldera (por debajo de 50 °C)	0.0001
Agua de mar y agua tratada para alimentación de una caldera (por arriba de 50 °C)	0.0002
Agua de río (por debajo de 50 °C)	0.0002 - 0.001
Aceite de motor	0.0009
Líquidos refrigerantes	0.0002
Vapor (no aceitoso)	0.0001

Fuente: (Incropera P. & DeWitt P., 1999)

3.3.7 Diferencia media de temperaturas entre dos fluidos

Para obtener esta diferencia media de temperaturas, es importante conocer el valor de las cuatro temperaturas de entrada y salida de los fluidos de trabajo.

Para establecer claramente este concepto se toma en cuenta un ejemplo:

Se supone que se necesita calentar agua de una vivienda que tiene como temperatura inicial t_1 a una temperatura t_2 , con un caudal W_c necesario para el consumo de dicha vivienda.

Para ello se emplea otro fluido de una temperatura elevada T_1 que se reducirá a una temperatura T_2 , con un caudal W_h necesario para cumplir el objetivo.

Estas magnitudes se las puede relacionar mediante el balance térmico de acuerdo a la ecuación [3.8]:

$$Q = W_h C_h (T_1 - T_2) = W_c C_c (t_2 - t_1)$$

Para lograr este intercambio de calor, se debe disponer de un dispositivo que permita la entrada del fluido caliente con un caudal W_h , y la entrada de un fluido frío con un caudal W_c , para conseguir las temperaturas finales deseadas T_2 y t_2 .

Este dispositivo se lo puede diseñar de varias maneras. A continuación se pone énfasis en el diseño del intercambiador de doble tubo debido a que es el más sencillo para diseñar.

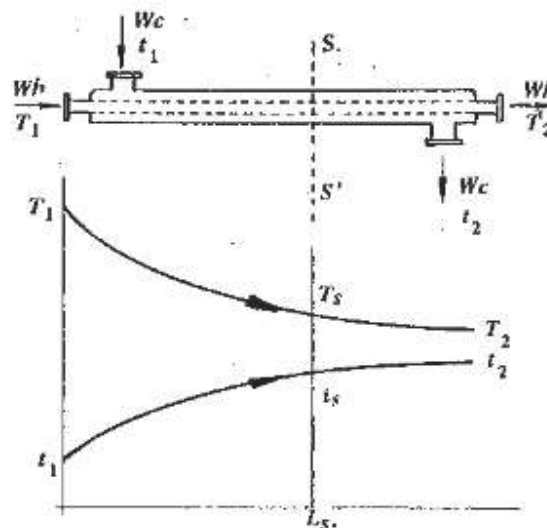


Figura 3.4: Intercambiador de tubos concéntricos

Fuente: (Cao, 1983)

Uno de los fluidos circula por el interior del tubo interno, y el otro fluido circula por el espacio anular comprendido entre los dos tubos.

Entonces, a medida que ambos fluidos recorren por el intercambiador de calor que se encuentran separados por la pared del tubo interno, intercambian calor entre si a través de la misma.

En este tipo de intercambio de calor, ambos fluidos varían su temperatura hasta llegar a las temperaturas de salida T_2 y t_2 como se muestra en la figura 3.8.

Se puede notar que la diferencia de temperatura es variable a lo largo del equipo, y presenta un máximo ΔT a la entrada y un mínimo ΔT a la salida.

“Esto significa que el calor transferido por unidad de área es variable a lo largo del equipo, o la densidad de flujo de calor no es uniforme en toda el área de transferencia.” (Cao, 1983)

Si se analiza la sección $S - S'$, ubicada a una distancia L_s del extremo de entrada de acuerdo a la (Figura 3.4), las temperaturas que se tienen son T_s y t_s , se escoge un diferencial de longitud del intercambiador d_x , dicho elemento de longitud está asociada un área de transferencia de calor d_A que es:

$$d_A = \pi D_o d_x \quad [3.17]$$

Dónde:

D_o : diámetro externo del tubo interno, debido a que la notación en un tubo siempre se escogerá la superficie externa.

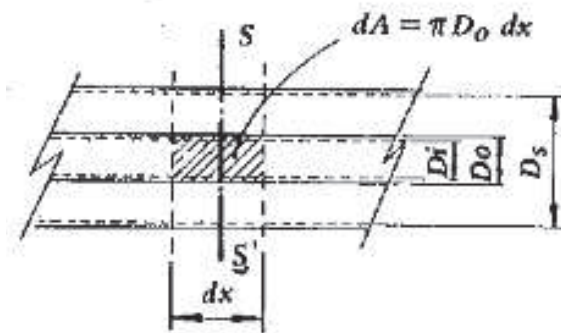


Figura 3.5: Sección de un intercambiador de doble tubo

Fuente: (Cao, 1983)

Entonces el diferencial de calor transferido será:

$$d_Q = U d_A (T - t) \quad [3.18]$$

Remplazando la ecuación [3.17] en [3.18], se obtiene:

$$d_Q = U \pi D_o dx (T - t) \quad [3.19]$$

$$\frac{d_Q}{dx} = \pi D_o (T - t) \quad [3.20]$$

Se puede notar que el intercambio de calor por unidad de longitud disminuye al reducirse la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos ($T - t$).

Para diseñar intercambiadores de calor, interesa obtener formulas integrales que permitan calcular la cantidad de calor intercambiada a través de toda la longitud del tubo.

Es decir una ecuación del tipo:

$$Q = UA \Delta T_m \quad [3.21]$$

Dónde:

Q : Calor total intercambiado en el equipo

$A = \pi D_o L$: área total del equipo

U : coeficiente global de intercambio de calor, se debe tomar en cuenta que si suponemos que las propiedades físicas de los fluidos son constantes, geometría constante, velocidad constante, dicho coeficiente también será constante en todo el equipo.

ΔT_m : diferencia media de temperaturas.

3.3.8 Disposición en contracorriente o en corrientes paralelas

En un intercambiador de calor de doble tubo, existen dos maneras de realizar la circulación de los fluidos las cuales son:

- a) Corrientes paralelas
- b) Contracorriente

Corrientes paralelas.- Ambos fluidos ingresan al equipo por el mismo extremo, y recorren el intercambiador en el mismo sentido. De este modo, la diferencia de temperaturas es máxima a la entrada y se va reduciendo a medida que recorre el equipo hacia la salida.

Contracorriente.- Cada corriente recorre el equipo en sentido contrario. En este tipo de arreglo de flujo la diferencia de temperaturas será relativamente igual a lo largo del equipo.

Para el mayor entendimiento de este tipo de arreglos, se debe representar mediante diagramas térmicos de un intercambiador de calor.

Uno de estos diagramas térmicos consiste en graficar las temperaturas de los fluidos en función de la posición.

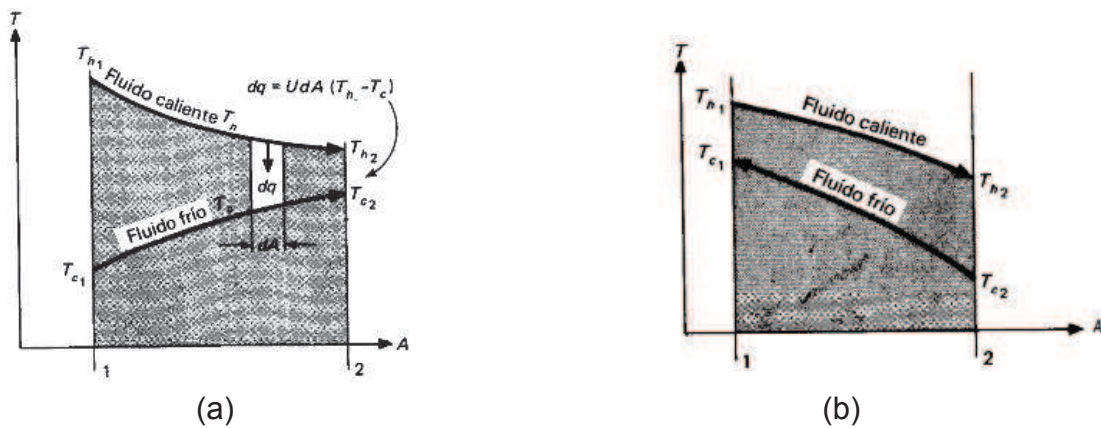


Figura 3.6: (a) Perfil de temperatura flujo paralelo, (b) Perfil de temperatura contraflujo

Fuente: (Holman, 1999)

3.3.9 Diferencia media logarítmica de temperaturas

Para obtener esta diferencia logarítmica, se analiza con los diferentes tipos de arreglos de flujo, ya que dependerá de estos tipos de arreglos la diferencia de temperatura.

En un intercambiador de calor en contracorriente:

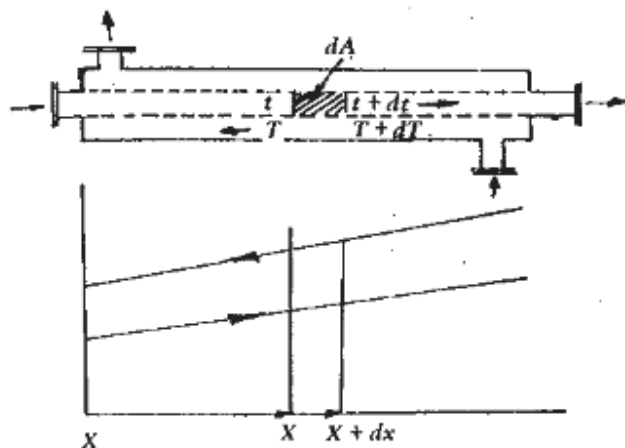


Figura 3.7: Disposición del fluido en contraflujo

Fuente: (Cao, 1983)

Se puede notar que en la sección de coordenada x , la temperatura del fluido caliente es T , y la del fluido frío es t .

En la sección de coordenadas $x + d_x$, la temperatura del fluido caliente es $T + d_T$ y del fluido frío $t + d_t$, en este caso, ambos diferenciales son positivos puesto que las temperaturas crecen con la coordenada x .

Mediante el balance térmico:

$$d_Q = W_h C_h d_T = W_c C_c d_t \quad [3.22]$$

Podemos obtener:

$$\frac{d_Q}{W_h C_h} = d_T \quad [3.23]$$

Y mediante la ecuación global de transferencia de calor diferencial:

$$d_Q = U d_A (T - t) = U \pi D_o d_x (T - t) \quad [3.24]$$

Se obtiene:

$$\frac{d_Q}{W_c C_c} = d_t \quad [3.25]$$

$$\frac{d_Q}{U \pi D_o d_x} = (T - t) \quad [3.26]$$

Si se resta estas dos ecuaciones diferenciales [3.23] y [3.25], resultaría:

$$d_Q \left(\frac{1}{W_h C_h} - \frac{1}{W_c C_c} \right) = d(T - t) \quad [3.27]$$

Esta expresión se divide para la ecuación [3.26], que resulta:

$$\pi D_o d_x U \left(\frac{1}{W_h C_h} - \frac{1}{W_c C_c} \right) = \frac{d(T-t)}{(T-t)} \quad [3.28]$$

Para $x = 0$ $T - t = T_2 - t_1 = \Delta T_1$

Para $x = L$ $T - t = T_1 - t_2 = \Delta T_2$

Se reemplaza, y se obtiene:

$$\pi D_o U \left(\frac{1}{W_h C_h} - \frac{1}{W_c C_c} \right) \int_0^L dx = \int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{d(T-t)}{(T-t)}$$

$$\pi D_o L U \left(\frac{1}{W_h C_h} - \frac{1}{W_c C_c} \right) = \ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \quad [3.29]$$

El calor total intercambiado en el equipo se puede expresar de acuerdo a la ecuación [3.8]:

$$Q = W_h C_h (T_1 - T_2) = W_c C_c (t_2 - t_1)$$

Despejando se puede obtener:

$$\frac{1}{W_h C_h} = \frac{T_1 - T_2}{Q} \quad [3.30]$$

Y de la misma manera:

$$\frac{1}{W_c C_c} = \frac{t_2 - t_1}{Q} \quad [3.31]$$

Reemplazando estas expresiones [3.30] y [3.31] en la expresión [3.29], se tiene:

$$\frac{\pi D_o L U}{Q} (T_1 - T_2 - t_2 + t_1) = \ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \quad [3.32]$$

Y de esta expresión se despeja el calor total cedido Q , que será:

$$Q = \pi D_o L U \left[\frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \right] \quad [3.33]$$

Donde, los términos entre los corchetes es la diferencia media logarítmica de temperaturas entre los dos fluidos.

Si se compara con la ecuación [3.33] con la ecuación [3.21], se puede notar que la diferencia media de temperaturas que debe utilizarse es la diferencia media logarítmica de temperaturas DMLT, que es la requerida para que se pueda

relacionar el área total del equipo como también para obtener el calor total de transferencia de calor.

La ecuación [3.33], se ha demostrado para el arreglo del fluido en contracorriente, pero también es válida para el arreglo de flujo en corrientes paralelas, la única diferencia se notará en la diferencia de temperatura de entrada y salida.

$$DMLT = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}} \quad [3.34]$$

Cabe resaltar que el DMLT se puede utilizar en cualquier equipo de intercambio de calor, siempre y cuando se cumplan todas las características tomadas:

- Coeficiente de transferencia U constante
- Capacidades caloríficas constantes

3.3.10 Análisis del intercambiador de calor: método de eficiencia-NUT

Es necesario conocer las temperaturas de salida como también la eficiencia del intercambiador de calor.

Mediante el método de eficiencia-NUT, se puede obtener las temperaturas de salida del intercambiador de calor diseñado y por ende tomar otros criterios de diseño en el caso de no cumplir con las expectativas deseadas.

El objetivo del diseño, es obtener una elevada eficiencia ε , que se lo obtiene mediante esta expresión:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} \quad [3.35]$$

Dónde:

q : transferencia de calor obtenido.

$q_{m\acute{a}x}$: transferencia de calor máxima posible.

Para definir la eficiencia de un intercambiador de calor, se debe determinar primero la transferencia de calor máxima posible, $q_{m\acute{a}x}$, para el intercambiador.

Donde C_{min} , es la capacitancia térmica menor de C_h o C_c .

Para cualquier intercambiador de calor se puede mostrar que:

$$\varepsilon = f\left(NUT, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)$$

El número de unidades de transferencia (NUT) es un parámetro adimensional que es utilizado para el análisis del intercambiador de calor y se expresa como:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad [3.36]$$

Si se obtiene los valores del coeficiente global de transferencia de calor, el área y la capacitancia mínima, mediante la (Figura 3.8), se puede obtener la eficiencia del intercambiador de calor de doble tubo, conociendo el Cr y el NUT.

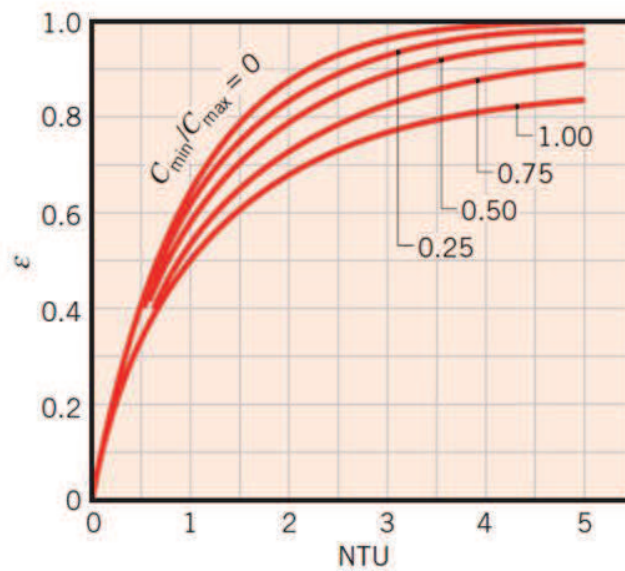


Figura 3.8: Eficiencia de un intercambiador de calor de contraflujo

Fuente: (Incropera P. & DeWitt P., 1999)

Una vez obtenido la eficiencia del intercambiador de calor, se logra obtener la transferencia de calor obtenido de acuerdo a la siguiente igualdad:

$$q = \varepsilon q_{m\acute{a}x} \quad [3.37]$$

Posteriormente mediante los balances globales de energía, se puede obtener las temperaturas de salida del intercambiador de calor.

$$T_{ho} = T_{hi} - \frac{q}{W_h c p_h} \quad [3.38]$$

$$T_{co} = T_{ci} - \frac{q}{W_c c p_c} \quad [3.39]$$

3.3.11 Pérdida de carga en un intercambiador de calor

Es importante predecir cuál será la pérdida de carga que sufre cada fluido al atravesar el intercambiador.

Dicha caída de presión se puede calcular empleando un factor de fricción que se obtiene a partir del número de Reynolds.

a) Cálculo de pérdida de presión del tubo interior

La fórmula que normalmente se utiliza para el cálculo de la caída de presión en una tubería (Cao, 1983) es:

$$\Delta P = 4f \frac{L}{D_i} \rho \frac{v^2}{2} \quad [3.40]$$

Esta ecuación es válida para fluidos isotérmicos, como también se la puede corregir con un factor $(\mu/\mu_w)^a$, donde $a = -0,14$ para régimen turbulento y $-0,25$ para régimen laminar. (Cao, 1983)

El factor de fricción f , se lo puede obtener mediante graficas en función del número de Reynolds, como también se puede utilizar las siguientes expresiones analíticas:

Régimen laminar $R_e < 2300$

Se obtiene de la ecuación de Hagen Poiseville:

$$f = 16/R_e \quad [3.41]$$

Régimen turbulento $R_e > 2300$

En este régimen, el factor de fricción f , depende de la rugosidad del material. Sin embargo existen correlaciones válidas: (Cao, 1983)

Para tubos lisos:

$$f = 0,0014 + 0,125/R_e^{0,32} \quad [3.42]$$

Para tubos de acero comercial:

$$f = 0,0035 + 0,264/R_e^{0,42} \quad [3.43]$$

3.3.12 Cálculo para el fluido del ánulo

Para este cálculo son válidas todas las expresiones anteriores, pero se debe utilizar el diámetro equivalente correspondiente al ánulo.

De la misma manera como se mencionó anteriormente, el diámetro equivalente es igual a:

$$D_{eq} = 4 * \frac{\text{Área}}{\text{Perímetro}} \quad [3.44]$$

Pero en este caso, el perímetro de transferencia debe tomarse el perímetro de fricción, es decir la superficie interna del tubo externo, sumado la superficie externa del tubo interno, entonces el diámetro equivalente resulta:

$$D'_{eq} = 4 * \frac{\pi(D_s^2 - D_o^2)/4}{\pi(D_s - D_o)} = D_s - D_o \quad [3.45]$$

3.3.13 Proceso de diseño de un intercambiador de calor

Se debe diseñar un equipo que satisfaga todas las condiciones requeridas por el usuario, como también debe ser lo más económico posible (Cao, 1983).

A continuación se detalla el proceso de diseño:

a) Especificaciones sobre la performance térmica:

Todas las variables térmicas que intervienen en el diseño de un intercambiador de calor, se relacionan en la ecuación de balance térmico:

$$Q = W_c C_c (t_1 - t_2)$$

$$Q = W_h C_h (T_1 - T_2)$$

Se puede notar que las variables que intervienen en este sistema son siete: caudales, temperaturas y energía de calor transferido ($W_h, W_c, T_1, T_2, t_1, t_2$ y Q).

Entonces, para poder definir este sistema, es necesario tener los datos de cinco variables para que las otras dos calcularlas mediante las formulas [3.3] y [3.6].

En el caso de que no se tenga definidas las cinco variables necesarias, será necesario adoptar dichas variables.

b) Especificaciones sobre la pérdida de carga de las corrientes:

Como se explicó anteriormente, para aumentar el coeficiente de transferencia de calor, es necesario aumentar la velocidad del fluido, por lo cual para obtener una mayor velocidad, se debería reducir el diámetro de la tubería y de gran longitud, a diferencia de otro tubo de mayor diámetro y menor longitud pero con la misma transferencia de calor.

Pero se debe tomar en cuenta que dicho aumento de velocidad del fluido, aumentará la pérdida de carga del fluido.

Se puede fijar el valor de la pérdida de carga del fluido ΔP , para posterior especificar y/o escoger las bombas necesarias para vencer este ΔP . En este caso,

se debe comparar el costo del intercambiador frente a la potencia de bombeo, y así obtener la solución más económica posible.

c) Coeficiente de Ensuciamiento:

En ciertos casos, el diseñador podrá sugerir valores de resistencia de ensuciamiento al comprador, que podrá aceptar o no dicho valor dependiendo la tecnología del proceso, ya que este valor no le corresponde al diseñador.

d) Limitaciones Geométricas:

Se debe tomar en cuenta que existen restricciones mecánicas o de espacio, puede ser: largo máximo, altura, posición horizontal/vertical, posición relativa de las conexiones, etc.

Por lo cual el diseñador deberá tener presente dichos parámetros debido a que está en libertad de escoger la mejor opción del equipo y cumplir el requerimiento del caso.

CAPÍTULO 4

DISEÑO DE DETALLE DEL SISTEMA SELECCIONADO

El sistema de calentamiento del agua potable se basa al aprovechamiento directo de la energía geotérmica (fuentes termales), que mediante bombas de succión encargados de circular el fluido termal y agua potable, enviar hacia un dispositivo de intercambio de calor, y mediante la transferencia de calor elevar la temperatura del agua potable instantáneamente.

El fluido termal a la salida del intercambiador de calor se puede reinyectar nuevamente a la fuente termal de ser posible o se puede almacenar en tanques para uso medicinal.

4.1 ESQUEMAS DE PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA MEDIANTE LA ENERGÍA GEOTÉRMICA

Una de las principales ventajas de la energía geotérmica es el calentamiento constante del fluido ya que no varía la temperatura del fluido geotérmico a medida que pasa el tiempo, por esa razón se puede optar con diferentes esquemas para el calentamiento del agua.

Existen diferentes esquemas para el calentamiento del agua potable, entre los cuales se tiene:

4.1.1 Producción de agua caliente instantánea

Este tipo de esquema es utilizado para sistemas de baja demanda de agua caliente debido a que no es necesario de una elevada potencia y de la misma manera la temperatura de salida no debe sobrepasar los 40 °C, de esa manera se asegura 38 – 40 °C en el último punto y así evitar quemaduras a los usuarios, entonces se diseña el intercambiador de calor de acuerdo a la demanda máxima de la vivienda (Refrigeración, 2010).

4.1.2 Producción de agua caliente con acumulación

En caso de que la potencia necesaria sea elevada, para reducir dicha potencia se utilizan tanques de acumulación o almacenamiento que mantienen agua caliente hasta el momento del uso, de esa manera la demanda máxima se utiliza el agua acumulada.

Estos sistemas con acumulación también se los puede clasificar dependiendo del volumen de acumulación de agua caliente, es decir se puede obtener tanques con capacidad total de la demanda máxima, o también un volumen menor que cubran una parte de la demanda máxima de agua caliente, requiriendo del apoyo de la producción instantánea para cubrir la demanda máxima (Refrigeración, 2010).

Como condición necesaria de funcionamiento es el de acumular o almacenar agua caliente 55 a 60 °C que depende de la distancia del último punto en donde se asegura 45 – 50 °C (Refrigeración, 2010).

Para el caso de la vivienda unifamiliar, se escoge el esquema de producción instantánea debido a que no es necesario de acumulación de agua caliente.

Como se mencionó anteriormente este diseño de basa a la producción de agua caliente instantánea, por lo cual se toma a consideración la demanda máxima de agua caliente y de esa manera elevar la temperatura del agua potable al mismo tiempo que se demanda sin necesidad de almacenamiento de agua caliente.

4.2 TIPO DE ESQUEMA PARA LA VIVIENDA UNIFAMILIAR

El diseño de suministro de agua caliente para una vivienda unifamiliar se produce mediante el calentamiento instantáneo del agua potable en un intercambiador de calor, el cual se tiene como fluido de trabajo la fuente termal en el circuito primario, y agua potable en el circuito secundario. De acuerdo a la (Figura 4.1) se muestra un esquema del sistema de calentamiento del agua potable mediante la energía geotérmica como uso directo.

El sistema parte de la fuente energética (fuente hipertermal de alta temperatura) que circula mediante tubería “Cuatritubo” por gravedad hacia la vivienda, tomando

como ventaja que la fuente hipertermal se encuentra a mayor altura respecto a la vivienda. Debido al desconocido caudal a obtenerse de la fuente termal, es necesario de una válvula de globo que permita o no la circulación del fluido geotérmico.

Se sabe que la fuente termal se encuentra alejado 100 m de la vivienda, y una vez que el fluido geotérmico recorra toda esa distancia ingresa al intercambiador de calor de tubos concéntricos, previamente se dispone de otra válvula de globo que permitirá regular el caudal deseado a la entrada del intercambiador de calor, este fluido geotérmico al salir del intercambiador de calor se puede almacenar en tanques para uso medicinal ya que está diseñado a obtener una temperatura mayor a los 36°C.

Por otro lado, se tiene el circuito secundario que parte del agua de red que se encuentra a una baja temperatura e ingresa al intercambiador de calor previamente con una válvula de globo para regular el caudal de entrada, el agua de red potable al salir del intercambiador de calor circula directamente a los aparatos de consumo de agua caliente como son los lavabos y la ducha. Cabe mencionar que es necesario de termómetros y manómetros para el control y análisis del intercambiador de calor, por esta razón se coloca un manómetro y termómetro a la entrada y salida del mismo circuito, para este caso se coloca en el circuito secundario.

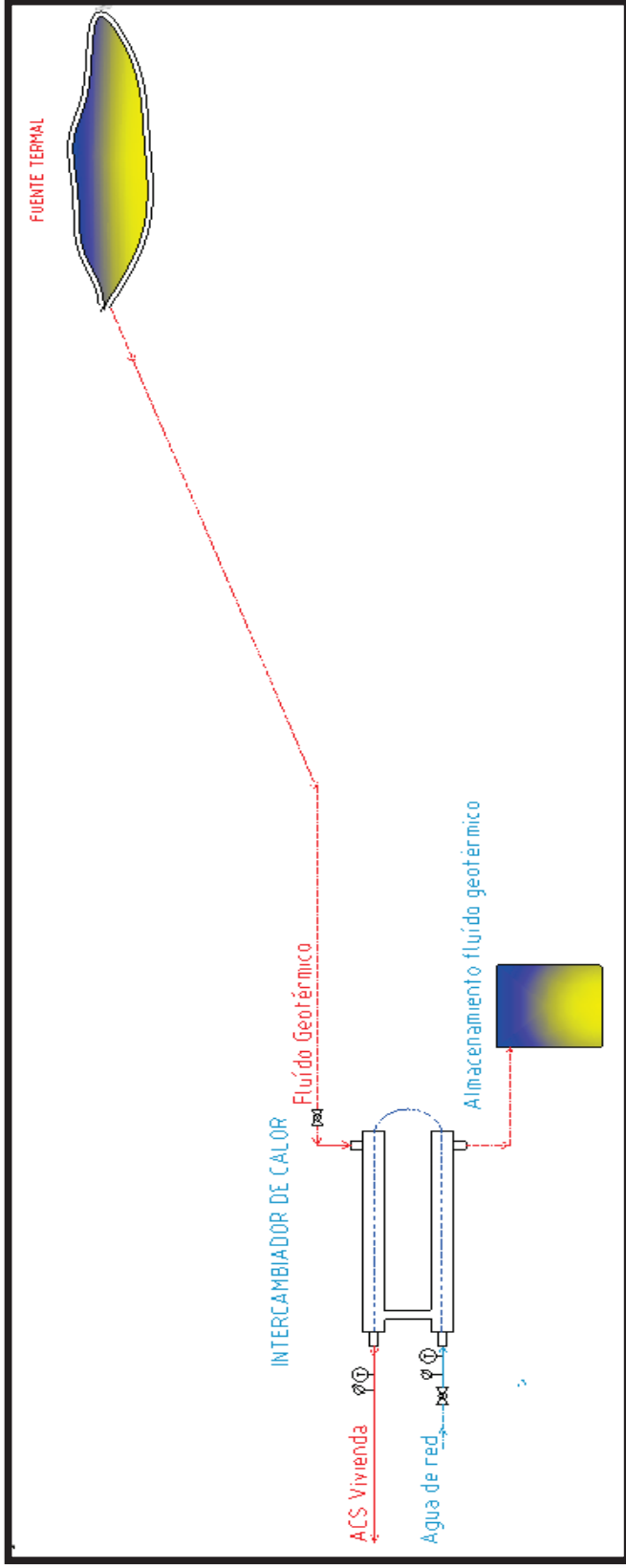


Figura 4.1: Esquema de calentamiento para una vivienda unifamiliar

4.3 CÁLCULO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL AGUA POTABLE DE UNA VIVIENDA UNIFAMILIAR

Para el diseño de detalle del sistema de calentamiento se debe seguir una serie de pasos que a continuación se detalla:

4.3.1 Cálculo de la demanda de agua caliente sanitaria para una vivienda unifamiliar

Para poder determinar la demanda de agua caliente sanitaria (ACS) que tiene una vivienda unifamiliar, se toma en cuenta el número de aparatos que necesitan de agua caliente como puede ser duchas, lavabos, fregaderos, etc.

Para el cálculo de los consumos instantáneos se basa a tablas normalizadas, y mediante el siguiente procedimiento, obtener el caudal instantáneo:

Como primer paso es determinar el aparato de mayor consumo a una temperatura de 40 °C de acuerdo a la (Tabla 4.1), que será considerada como la máxima demanda, posterior sumar las demandas restantes multiplicadas por un factor de simultaneidad K (Bosch, 2006) .

K= 0,1 Confort reducido

K=0,25 Confort medio

K= 0,5 Confort elevado

Tabla 4.1: Consumos instantáneos de ACS

VIVIENDAS	Consumo (l/min)	Temperatura uso (°C)	Consumo a 40 °C (l/min)	HOTELES Y RESTAURANTES (4 ó 3 estrellas + 20%)	Consumo (l/min)	Temperatura uso (°C)	Consumo a 40 °C (l/min)
Fregadero 2 pilas	8	45	9.3	Hidromasaje	13	45	15.2
Fregadero 1 pila	4	45	4.7	Pilas enjuagar	10	50	13.3
Lavamanos	1	35	0.83	Lavamanos	7	35	5.8
Lavabo	3,6	35	3	Lavabo	10	40	10
Bañera	10	40	10	Bañera	11,6	38	10.8
Ducha	7,5	40	7.5	Ducha	9,2	35	7.7
Bidé	2,5	38	2.3	Bidé	2,5	35	2

Fuente: (Bosch, 2006)

En una vivienda unifamiliar se considera que tenga una ducha y dos lavabos como también se considera un confort reducido.

Según la (Tabla 4.1), el aparato de mayor consumo de ACS es la ducha con un consumo de 10 L/min a 40 °C.

A continuación a este valor se suma las demás demandas multiplicadas por el coeficiente K de confort, que para este caso es de confort reducido e igual a 0,1.

$$Q_{inst.} = Q_{max.} + K(Q_{inst.1} + Q_{inst.2}) \quad [4.1]$$

$$Q_{inst.} = 10 \frac{L}{min} + 0,1(3 + 3) \frac{l}{min} = 10,6 L/min$$

Si a este valor se lo multiplica por densidad del agua a una temperatura de 40 °C, se obtiene el flujo másico:

$$W_c = Q_{inst.} * \rho \quad [4.2]$$

$$W_c = 10,6 \frac{L}{min} * 987,6 \frac{kg}{m^3} * \frac{1m^3}{1000 L} * \frac{1min}{60 s} = 0,174 kg/s$$

Para obtener la energía necesaria para entregar agua caliente por un día, se debe conocer la masa de agua caliente máxima necesaria en un día, por lo cual es necesario tomar en cuenta el tiempo máximo diario de consumo de agua caliente, se asume que el tiempo de utilización de la ducha en una vivienda unifamiliar que

viven cuatro personas es aproximadamente 5 min por persona, y para el lavado se asume 10 min en el día y 10 min en la tarde, dando un total de 40 min diarios de consumo de agua caliente.

$$mc = W_c * t \quad [4.3]$$

$$mc = 0,174 \frac{kg}{s} * 40 \text{ min} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = 417,6 \text{ kg al día}$$

Una vez obtenido la masa de agua máxima necesaria en un día, se puede obtener la energía requerida en un día para elevar el agua de 8 °C considerada la temperatura del agua red más baja en la zona, hasta los 40 °C:

$$E = mc * Cp * \Delta T \quad [4.4]$$

$$E = 417,6 \text{ kg} * \frac{4,178 \text{ kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} * 32 \text{ K}$$

$$E = 55 831,45 \text{ kJ}$$

Si se supone la temperatura de red constante y un consumo continuo de agua caliente a lo largo del tiempo, se puede obtener la energía necesaria de calentamiento de agua potable mensual y anual:

Tabla 4.2: Energía necesaria para una vivienda unifamiliar

Mes	Días	Energía/día(kJ)	Energía/mes (MJ)
Enero	31	55 831,45	1 730,77
Febrero	28	55 831,45	1 563,28
Marzo	31	55 831,45	1 730,77
Abril	30	55 831,45	1 674,94
Mayo	31	55 831,45	1 730,77
Junio	30	55 831,45	1 674,94
Julio	31	55 831,45	1 730,77
Agosto	31	55 831,45	1 730,77
Septiembre	30	55 831,45	1 674,94
Octubre	31	55 831,45	1 730,77
Noviembre	30	55 831,45	1 674,94
Diciembre	31	55 831,45	1 730,77
Anual	365	55 831,45	20 378,47

Elaboración: Propia

Por otro lado, al obtener el flujo másico instantáneo, se procede a calcular la potencia requerida, de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$P_{max} = W_c * C_{p_c} * \Delta T \quad [4.5]$$

En donde se propone elevar el agua potable de la temperatura más desfavorable en la región donde se encuentra la fuente termal, para este caso la fuente termal seleccionada es de Papallacta en donde se tiene temperaturas de agua de red igual a 8 °C, que se elevará hasta los 40 °C, entonces se tiene un $\Delta T = 32 \text{ }^\circ\text{C} = 32 \text{ K}$.

Volviendo a lo anterior, la potencia necesaria es igual a:

$$P_{max} = 0,174 \frac{kg}{s} * 4,178 \frac{kJ}{kg.K} * 32 \text{ K} = 23,26 \text{ kW}$$

Este valor obtenido se debe multiplicar por 5% o 10% extra, debido a las pérdidas energéticas que normalmente se obtiene en el tanque de almacenamiento, tubería, etc.

Como se tiene un confort reducido se escoge una pérdida mínima del 5%, entonces se obtiene como resultado:

$$P_{total} = 1,05 * P_{max} \quad [4.6]$$

$$P_{total} = 24,42 \text{ kW}$$

Esta potencia está dado por el intercambiador de calor a diseñar, que será el encargado de transferir la energía del circuito primario (Fuente Geotérmica) al circuito secundario (ACS de la vivienda).

4.4 CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA LA VIVIENDA UNIFAMILIAR

Como datos se tiene las temperaturas de entrada y salida del intercambiador, tanto de la parte caliente como fría.

En la parte fría se debe elevar la temperatura de 8 °C que es la temperatura de red más baja en Papallacta hasta una temperatura de 40 °C. Por la parte caliente, el fluido de la fuente termal ingresa a 65 °C y la temperatura de salida no es necesaria debido a que no se tiene ninguna aplicación, sin embargo se escoge una temperatura arbitrariamente e igual a 35 °C en el caso que se almacene para usos medicinales.

$$Q = W_h * C_p * \Delta T_h = W_c * C_{p_c} * \Delta T_c$$

Dónde:

$$W_c = 0,174 \text{ kg/s:} \quad \text{caudal de entrada del fluido frío}$$

$$C_{p_c} = 4,180 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}: \quad \text{calor específico del fluido frío}$$

$\Delta T_c = 32 K$: variación de temperatura del fluido frío

$\Delta T_h = 30 K$: variación de temperatura del fluido caliente

$C_p = 4,181 \frac{kJ}{kg \cdot K}$: poder calorífico del fluido caliente

$Q = 24,42 kW$: potencia necesaria

Remplazando los datos, se tiene:

$$W_h = \frac{Q}{c_{p_h} \cdot \Delta T_h} \quad [4.7]$$

$$W_h = \frac{Q}{C_{p_h} \cdot \Delta T_h} = \frac{24,42 kW}{4,181 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 30 K} = 0,194 \frac{Kg}{s}$$

De la misma manera se puede calcular el volumen del fluido termal necesario de acuerdo al tiempo de utilización de los aparatos de consumo de ACS al día:

$$mh = W_h \cdot t \quad [4.8]$$

$$mh = 0,194 \frac{kg}{s} \cdot 40 \text{ min} \cdot \frac{60 s}{1 \text{ min}} = 465,6 \text{ kg de Fuente Termal al día}$$

Arbitrariamente se escoge que el fluido frío circule por la tubería interna del intercambiador de calor y el fluido caliente por el ánulo.

Para escoger el diámetro de la tubería se supone una velocidad máxima que tendrá el fluido frío por el interior de la tubería de 1 m/s^{10} , se sabe que:

$$W_c = v_c \cdot A \quad [4.9]$$

¹⁰Velocidad media en tuberías que origina diseños más económicos, según Richter, (http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/confinado/velocidad_recomendada.html).

Dónde:

W_c : caudal del fluido frio = $0,000174 \text{ m}^3/\text{s}$

v_c : velocidad del fluido = 1 m/s

A: área transversal de la tubería

$$A = \frac{W_c}{V} \quad [4.10]$$

$$A = \frac{W_c}{V} = \frac{0,000174 \text{ m}^3/\text{s}}{1 \text{ m/s}} = 0,000174 \text{ m}^2$$

$$A = \pi r^2 = 0,000174 \text{ m}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{0,000174 \text{ m}^2}{\pi}}$$

$$r = 0,00744 \text{ m}$$

$$D_{i1} = 2 * r = 0,014 \text{ m} = 14,88 \text{ mm}$$

Dónde:

r , radio de la tubería interna

D_{i1} , diámetro interno de la tubería interna

Entonces se necesita de una tubería de cobre de 3/4" de diámetro.

Ahora bien, se tienen varios tipos de tubería de cobre: Tipo M, L y K, en los que varía el espesor de la pared del tubo.

Para este caso se escoge el de menor espesor Tipo M, debido a que no es necesario de un elevado espesor para una vivienda unifamiliar.

Características de la tubería de cobre tipo M:

Tabla 4.3: Espesores de tubería de cobre Tipo M

Tipo	Diámetro Nominal PULG	Diámetro Exterior PULG	Diámetro Exterior MM	Espesor Pared PULG	Espesor Pared MM	Peso Kg / m	Presión/Trabajo
M	3/8	1/2	12,70	0.025	0.63	0.216	840
M	1/2	5/8	15,87	0.028	0.71	0.304	760
M	3/4	7/8	22,22	0.032	0.81	0.488	610
M	1	1 1/8	28,57	0.035	0.89	0.692	515
M	1 1/4	1 3/8	34,92	0.042	1.07	1.015	515
M	1 1/2	1 5/8	41,27	0.049	1.24	1.399	510
M	2	2 1/8	53,97	0.058	1.47	2.173	450
M	2 1/2	2 5/8	66,67	0.065	1.65	3.021	410
M	3	3 1/8	79,37	0.072	1.83	3.988	385
M	3 1/2	3 5/8	92,07	0.083	2.11	5.328	385
M	4	4 1/8	104,7	0.095	2.41	6.935	380

Fuente: (Metales Extruidos, C.A.)

$$D_{i1} = 20,60 \text{ mm} = 0,02060 \text{ m}$$

$$D_{ext.1} = 22,22 \text{ mm} = 0,0222 \text{ m}$$

$$t = 0,81 \text{ mm} = 0,00081 \text{ m}$$

Dónde:

D_{i1} , diámetro interno de la tubería interna

$D_{ext.1}$, diámetro exterior de la tubería interna

t , espesor de la tubería interior

$$Peso = 0,488 \text{ kg/m}$$

$$A = \frac{\pi \cdot D_{i1}^2}{4} \quad [4.11]$$

$$A = \frac{\pi * 0,02060^2}{4} = 0,00033 \text{ m}^2$$

$$v_c = \frac{W_c}{A} \quad [4.12]$$

$$v_c = \frac{W_c}{A} = \frac{0,000174 \text{ m}^3/\text{s}}{0,00033 \text{ m}^2} = 0,52 \text{ m/s}$$

Una vez obtenido el diámetro interior, se basa a la (Tabla 4.4) para obtener el diámetro de la tubería exterior.

Tabla 4.4: Combinaciones comunes para intercambiadores doble tubo
(Dimensiones en pulgadas)

Ø Tubo externo		Ø Tubo interno				
2	¾	1	1 1/4			
2 1/2	¾	1	1 1/4			
3	¾	1	1 1/4	1 1/2	2	
4	¾	1	1 1/4	1 1/2	2	3

Fuente: (Cao, 1983)

Se puede observar que para un tubo interno de 3/4", se necesita de un tubo exterior de 2".

Para el material del tubo externo, se escoge el tubo Cuatritubo debido a su ventaja de baja conductividad térmica y como también porque no es necesario que el material del tubo externo sea de alta conductividad.

Tabla 4.5: Espesor del tubo Cuatritubo

Diámetro Nominal		Espesor de pared (mm)
in	mm	
1/2	21.3	3.4
3/4	26.9	3.9
1	33.7	4.9
1 1/4	42.2	5.7
1 1/2	48.3	6.3
2	60.3	7.5



Fuente: Tubería Cuatritubo-Plastigama

De acuerdo a la (Tabla 4.5), el diámetro interior como exterior del tubo Cuatritubo de 2" son los siguientes:

$$D_{i2} = 60,3 \text{ mm} = 0,0603 \text{ m}$$

$$D_{ext.2} = 75,3 \text{ mm} = 0,0753 \text{ m}$$

$$t = 7,5 \text{ mm} = 0,0075 \text{ m}$$

Dónde:

D_{i2} , diámetro interno de la tubería externa

$D_{ext.2}$, diámetro exterior de la tubería externa

t , espesor de la tubería exterior

A continuación se calcula el área del ánulo, teniendo en cuenta que es el área comprendida entre la superficie externa del tubo interior y la superficie interna del tubo exterior.

$$a_{\text{ánulo}} = \pi \frac{D_{i2}^2 - D_{ext.1}^2}{4} \quad [4.13]$$

$$a_{\text{ánulo}} = \pi \frac{0,0603^2 - 0,02222^2}{4} = 0,00246 \text{ m}^2$$

$$v = W_h / a_{\text{ánulo}} \quad [4.14]$$

$$v_h = \frac{0,000194 \text{ m}^3/\text{s}}{0,00246 \text{ m}^2} = 0,079 \text{ m/s}$$

4.4.1 Cálculo de los coeficientes peliculares:

Para el cálculo de los coeficientes peliculares, es necesario conocer las propiedades del fluido de trabajo, el fluido de trabajo es agua, tanto en la parte fría como caliente:

Tabla 4.6: Tabla de propiedades físicas de los fluidos de trabajo

Fluido Agua	T media(K)	Viscosidad μ (N.s/m ²)	Densidad ρ (kg/m ³)	Calor especifico Cp(kJ/kg.K)	Conduc. térmica k(W/m.K)	Número de Prandtl
Fluido caliente	323,15	546,13	987,13	4,181	643,15	3,54
Fluido frio	297,15	914,28	997,57	4,180	609,01	6,28

Fuente: Propia

a) Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno h_i

Una vez obtenido todas las propiedades físicas de los fluidos de trabajo, se procede a calcular el número de Reynolds, donde muestra el régimen en el que se encuentra el fluido.

$$Re = \frac{V_c * D_i * \rho}{\mu} \quad [4.15]$$

Dónde:

$V_c = 0,52 \text{ m/s}$: velocidad del fluido frio.

$D_i = 0,02060 \text{ m}$: diámetro interior del tubo interno.

$\rho = 997,57 \text{ kg/m}^3$: densidad del fluido.

$\mu = 914,28 * 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$: viscosidad cinemática del fluido.

$$Re = \frac{0,52 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,02060 \text{ m} * 997,57 \text{ kg/m}^3}{914,28 * 10^{-6} \text{ N.s/m}^2} = 11\ 687,85$$

El fluido se encuentra en régimen turbulento, entonces de acuerdo a (CAO, 1983) el número de Nusselt se define como:

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad [4.16]$$

Dónde:

Re : número de Reynolds

Pr : número de Prandtl

$$Nu = 0,023 * 11\,687,85^{0,8} * 6,28^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} = 75,72 \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$$

Para el primer cálculo, no se considera $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)$, entonces:

$$Nu = h_i \frac{D_i}{k} \quad [4.17]$$

$$h_i = Nu \frac{k}{D_i} \quad [4.18]$$

$$h_i = Nu \frac{k}{D_i} = 75,72 \frac{609,01 * 10^{-3} \text{ W/mK}}{0,02060 \text{ m}} = 2\,238,71 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o} \quad [4.19]$$

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o} = 2\,238,71 \frac{0,02060 \text{ m}}{0,02222 \text{ m}} = 2\,075,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

b) Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno h_o

Para el cálculo del ánulo, se debe calcular el diámetro equivalente, de acuerdo a la siguiente igualdad:

$$D_e = 4 \frac{\text{Área de circulación del fluido}}{\text{Perímetro de circulación del fluido}} \quad [4.20]$$

$$D_e = 4 \frac{\pi(D_{i2}^2 - D_{ext.1}^2)/4}{\pi \cdot D_{ext.1}}$$

$$D_e = 4 \frac{\pi(0,0603^2 - 0,02222^2) \text{ m}^2/4}{\pi * 0,02222 \text{ m}} = 0,14 \text{ m}$$

De acuerdo a la ecuación [4.15], se obtiene el número de Reynolds:

$$Re = \frac{0,079 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,14 \text{ m} * 987,13 \text{ kg/m}^3}{546,13 * 10^{-6} \text{ N.s/m}^2} = 20\,022,2$$

Se puede notar que se encuentra en régimen turbulento, lo que para obtener el número de Nusselt se utiliza la ecuación [4.16]:

$$N_u = 0,023 * 20\,022,2^{0,8} * 3,54^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$$

De la misma manera, en primera instancia se supone que el factor de corrección

$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ es unitario, quedando:

$$N_u = 96,40 = h_o \frac{D_e}{k}$$

$$h_o = N_u \frac{k}{D_e} = 96,40 \frac{643,15 * 10^{-3} \text{ W/mK}}{0,14 \text{ m}} = 442,88 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Posteriormente se procede a calcular la temperatura de la pared, mediante la siguiente igualdad:

$$h_{io}(T - T_p) = h_o(T_p - t) \quad [4.21]$$

Dónde:

$T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$: temperatura media del fluido caliente.

$t = 24 \text{ }^\circ\text{C}$: temperatura media del fluido frío.

T_p : temperatura media de la pared.

$$2\,075,5 (50 - T_p) = 442,88 (T_p - 24)$$

$$T_p = 45,43^\circ\text{C} = 318,57 \text{ K}$$

A esta temperatura la viscosidad cinemática es:

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} = \left(\frac{914,28 * 10^{-6}}{592,44 * 10^{-6}}\right)^{0,14} = 1,06$$

Entonces:

$$h_{o.corrección} = h_o * 1,06 \quad [4.22]$$

$$h_{o.corrección} = 469,45 \text{ W/m}^2\text{K}$$

El factor de corrección para el fluido que circula por el interior de la tubería es despreciable, dado que la temperatura de la pared prácticamente es la misma con la temperatura media del fluido.

Una vez que se han obtenido los coeficientes peliculares, entonces se puede obtener el coeficiente global de transferencia de calor.

Por otro lado, se debe tomar en cuenta un factor de ensuciamiento de cada fluido de trabajo; de acuerdo a la tabla para el fluido de agua fría se supone un factor de ensuciamiento similar al fluido de agua tratada debido a que el hotel cuenta con ablandadores de agua con un factor de ensuciamiento interior de $0,0001 \text{ m}^2\text{K/W}$, de la misma manera como coeficiente de ensuciamiento exterior $0,0001 \text{ m}^2\text{K/W}$, debido a que la dureza del fluido termal no es muy elevado. Ahora bien el coeficiente global de transferencia de calor es igual a:

$$U = \left[\frac{1}{h_{o.corrección}} + \frac{1}{h_{io}} + R_{f''} \right]^{-1} \quad [4.23]$$

$$U = \left[\frac{1}{469,45} + \frac{1}{2\,075,5} + 0,0002 \right]^{-1}$$

$$U = 355,62 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

4.1.2 Uso de la diferencia de temperatura media logarítmica

Se escoge el método DMLT debido a que se conocen las cuatro temperaturas.

$$DMLT = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)}$$

Dónde:

$$\Delta T_{max} = (T_1 - t_1) = (65 - 8)K = 57$$

$$\Delta T_{min} = (t_2 - T_2) = (40 - 35)K = 5$$

$$DMLT = \frac{(57-5)K}{\ln\left(\frac{57}{5}\right)} = 21,36 K$$

Entonces el área requerida para cumplir estos parámetros es igual a:

$$A = \frac{P_{total}}{U \cdot DMLT} \quad [4.24]$$

$$A = \frac{24\,420 W}{355,62 \frac{W}{m^2 K} \cdot 21,36 K} = 3,21 m^2$$

Por motivo de eficiencia y pérdida de calor, se aconseja redondear el valor del área, en este caso $A = 3,3 m^2$

El área de cada tubo es:

$$A = \pi D_{ext} L$$

$$L = \frac{A}{\pi \cdot D_{ext}} = \frac{3,3}{\pi \cdot 0,02222} = 47,27 m = 48 m$$

Es decir, se necesita ocho tubos de cobre tipo M de 3/4" de 6 m cada uno.

4.4.3 Método de eficiencia-NUT

En primera instancia, se calcula los valores de las capacitancias:

$$C_h = W_h C_{p_h} = 0,166 \frac{kg}{s} \cdot 4\,181 \frac{J}{kgK} = 694 \frac{W}{K} = C_{min}$$

$$C_c = W_c C_{p_c} = 0,174 \frac{kg}{s} \cdot 4\,180 \frac{J}{kgK} = 727,32 \frac{W}{K} = C_{max}$$

De la misma manera se obtiene la relación de capacidad de calor:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad [4.25]$$

$$C_r = \frac{694}{727,32} = 0,95$$

El número de unidades de transferencia es:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$NUT = \frac{355,62 \frac{W}{m^2K} * 3,30 m^2}{694 W/K} = 1,69$$

De la (Figura 4.2) se obtiene la eficiencia del intercambiador de calor $\varepsilon = 0,68$:

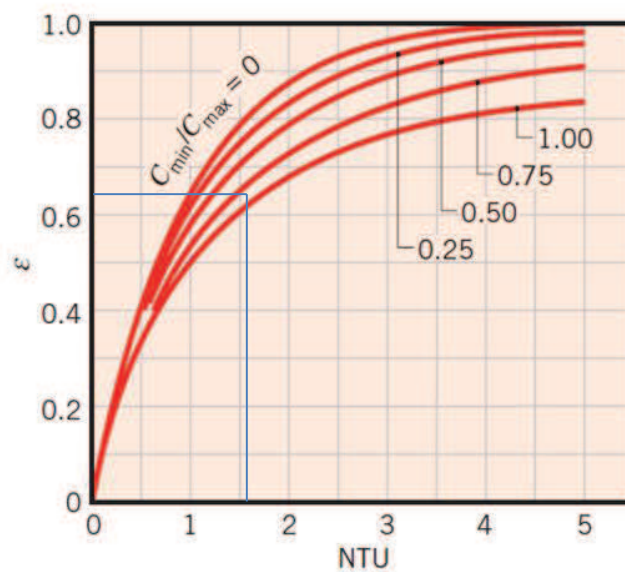


Figura 4.2: Eficiencia de un intercambiador de calor de contraflujo

Fuente: (Incropera P. & DeWitt P., 1999)

La transferencia de calor máxima posible es:

$$q_{m\acute{a}x} = C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad [4.26]$$

$$q_{m\acute{a}x} = 694(65 - 8) = 39\,558\,W$$

A continuación se logra obtener la transferencia de calor obtenido:

$$q = \varepsilon q_{m\acute{a}x}$$

$$q = 0,68 * 39\,558W = 26,9\,kW$$

Ahora bien, se puede obtener las temperaturas reales de salida del intercambiador de calor:

$$T_{ho} = T_{hi} - \frac{q}{W_h C p_h}$$

$$T_{ho} = 65^{\circ}C - \frac{26\,900\,W}{0,194 \frac{kg}{s} * 4\,181 \frac{J}{kgK}} = 31,83^{\circ}C$$

$$T_{co} = T_{ci} + \frac{q}{W_c C p_c}$$

$$T_{co} = 8^{\circ}C + \frac{26\,900\,W}{0,174 \frac{kg}{s} * 4\,180 \frac{J}{kgK}} = 45^{\circ}C$$

En este caso las temperaturas de salida no son las esperadas, por lo cual se puede reducir el área de transferencia de calor debido a que la temperatura de salida es muy alta, entonces se escoge un área de 2.7 m² en donde se necesita una longitud total de 39m de tubería de cobre de ¾".

Primero se obtiene el NUT:

$$NUT = \frac{355,62 \frac{W}{m^2K} * 2.7\,m^2}{694\,W/K} = 1,38$$

De acuerdo a la (Figura 4.2), se obtiene una eficiencia igual a 0,58. A continuación se obtiene la transferencia de calor obtenido:

$$q = 0,58 * 39\,558W = 22\,943,64\,kW$$

Y volviendo a lo anterior, las temperaturas de salida son:

$$T_{ho} = 65^{\circ}C - \frac{22\,943,64\,W}{0,194 \frac{kg}{s} * 4\,181 \frac{J}{kgK}} = 36,71^{\circ}C$$

$$T_{co} = 8^{\circ}C + \frac{22\,943,64\,W}{0,174 \frac{kg}{s} * 4\,180 \frac{J}{kgK}} = 39,55^{\circ}C$$

4.5 TIPO DE ESQUEMA PARA EL COMPLEJO TURÍSTICO “TERMAS DE PAPALLACTA”

El diseño de calentamiento del agua potable para un complejo turístico se produce mediante la acumulación de agua caliente en un tanque de almacenamiento, en donde acumula la demanda máxima instantánea del hotel.

De acuerdo a la (Figura 4.3) se muestra un esquema del sistema de calentamiento del agua potable del complejo turístico mediante la energía geotérmica como uso directo.

El sistema cuenta con dos circuitos; el primer circuito parte de la fuente energética (fuente hipertermal de alta temperatura) que mediante una bomba centrífuga succione el fluido geotérmico y envíe hacia el hotel por la tubería Cuatritubo. A la salida de la bomba se debe contar con una válvula de globo encargado de permitir o no la circulación del fluido.

Se conoce que la fuente hipertermal se encuentra a 120 m de distancia del hotel, lo cual una vez el fluido geotérmico recorra esta distancia ingrese al intercambiador de calor de tubos concéntricos. A la entrada del intercambiador de calor se debe contar con un manómetro y termómetro útiles para el monitoreo del equipo, de igual manera con una válvula de globo encargado de regular el caudal de entrada al intercambiador de calor. Este fluido a la salida del intercambiador de calor ingresará hacia una piscina a una temperatura ideal por los ocupantes, lo cual también se debe contar con un manómetro y termómetro en la salida del intercambiador de calor.

El circuito secundario parte de la recolección de agua potable en un tanque de almacenamiento para posteriormente mediante una bomba centrífuga succione del tanque y envíe hacia el intercambiador de calor para elevar su temperatura y retornar al mismo tanque a una mayor temperatura, por esta razón es necesario de manómetros y termómetros a la entrada y salida del intercambiador de calor para su control y análisis del sistema.

Una vez almacenado agua caliente en el tanque de acumulación, y mediante la conexión directa desde el tanque hasta los aparatos de consumo de agua caliente, suministrar agua caliente al hotel.

Es importante el control de funcionamiento del sistema, por lo cual se debe contar con sensores electrónicos de temperatura, medidores de nivel como también de electroválvulas colocadas en lugares adecuados y mediante diferenciales de temperaturas, encender o apagar las bombas eléctricas y/o abrir o cerrar las electroválvulas.

Para el control del sistema se debe disponer de termopares colocados en:

- Tanque de almacenamiento de agua caliente
- Entrada al intercambiador de calor
- Fuente hipertermal
- Piscina

Así mismo la colocación de electroválvulas que aseguren la temperatura ideal en la piscina, las electroválvulas se deben colocar en:

- Desviación del fluido geotérmico, antes de ingresar al intercambiador de calor, ingresar a la piscina en el caso de necesitar elevar la temperatura de la piscina.
- Desviación del agua potable, antes de ingresar al tanque de almacenamiento, ingresar a la piscina en el caso de necesitar reducir la temperatura de la piscina.

También como extra, es necesario de un caudalímetro en la entrada del intercambiador de calor del circuito primario, para esta manera poder obtener la eficiencia real del intercambiador de calor.

Por otro lado es importante de una válvula de seguridad encargado de no permitir un exceso de presión en el tanque de acumulación de agua caliente.

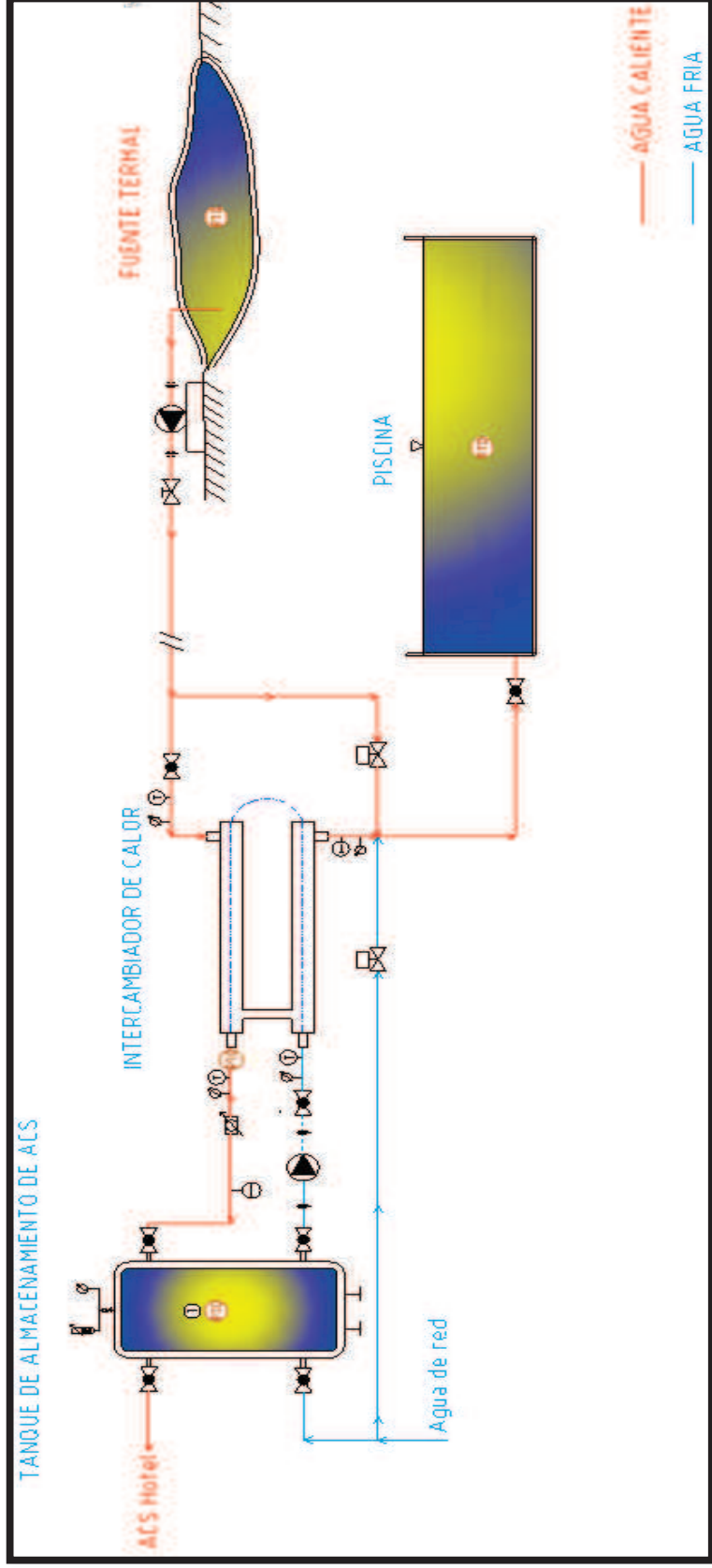


Figura 4.3: Esquema de calentamiento del agua potable Complejo Turístico “Termas de Papallacta”

4.6 CÁLCULO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL AGUA POTABLE DEL COMPLEJO TURÍSTICO

Para el diseño de detalle del sistema de calentamiento del agua potable de un complejo turístico se debe seguir una serie de pasos que a continuación se detalla:

4.6.1 Cálculo de la demanda de agua caliente sanitaria para un complejo turístico

Para poder determinar la demanda de agua caliente sanitaria (ACS) que tiene un complejo turístico, se debe tomar en cuenta las diferentes utilizaciones que tiene derecho cada huésped. Por lo cual se basa en tablas normalizadas según las recomendaciones CTE de la sección HE4 (Contribución solar mínima de agua caliente sanitaria) en la (Tabla 3.1), sobre la demanda de referencia a 60 °C para el cálculo del consumo de ACS por cada huésped:

Cada huésped que ingresa al hotel ocupa:

- La habitación, en donde está incluido la ducha y lavabo
- Consumo en el restaurant (tres veces al día)
- Consumo adicional (lavandería, duchas balneario, yacusi)

Entonces podemos representar el consumo de ACS, mediante la siguiente ecuación:

$$C_{huesped} = C_{habitación} + C_{comida} + C_{adicional} \quad [4.27]$$

Dónde:

$C_{huesped}$: consumo de ACS de cada huésped al día

$C_{habitación}$: consumo por cama en la habitación

C_{comida} : consumo en el restaurant por comida caliente (desayuno, almuerzo y cena)

C_{adicional} : consumo adicional (lavandería, duchas balneario, sauna,..)

De acuerdo con el Señor Carlos Quipo, encargado técnico de mantenimiento del hotel, el Hotel “Termas de Papallacta”, cuenta con: 32 habitaciones de cuatro camas cada habitación, 14 cabañas (7 dobles y 7 simples), SPA, restaurant y lavandería, como también tiene servicio adicional de piscinas y duchas del balneario.

Con el número total de habitaciones, se puede sacar el número máximo de huéspedes.

$$\text{Hotel: } 32 \text{ habitaciones} * 4 \frac{\text{personas}}{\text{habitacion}} = 128 \text{ personas}$$

$$\text{Cabañas: } 7 \text{ cabañas dobles} * 4 \frac{\text{personas}}{\text{cabaña}} = 28 \text{ personas}$$

$$7 \text{ cabañas simples} * 2 \frac{\text{personas}}{\text{cabaña}} = 14 \text{ personas}$$

Resultando un total de 170 personas= 170 camas.

De acuerdo a la (Tabla 4.7), podemos obtener el consumo diario de ACS de cada huésped:

Tabla 4.7: Tabla normalizada de consumo de agua caliente para diferentes edificaciones

Criterio de demanda	Litros A.C.S./día a 60 °C	
Viviendas unifamiliares	30	por persona
Viviendas multifamiliares	22	por persona
Hospitales y clínicas	55	por cama
Hotel****	70	por cama
Hotel**	55	por cama
Hotel/Hostal**	40	por cama
Camping	40	por emplazamiento
Hostal/Pensión*	35	por cama
Residencia (ancianos, estudiantes, etc.)	55	por cama
Vestuarios/Duchas colectivas	15	por servicio
Escuelas	3	por alumno
Cuartesles	20	por persona
Fábricas y talleres	15	por persona
Administrativos	3	por persona
Gimnasios	20 a 25	por usuario
Lavanderías	3 a 5	por kilo de ropa
Restaurantes	5 a 10	por comida
Cafeterías	1	por almuerzo

Fuente: (Documento Básico HE, 2009)

Este hotel es de cuatro estrellas, por lo cual se puede observar que cada huésped utiliza 70 litros de ACS a 60 °C en un día. Y de la misma manera el consumo en el restaurant se tiene el mínimo y máximo consumo de ACS por comida se tomará en cuenta un valor intermedio de 7,5 litros de ACS, como el consumo es de tres veces al día (desayuno, almuerzo y merienda), resulta un total de 22,5 litros de ACS en el restaurant por huésped, y como consumo adicional se tiene el servicio de lavandería, duchas del balneario-SPA y yacusi.

Para conocer el consumo de ACS en la lavandería se debe conocer el lavado del kilo de ropa por persona, por lo cual se sabe que para un hotel de cuatro estrellas (excepto cabañas), se lava entre 50 y 80 kg al día¹¹, se escoge 80 kg tomando en cuenta que el hotel se encuentra completamente lleno, es decir con 128 huéspedes, entonces por cada huésped se lava 0,625 kg diarios, resultando 2,5 litros de ACS que se consume en la lavandería por cada huésped, tomando como referencia el valor intermedio de 4 litros de ACS por kilo de ropa.

Con lo referente al consumo de ACS en las duchas del SPA y balneario, mediante la tabla, el consumo es de 15 litros de ACS por servicio, por lo general en un servicio utilizan alrededor de 40 personas¹², entonces cada persona utilizaría 0,375 litros, en el hotel se tiene dos servicios (mañana y tarde), entonces resulta 0,75 litros de ACS que consumo una persona al día.

Entonces como consumo adicional por persona se tiene 0,75 litros que por seguridad se redondea a 1 litro de ACS a 60 °C que consume una persona al día.

El total de consumo de ACS por persona es igual a:

$$C_{huesped} = 70 \text{ litros} + 22,5 \text{ litros} + 1 \text{ litro}$$

$$C_{huesped} = 93,5 \text{ litros de ACS a } 60 \text{ }^\circ\text{C en un dia}$$

A es valor de consumo diario se lo debe multiplicar por el factor de ocupación, para tener un valor exacto de la necesidad de la demanda de energía.

Este factor de ocupación (FO) se lo obtiene de la siguiente manera:¹³

$$FO = \frac{n_{ocupadas}}{\text{número de días máximos de estadía de un huésped} * n_{existentes}} \quad [4.28]$$

¹¹ Lorena Llerena – Gerente de la hotelera “Hotel Ambato”

¹² Carlos Quipo- encargado técnico Hotel “Termas de Papallacta”

¹³ Catálogo de instalaciones de Agua Caliente Sanitaria (ACS).

Dónde:

$n_{ocupadas}$, número de camas ocupadas

$n_{existentes}$, número de camas existentes

Mediante esta fórmula podemos obtener el FO en el hotel, como se mencionó anteriormente se toma en cuenta que el hotel se encuentra lleno. Por lo cual el número de camas ocupadas es igual al número de camas existentes, y como días máximos de estadía se tiene 3 días.

$$FO = \frac{170}{3 \text{ días} * (170)}$$

Entonces el FO es igual a 0,333. Con este factor de ocupación podemos calcular el consumo por huésped al día en el hotel.

$$c_{huesped} = 93,5 * 0,333 = \mathbf{36,46 \text{ litros}}$$

Entonces un huésped en un día utiliza aproximadamente 36,46 litros de ACS a 60 °C. Este valor se debe multiplicar por el número máximo de huéspedes, lo cual resulta 6 198,2 litros en un día.

Con este valor podemos obtener la energía necesaria para elevar la temperatura del agua de 8 a 52 °C, que es una temperatura ideal para enviar hacia el hotel:

$$E = c_{huesped \text{ total}} * C_P * \Delta T \quad [4.29]$$

Dónde:

$c_{huesped \text{ total}} = 6 \text{ 198,2 kg}$: volumen de ACS necesaria en el hotel

$C_{P=4,187} \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}}$: calor específico del agua

$\Delta T = (52 - 8)K = 44 K$: Variación de temperatura del fluido.

Entonces la energía necesaria es igual a:

$$E = 6\,198,2\text{Kg} * \frac{4,187\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} * 44\text{K}$$

$$E = 1\,141,88\text{ MJ}$$

De la misma manera, se asume la temperatura de red constante y el consumo de agua caliente continuo a lo largo del tiempo lo que se puede obtener la energía necesaria de calentamiento de agua potable mensual y anual:

Tabla 4.8: Tabla de la demanda de energía para el calentamiento del agua potable para el Complejo Turístico “Termas de Papallacta”

Mes	Días	Energía/día(MJ)	Energía/mes (MJ)
Enero	31	1 141,88	35 398,28
Febrero	28	1 141,88	31 972,64
Marzo	31	1 141,88	35 398,28
Abril	30	1 141,88	34 256,4
Mayo	31	1 141,88	35 398,28
Junio	30	1 141,88	34 256,4
Julio	31	1 141,88	35 398,28
Agosto	31	1 141,88	35 398,28
Septiembre	30	1 141,88	34 256,4
Octubre	31	1 141,88	35 398,28
Noviembre	30	1 141,88	34 256,4
Diciembre	31	1 141,88	35 398,28
Anual	365	1 141,88	416 786,2

Elaboración: Propia

Se sabe que la potencia es la energía que se brinda en un segundo. Para el cálculo de la potencia, dependerá del tiempo de calentamiento del volumen total de ACS necesario en un día, por lo cual se debe preguntar. ¿En cuánto tiempo

consumirían toda esa cantidad de agua caliente?, se estima que toda la cantidad de agua caliente se consume en 3,5 horas=12 600 s.¹⁴

$$P = \frac{\epsilon(MJ)}{t(s)} \quad [4.30]$$

$$P = \frac{1\,141,88\,MJ}{12\,600\,s}$$

$$P = 90,62\,KW$$

Este valor obtenido se debe multiplicar por 5% o 10% extra, debido a las pérdidas energéticas que normalmente se obtiene en el tanque de almacenamiento, tubería, etc.

Se escoge el máximo de 10%. Dando como resultado:

$$P_{total} = 1,1 * P \quad [4.31]$$

$$P_{total} = 99,68\,KW \approx \mathbf{100\,KW}$$

Esta es la potencia necesaria para el abastecimiento de ACS para el hotel. Esta potencia está dado por el intercambiador de calor a diseñar, que será el encargado de transferir la energía del circuito primario (Fuente Geotérmica) al circuito secundario (ACS del hotel).

4.7 CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS

Como datos se tiene las temperaturas de entrada y salida del intercambiador, tanto de la parte caliente como fría.

En la parte fría se debe elevar la temperatura de 8 °C que es la temperatura de red más baja en Papallacta hasta una temperatura de 55 °C. Por la parte caliente, el fluido de la fuente termal ingresa a 65 °C y se necesita que salga a 40 °C debido

¹⁴ Experiencia de instalación de sistema de paneles solares para el "Hotel Ambato"

a que será enviado directamente a una piscina por sus características curativas, entonces se obtiene una variación de temperatura de 25 K.

Otro dato importante es el caudal del fluido de la parte fría, como ya se obtuvo anteriormente se necesita 6 198,2 kg de ACS en 12 600s, resultando 0,491 kg/s. Con estos datos podemos obtener el caudal necesario de la parte caliente, mediante la siguiente ecuación:

$$Q = W_h * C_p * \Delta T_h = W_c * C_{p_c} * \Delta T_c$$

Dónde:

$W_c = 0,491 \text{ kg/s}$: caudal de entrada del fluido frío

$C_{p_c} = 4,178 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$: calor específico del fluido frío

$\Delta T_c = 47 \text{ K}$: variación de temperatura del fluido frío

$\Delta T_h = 25 \text{ K}$: variación de temperatura del fluido caliente

$C_p = 4,182 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$: poder calorífico del fluido caliente

$Q = 100 \text{ kW}$: potencia necesaria

$$W_h = \frac{Q}{C_{p_h} * \Delta T_h} = \frac{100 \text{ kW}}{4,182 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} * 25 \text{ K}} = 0,956 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 1 \text{ kg/s}$$

Arbitrariamente se escoge que el fluido frío circule por la tubería interna del intercambiador de calor y el fluido caliente por el ánulo, con la hipótesis de que el agua que está siendo calentada va a tener alta transferencia de calor hacia ella y mínimas pérdidas al no estar en contacto con porciones del intercambiador de bajas temperaturas.

Para escoger el diámetro de la tubería se supone una velocidad máxima que tendrá el fluido frío por el interior de la tubería de 1 m/s^{15} , se sabe que:

$$W_c = v_c * A$$

Donde;

$$W_c, \text{ caudal del fluido frío} = 0,000491 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_c, \text{ velocidad del fluido} = 1 \text{ m/s}$$

A, área transversal de la tubería

$$A = \frac{W_c}{v_c} = \frac{0,000491 \text{ m}^3/\text{s}}{1 \text{ m/s}} = 0,000491 \text{ m}^2$$

$$A = \pi r^2 = 0,000491 \text{ m}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{0,000491 \text{ m}^2}{\pi}}$$

$$r = 0,0125 \text{ m}$$

$$\phi_i = 2 * r = 0,025 \text{ m} = 25,00 \text{ mm}$$

Dónde:

r , radio interno de la tubería

ϕ_i , diámetro interno de la tubería

Entonces se necesita de una tubería de cobre de 1" de diámetro.


¹⁵ Velocidad media en tuberías que origina diseños más económicos, según Richter, (http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/confinado/velocidad_recomendada.html)

Se tiene varios tipos de tubería de cobre: Tipo M, L y K, que varía el espesor de la pared del tubo.

Para este caso se escoge el de mayor espesor, debido a que se obtiene pérdida en el espesor ocasionado por el rozamiento del fluido con la pared de la tubería.

Características de la tubería de cobre tipo K:

Tabla 4.9: Espesores de tubería de cobre Tipo K



Tubería de Cobre Tipo K, L y M
Según Normas ASTM B-88
Utilizada en Calefacción, Plomería en General, Oxígeno, Gas, Refrigeración y Combustible

Tipo	Diámetro Nominal PULG	Diámetro Exterior PULG	Diámetro Exterior MM	Espesor Pared PULG	Espesor Pared MM	Peso Kg / m	Presión/Trabajo
K	1/4	3/8	9,52	0.035	0.89	0.216	1595
K	3/8	1/2	12,70	0.049	1.24	0.4	1745
K	1/2	5/8	15,87	0.049	1.24	0.512	1375
K	5/8	3/4	19,05	0.049	1.24	0.622	1135
K	3/4	7/8	22,22	0.065	1.65	0.954	1315
K	1	1 1/8	28,57	0.065	1.65	1.249	1010
K	1 1/4	1 3/8	34,92	0.065	1.65	1.548	820
K	1 1/2	1 5/8	41,27	0.072	1.83	2.024	765
K	2	2 1/8	53,97	0.083	2.11	3.066	665
K	2 1/2	2 5/8	66,67	0.08	2.03	3.691	520
K	3	3 1/8	79,37	0.09	2.29	4.956	490
K	3 1/2	3 5/8	92,07	0.1	2.54	6.384	470
K	4	4 1/8	104,7	0.134	3.4	9.688	555

Fuente: (Metales Extruidos, C.A.)

$$D_{i1} = 25,27 \text{ mm} = 0,02527 \text{ m}$$

$$D_{ext.1} = 28,57 \text{ mm} = 0,02857 \text{ m}$$

$$t = 1,65 \text{ mm} = 0,00165 \text{ m}$$

$$\text{Peso} = 1,249 \text{ kg/m}$$

Dónde:

D_{i1} , diámetro interno de la tubería interna

$D_{ext.1}$, diámetro externo de la tubería interna

t , espesor de la tubería interna

$$A = \frac{\pi \cdot D_{i1}^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * 0,02527^2}{4} = 0,000501 \text{ m}^2$$

$$v_c = \frac{W_c}{A} = \frac{0,000491 \text{ m}^3/\text{s}}{0,000501 \text{ m}^2} = 0,980 \text{ m/s}$$

Dónde:


A , área de la tubería interna

Una vez obtenido el diámetro interior, se basa a la (Tabla 4.5) para obtener el diámetro de la tubería exterior, según la (Tabla 4.5), para un tubo interno de 1", se necesita de un tubo exterior de 2".

Para el material del tubo externo, se escoge el tubo Cuatritubo debido a su ventaja de baja conductividad térmica y como también porque no es necesario que el material del tubo externo sea de alta conductividad.

Tabla 4.10: Espesor del tubo Cuatritubo

Diámetros Nominal		Espesor de pared
in	mm	mm
1/2	21.3	3.4
3/4	26.9	3.9
1	33.7	4.9
1 1/4	42.2	5.7
1 1/2	48.3	6.3
2	60.3	7.5



Fuente: Tubería Cuatritubo, Plastigama

De acuerdo a la (Tabla 4.10), el diámetro interior como exterior del tubo Cuatritubo de 2" son los siguientes:

$$D_{i2} = 60,3 \text{ mm} = 0,0603 \text{ m}$$

$$D_{ext.2} = 75,3 \text{ mm} = 0,0753 \text{ m}$$

$$t = 7,5 \text{ mm} = 0,0075 \text{ m}$$

Dónde:

D_{i2} , diámetro interno de la tubería externa

$D_{ext.2}$, diámetro externo de la tubería externa

t , espesor de la tubería externa

A continuación se calcula el área del ánulo, teniendo en cuenta que es el área comprendida entre la superficie externa del tubo interior y la superficie interna del tubo exterior.

$$A_{\text{ánulo}} = \pi \frac{D_{i2}^2 - D_{ext.1}^2}{4}$$

$$A_{\text{ánulo}} = \pi \frac{0,0603^2 - 0,02857^2}{4} = 0,00221 \text{ m}^2$$

$$v = W_h / A_{\text{ánulo}}$$

$$v_h = \frac{0,001 \text{ m}^3/\text{s}}{0,00221 \text{ m}^2} = 0,452 \text{ m/s}$$

Dónde:

$A_{\text{ánulo}}$, área del ánulo

4.7.1 Cálculo de los coeficientes peliculares:

Para el cálculo de los coeficientes peliculares, es necesario conocer las propiedades del fluido de trabajo, el fluido de trabajo es agua, tanto en la parte fría como caliente:

Tabla 4.11: Tabla de propiedades físicas de los fluidos de trabajo

Fluido Agua	T media(K)	Viscosidad $\mu(\text{N.s}/\text{m}^2)$	Densidad $\rho(\text{kg}/\text{m}^3)$	Calor especifico $C_p(\text{kJ}/\text{kg.K})$	Conduc. térmica $k(\text{W}/\text{m.K})$	Número de Prandtl
Fluido caliente	325,65	522,93	986,78	4,182	645,65	3,38
Fluido frío	304,65	775,02	995,15	4,17	619,51	5,244

Fuente: Propia

a) Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno h_i

A continuación se calcula el número de Reynolds, donde muestra el régimen en el que se encuentra el fluido.

$$Re = \frac{V_c * D_i * \rho}{\mu}$$

Dónde:

$V_c = 0,98 \text{ m/s}$: velocidad del fluido frío.

$D_i = 0,02527 \text{ m}$: diámetro interior del tubo interno.

$\rho = 995,15 \text{ kg}/\text{m}^3$: densidad del fluido.

$\mu = 775,02 * 10^{-6} \text{ N.s}/\text{m}^2$ viscosidad cinemática del fluido.

$$Re = \frac{0,98 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,02527 \text{ m} * 995,15 \text{ kg}/\text{m}^3}{775,02 * 10^{-6} \text{ N.s}/\text{m}^2} = 31\,798,52$$

El fluido se encuentra en régimen turbulento, entonces de acuerdo a CAO el número de Nusselt se define como:¹⁶

$$N_u = 0,023 * R_e^{0,8} * Pr^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$$

Dónde:

R_e : número de Reynolds

Pr : número de Prandtl

$$N_u = 0,023 * 31\,798,52^{0,8} * 5,244^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} = 158,90 \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$$

Para el primer cálculo, no se considera $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)$, entonces:

$$N_u = h_i \frac{D_i}{k}$$

$$h_i = N_u \frac{k}{D_i} = 158,90 \frac{619,51 * 10^{-3}}{0,02527} = 3\,895,53 \text{ W/m}^2\text{K}$$

De la misma manera se procede a obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección para la interfaz del agua en el interior del tubo interno:

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o} = 3\,895,53 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} * \frac{0,02527 \text{ m}}{0,02857 \text{ m}} = 3\,445,57 \text{ W/m}^2\text{K}$$

b) Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno h_o

Para el cálculo del ánulo, se debe calcular el diámetro equivalente, de acuerdo a la siguiente igualdad:

$$D_e = 4 \frac{\text{Area de circulación del fluido (m}^2\text{)}}{\text{Perímetro de circulación del fluido (m)}}$$

¹⁶ CAO Eduardo, Intercambiadores de Calor, pág.13

$$D_e = 4 \frac{\pi(D_{i2}^2 - D_{ext.1}^2)/4}{\pi \cdot D_{ext.1}}$$

$$D_e = 4 \frac{\pi(0,0603^2 - 0,02857^2) m^2 / 4}{\pi * 0,02857 m} = 0,0987 m$$

$$R_e = \frac{V_h * D_e * \rho}{\mu}$$

$$R_e = \frac{0,452 \frac{m}{s} * 0,0987 m * 986,78 kg/m^3}{522,93 * 10^{-6} N \cdot s/m^2} = 84 184,13 \text{ Flujo TURBULENTO}$$

$$N_u = 0,023 * 84 184,13^{0,8} * 3,38^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$$

De la misma manera, en primera instancia se supone que el factor de corrección $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ es unitario o muy cercano a la unidad debido a las pequeñas variaciones de las propiedades del fluido de trabajo, quedando:

$$N_u = 299,54 = h_o \frac{D_e}{k}$$

$$h_o = N_u \frac{k}{D_e} = 299,54 \frac{645,65 * 10^{-3}}{0,0987} = 1 959,45 W/m^2 K$$

Posteriormente se procede a calcular la temperatura de la pared, mediante la siguiente igualdad:

$$h_{io}(T - T_p) = h_o(T_p - t)$$

Dónde:

$T = 52,5 \text{ }^\circ\text{C}$: temperatura media del fluido caliente.

$t = 31,5 \text{ }^\circ\text{C}$: temperatura media del fluido frío.

T_p : temperatura media de la pared.

$$3 445,57 (52,5 - T_p) = 1 959,45(T_p - 31,5)$$

$$T_p = 44,84^\circ C = 317,9 K$$

A esta temperatura la viscosidad cinemática es:

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} = \left(\frac{775,02 * 10^{-6}}{602,056 * 10^{-6}}\right)^{0,14} = 1,036$$

Entonces:

$$h_{o.corrección} = h_o * 1,036$$

$$h_{o.corrección} = 2\,030 W/m^2K$$

El factor de corrección para el fluido que circula por el interior de la tubería es despreciable, dado que la temperatura de la pared prácticamente es la misma con la temperatura media del fluido.

Una vez que se han obtenido los coeficientes peliculares, entonces se puede obtener el coeficiente global de transferencia de calor.

Por otro lado, se debe tomar en cuenta un factor de ensuciamiento de cada fluido de trabajo; de acuerdo a la tabla para el fluido de agua fría se supone un factor de ensuciamiento similar al fluido de agua tratada debido a que el hotel cuenta con ablandadores de agua con un factor de ensuciamiento interior de $0,0001 m^2K/W$, de la misma manera como coeficiente de ensuciamiento exterior $0,0001 m^2K/W$, debido a que la dureza del fluido termal no es muy elevado. Ahora bien el coeficiente global de transferencia de calor es igual a:

$$U = \left[\frac{1}{h_{o.corrección}} + \frac{1}{h_{io}} + R_{f''} \right]^{-1}$$

$$U = \left[\frac{1}{2\,030} + \frac{1}{3\,445,57} + 0,0002 \right]^{-1}$$

$$U = 1\,017,45 \frac{W}{m^2K}$$

4.7.2 Uso de la diferencia de temperatura media logarítmica

Se escoge el método DMLT debido a que se conocen las cuatro temperaturas.

$$DMLT = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)}$$

Dónde:

$$\Delta T_{max} = (T_1 - t_1) = (65 - 8) = 57$$

$$\Delta T_{min} = (t_2 - T_2) = (55 - 40) = 15$$

$$DMLT = \frac{57 - 15}{\ln\left(\frac{57}{15}\right)} = 31,46$$

Entonces el área requerida para cumplir estos parámetros es igual a:

$$A = \frac{Q}{U * DMLT}$$

$$A = \frac{100000}{1\ 017,45 * 31,46} = 3,12\ m^2$$

Por motivo de eficiencia y pérdida de calor, se aconseja redondear el valor del área, en este caso $A = 3,2\ m^2$

El área de cada tubo es:

$$A = \pi D_{ext} L$$

$$L = \frac{A}{\pi \cdot D_{ext}} = \frac{3,2}{\pi * 0,02857} = 35,6\ m = 36\ m$$

Es decir, se necesita seis tubos de cobre tipo K de 1" de 6 m cada uno.

4.7.3 Método de eficiencia-NUT

En primera instancia, se calcula los valores de las capacitancias:

$$C_h = W_h C p_h = 1 \frac{kg}{s} * 4\,182 \frac{J}{kgK} = 4\,182 \frac{W}{K} = C_{m\acute{a}x}$$

$$C_c = W_c C p_c = 0,491 \frac{kg}{s} * 4\,170 \frac{J}{kgK} = 2\,047,47 \frac{W}{K} = C_{min}$$

De la misma manera se obtiene la relación de capacidad de calor:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{m\acute{a}x}}$$

$$C_r = \frac{2\,047,47}{4\,182} = 0,48$$

El número de unidades de transferencia es:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$NUT = \frac{1\,017,45 \frac{W}{m^2K} * 3,20 m^2}{2\,047,47 W/K} = 1,6$$

De la figura 4.2 se obtiene la eficiencia del intercambiador de calor $\varepsilon = 0,73$:

La transferencia de calor máxima posible es:

$$q_{m\acute{a}x} = C_{min}(T_{hi} - T_{ci})$$

$$q_{m\acute{a}x} = 2\,047,47(65 - 8) = 116\,705,8 W$$

A continuación se logra obtener la transferencia de calor obtenido:

$$q = \varepsilon q_{m\acute{a}x}$$

$$q = 0,73 * 116\,705,8 W = 85,20 kW$$

Ahora bien, se puede obtener las temperaturas reales de salida del intercambiador de calor:

$$T_{ho} = T_{hi} - \frac{q}{W_h C p_h}$$

$$T_{ho} = 65^{\circ}\text{C} - \frac{85\,200\text{ W}}{1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4\,182 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}} = 44,6^{\circ}\text{C}$$

$$T_{co} = T_{ci} + \frac{q}{W_c C p_c}$$

$$T_{co} = 8^{\circ}\text{C} + \frac{85\,200\text{ W}}{0,491 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4\,170 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}} = 49,61^{\circ}\text{C}$$

Se puede notar que las temperaturas de salida no son las deseadas, por lo cual se debe realizar cambios en todos los factores que intervienen en el cálculo de la eficiencia del intercambiador de calor.

Para aumentar la eficiencia del intercambiador de calor, se puede aumentar el coeficiente global de transferencia de calor, el área de transferencia de calor o también disminuir el flujo másico del fluido frío.

Para este caso, se opta aumentar arbitrariamente el área de transferencia de calor a $3,7\text{ m}^2$ que resulta una longitud de tubería total de 42 m como también el número de unidades de transferencia de calor NUT de $1,84$ y de acuerdo a la (Figura 4.2) se obtiene una eficiencia de $\varepsilon = 0,77$ entonces se obtiene la transferencia de calor real obtenido e igual a $89,86\text{ kW}$.

Volviendo a los cálculos anteriores, las temperaturas de salida son:

$$T_{ho} = 65^{\circ}\text{C} - \frac{89\,863\text{ W}}{1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4\,182 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}} = 43,51^{\circ}\text{C}$$

$$T_{co} = 8^{\circ}\text{C} + \frac{89\,863\text{ W}}{0,491 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4\,170 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}} = 51,88^{\circ}\text{C}$$

Cabe resaltar que estos valores obtenidos se encuentran considerando un factor de ensuciamiento de 0,0001, lo cual este valor puede variar debido a que la fuente termal de Papallacta no es muy corrosiva y de la misma manera el fluido frio el hotel cuenta con ablandadores de agua.

4.7.4 Cálculo de la pérdida de carga

Para el cálculo de la pérdida de carga en el anulo, se debe obtener el diámetro equivalente de acuerdo a la siguiente expresión:

$$D_{eq} = D_{i2} - D_{ext.1}$$

$$D_{eq} = (0,0603 - 0,02857)m$$

$$D_{eq} = 0,03173 m$$

$$Re_s = \frac{D_{eq} * V_h * \rho}{\mu}$$

$$Re_s = \frac{0,03173 * 0,45 * 986,78}{522,93 * 10^{-6}} = 29\,943,83$$

Para tubos de acero comercial, Cao recomienda utilizar la siguiente expresión para el cálculo del factor de fricción:

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{Re^{0,42}}$$

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{(29\,943,83)^{0,42}} = 0,0071$$

A continuación, se procede a sacar la perdida de carga del intercambiador de calor, de acuerdo a la siguiente expresión:

$$\Delta P = 4 * f * \frac{L}{D_{eq}} * \frac{\rho V_h^2}{2} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,25}$$

$$\Delta P = 4 * 0,0071 * \frac{42}{0,03173} * \frac{986,78 * (0,45)^2}{2} * (1,28)^{0,25} = 4\,016,12 Pa$$

De la misma manera se procede a calcular la pérdida de carga que se obtiene en la tubería interna:

Para el cálculo del factor de fricción, se utiliza la ecuación de Petukhov:¹⁷

$$f = (0,790 \cdot \ln(Re_D) - 1,64)^{-2}$$

$$f = (0,790 \cdot \ln(31\,798,52) - 1,64)^{-2}$$

$$f = 0,023$$

Se debe tomar en cuenta que la tubería interior del intercambiador de calor contiene codos que se debe sumar como extra 2 m en horizontal, y de la misma manera sumar un 10% de la pérdida de carga total por motivo de estos codos y universales.

$$\Delta P = 4 * f * \frac{L}{D_i} * \frac{\rho V_c^2}{2} + 10\% \Delta P_t$$

$$\Delta P = 4 * 0,023 * \frac{42 + 2}{0,02527} * \frac{995,15 * (0,98)^2}{2} + 10\%(76\,550,13)$$

$$\Delta P = 84\,205,14 \text{ Pa}$$

4.7.5 Cálculo de la potencia necesaria de la bomba centrífuga

El sistema cuenta con dos bombas centrífugas, una bomba para cada circuito.

1. Cálculo de la potencia de la bomba centrífuga del circuito primario

Para el cálculo de la potencia de una bomba se lo obtiene de la siguiente expresión:¹⁸

$$W_B = \frac{Q * \Delta P_T}{\eta}$$

¹⁷ INCROPERA Frank, Transferencia de Calor, pág. 424

¹⁸ Apuntes ingeniería mecánica, (formato pdf).

$$W_B = \frac{m * \Delta P_T}{\rho * \eta}$$

Dónde:

W_B : potencia de la bomba (W)

ΔP_T : pérdida de carga en todo el circuito (Pa)

ρ : densidad del fluido de trabajo (kg/m³)

η : eficiencia de la bomba

El fluido de trabajo debe recorrer una distancia de 150 m desde la fuente termal hasta el Hotel, para posterior ingresar al intercambiador de calor y recircular a una piscina que se puede encontrar a unos 10 m aproximadamente. Lo que resulta una distancia total de 160 m en horizontal que debe recorrer el fluido y vencer una altura de 2 m que tiene de profundidad la piscina a la cual ingresará el fluido caliente después del intercambiador de calor. A esto se le debe sumar la pérdida de carga que se tiene en el intercambiador de calor como también pérdidas por accesorios que será tomado en cuenta como el 10% de la pérdida del circuito.

La tubería de circulación es el tubo Cuatritubo de polipropileno en el interior de 2" de diámetro.

Entonces la pérdida de carga total que se tiene es:¹⁹

$$\Delta P_T = \Delta P_{circ.} + \Delta P_{interc.} + \Delta P_{piscina}$$

$$\Delta P_{circ.} = \frac{1}{2} * f * \frac{L}{Di} * \rho * v^2 + \frac{1}{2} * \rho * v^2 * K_{perd.}$$

$$\Delta P_{circ.} = \frac{1}{2} * \rho * v^2 \left(f * \frac{L}{Di} * + K_{perd.} \right)$$

¹⁹ Universidad Carlos II de Madrid-Proyecto de fin de carrera(<http://es.scribd.com/doc/54781591/20/CALCULO-DE-LA-DEMANDA-DE-ACS>)

En el paso del fluido por el circuito se tiene pérdidas continuas, es decir aquellas que se producen por el rozamiento entre el fluido y las paredes de la tubería y depende de la densidad, el diámetro de la tubería, la longitud a recorrer, la velocidad del fluido y como también de la rugosidad del material.

El factor K_{perd} . Se refiere a las pérdidas obtenidas en los accesorios como son:

- Válvulas
- Codos
- Reducciones

En este sistema no se tiene definido el número de accesorios, por lo cual las pérdidas de carga por causa de accesorios se estimarán el 10% de la pérdida de carga total.

$$\Delta P_{circ.} = \frac{1}{2} * f * \frac{L}{Di} * \rho * v^2$$

El factor de fricción f se calcula a partir del número de Reynolds y de la rugosidad relativa, mediante las curvas de Moody:

$$Re_D = \frac{D_i * V_h * \rho}{\mu}$$

$$Re_D = \frac{0,0603 * 0,45 * 986,78}{522,93 * 10^{-6}} = 51\ 204,32$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,007\ mm^{20}}{60,3\ mm} = 0,00011$$

ε , factor de rugosidad del polipropileno

D , diámetro interno de la tubería

²⁰ Tecnopipe-Tubos y Accesorios (formato pdf).
(<http://www.tecnopipe.com/catalogos/polipropileno.pdf>)

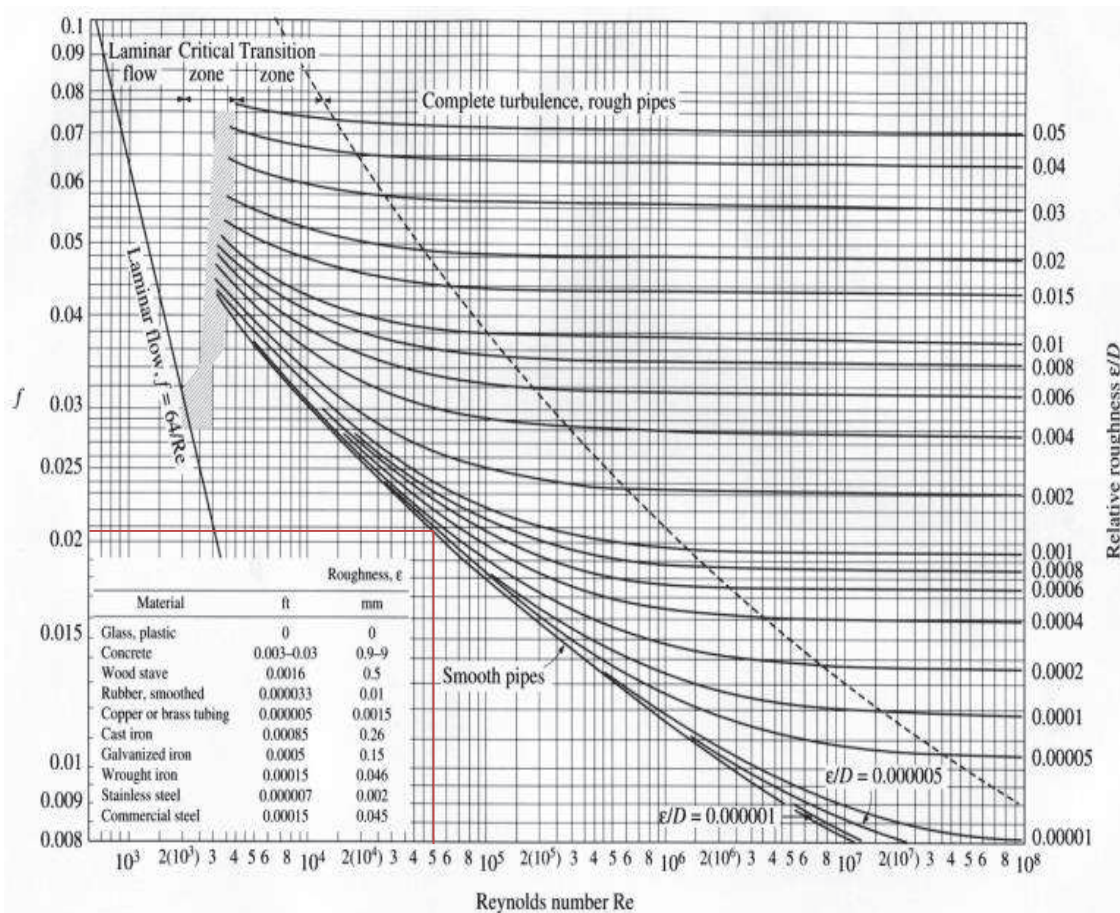


FIGURE A-27
The Moody chart for the friction factor for fully developed flow in circular tubes.

Figura 4.4: Diagrama de Moody

Del diagrama de Moody, obtenemos el factor de rozamiento que es:

$$f = 0,020$$

Este factor de rozamiento se puede también obtener de manera aproximada, mediante Petukhov que desarrollo una correlación única:²¹

$$f = (0,790 \ln Re_D - 1,64)^{-2}$$

$$f = [0,790 \ln(51\,204) - 1,64]^{-2}$$

$$f = 0,0208$$

²¹ INCROPERA Frank, Transferencia de Calor, pág. 424

A continuación se calcula la pérdida de carga total del circuito:

$$\Delta P_{circ.} = \frac{1}{2} * f * \frac{L}{Di} * \rho * v^2 + 10\% \Delta P + \Delta P_{piscina}$$

$$\Delta P_{circ.} = \frac{1}{2} * 0,0208 * \frac{160 m}{0,0603m} * \frac{986,78 kg}{m^3} * (0,45)^2 + 10\% \Delta P + \rho * g * H$$

$$\Delta P_{circ.} = 5 514,18 Pa + 10\%(5 514,18) + \frac{987,16kg}{m^3} * \frac{9,87m^2}{s} * 2 m$$

$$\Delta P_{circ.} = 5 514,18 Pa + 551,41 Pa + 19 486,53 Pa$$

$$\Delta P_{circ.} = 25 552,12 Pa$$

A continuación se procede a sacar la pérdida de carga total del sistema que la bomba debe vencer:

$$\Delta P_T = \Delta P_{circ.} + \Delta P_{interc.}$$

Anteriormente ya se calculó la pérdida de carga del intercambiador de calor de tubos concéntricos:

$$\Delta P_{interc.} = 6 575 Pa$$

Entonces:

$$\Delta P_T = 25 552,12 Pa + 4 016,12 Pa$$

$$\Delta P_T = 29 568,24 Pa$$

A continuación se calcula la potencia necesaria de la bomba con la siguiente expresión:

$$W_B = \frac{W_h * \Delta P_T}{\rho * \eta} \quad 22$$

Dónde:

W_B , potencia bomba eléctrica [W]

W_h , flujo másico del fluido caliente [kg/s]

ΔP_T , pérdida de carga total [Pa]

ρ , densidad del fluido de trabajo [kg/m³]

η , eficiencia de la bomba centrífuga

Con lo referente a la eficiencia de la bomba centrífuga, es considerado que para bombas pequeñas un rango de eficiencia entre 0,5- 0,7. Por lo cual escogeremos la más baja que es de 0,5:

$$W_B = \frac{1 \text{ kg/s} * 29\,568,24 \text{ Pa}}{987,16 \text{ kg/m}^3 * 0,5}$$

$$W_B = 60 \text{ W}$$

Es aconsejable utilizar una bomba de mayor potencia, debido a las pérdidas que se pueden obtener con el pasar del tiempo, entonces la bomba a utilizarse es:

Marca Foras tipo KM-100 para elevada temperatura de potencia 1 HP.

²² Apuntes de Turbomaquinaria-Facultad de Ingeniería Mecánica-PDF

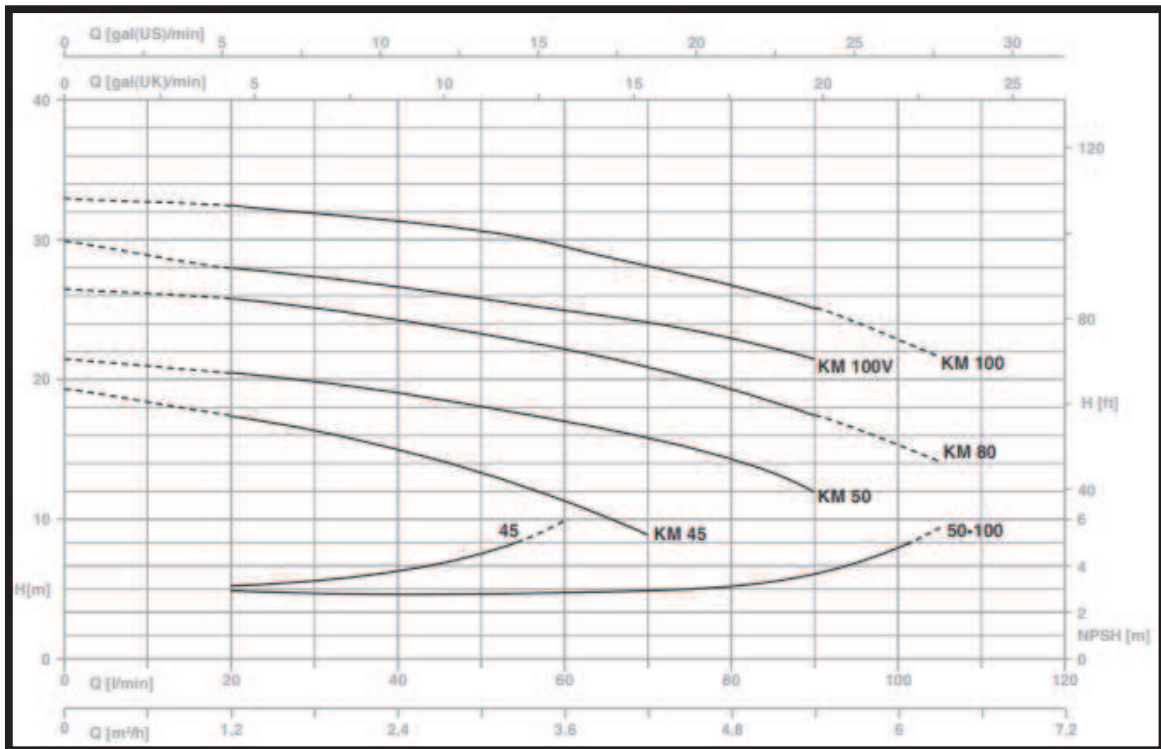


Figura 4.5: Curva de la bomba centrífuga Foras KM-100

Fuente: <http://www.foras-pumps.it/cgi-bin/Cms/Download/09-km.pdf>

2. Cálculo de la potencia de la bomba centrífuga para el circuito secundario

El circuito secundario está conformado por la conexión del tanque de acumulación de calor con el intercambiador de calor, la tubería a utilizarse es de cobre de 1" de diámetro.

Como longitudes de tubería entre el tanque y el intercambiador de calor, se estimará aproximadamente 10 m en horizontal, que incluye la salida del tanque al intercambiador y viceversa, como también se debe considerar la altura que debe vencer en el intercambiador de calor debido a que el fluido ingresara por la parte inferior del intercambiador y salir por la parte posterior que tiene una altura de 1,2 m.

Para el cálculo de la potencia, la pérdida de carga a vencer será la longitud de conexión y la pérdida de carga del intercambiador de calor incluido la pérdida de carga de los accesorios que se toma la misma consideración anteriormente mencionada.

$$\Delta P_T = \Delta P_{circ.} + \Delta P_{interc.} + \Delta P_h$$

$$\Delta P_{circ.} = \frac{1}{2} * f * \frac{L}{Di} * \rho * v^2 + 10\% \Delta P + \rho * g * H$$

Se procede con el cálculo del número de Reynolds, con las propiedades evaluadas a la temperatura media entre la salida (8°C) y entrada (55°C) del tanque:

$$Re_D = \frac{D_i * V_c * \rho}{\mu}$$

$$Re_D = \frac{0,02527 * 0,98 * 995,15}{775,02 * 10^{-6}} = 31\,798,52$$

Posterior se obtiene el factor de fricción, de acuerdo a la siguiente igualdad:

$$f = (0,790 \ln Re_D - 1,64)^{-2}$$

$$f = (0,790 \ln(31\,798,52) - 1,64)^{-2}$$

$$f = 0,0233$$

Entonces se obtiene la pérdida de carga del circuito secundario:

$$\Delta P_{circ.} = \frac{1}{2} * 0,0233 * \frac{10}{0,02527} * 995,15 * (0,98)^2 + 10\% \Delta P + 995,15 * 9,87 * 1,2$$

$$\Delta P_{circ.} = 4\,407,71 + 10\%(4\,407,71) + 11\,786,5$$

$$\Delta P_{circ.} = 16\,635,03 \text{ Pa}$$

A esta pérdida de carga, sumamos la pérdida de carga que se tiene en el intercambiador de calor, cabe resaltar que el fluido del circuito secundario circula

por la tubería interna del intercambiador de calor, por esta razón se toma el valor de la pérdida de carga de la tubería interior anteriormente calculada.

$$\Delta P_{int.} = 84\,205,14 \text{ Pa}$$

De esta manera, se obtiene la pérdida de carga total del circuito secundario, que debe vencer la bomba centrífuga:

$$\Delta P_T = \Delta P_{circ.} + \Delta P_{interc.}$$

$$\Delta P_T = 16\,635,03 \text{ Pa} + 84\,205,14 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_T = 100\,840,1 \text{ Pa}$$

A continuación se calcula la potencia necesaria de la bomba con la siguiente expresión:

$$W_B = \frac{W_c * \Delta P_T}{\rho * \eta}$$

Con lo referente a la eficiencia de la bomba centrífuga, es considerado que para bombas pequeñas un rango de eficiencia entre 0,5- 0,7. Por lo cual escogeremos la más baja que es de 0,5:

$$W_B = \frac{0,491 \frac{kg}{s} * 100\,840,1 Pa}{995,15 kg/m^3 * 0,5}$$

$$W_B = 99,5 \text{ W}$$

Para el circuito secundario, se escoge una bomba centrífuga de 1/6 HP marca Grundfost tipo UP26-99F.

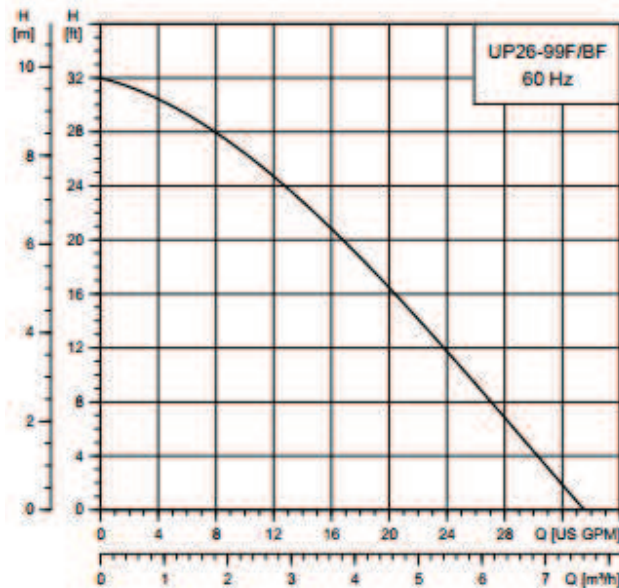


Figura 4.6: Curva de la bomba Grundfos de 1/6 HP

Fuente: file:///C:/Users/Guillermo/Downloads/Grundfosliterature-3449388%20(2).pdf

4.8 DISEÑO DEL TANQUE DE ACUMULACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

El tanque de acumulación de agua caliente es un volumen adicional instantáneo que tiene el sistema de agua caliente sanitaria.

Como punto principal es calcular la capacidad del recipiente acumulador, por lo cual es se debe conocer el volumen de ACS instantánea que necesita el hotel.

Existen diferentes aparatos de consumo de agua caliente, entre ellos los de mayor consumo en hotel son las duchas:

VIVIENDAS	Consumo (l/min)	Temperatura uso (°C)	Consumo a 40 °C (l/min)	HOTELES Y RESTAURANTES (4 ó 3 estrellas + 20%)	Consumo (l/min)	Temperatura uso (°C)	Consumo a 40 °C (l/min)
Fregadero 2 pilas	8	45	9.3	Hidromasaje	13	45	15.2
Fregadero 1 pila	4	45	4.7	Pilas enjuagar	10	50	13.3
Lavamanos	1	35	0.83	Lavamanos	7	35	5.8
Lavabo	3,6	35	3	Lavabo	10	40	10
Bañera	10	40	10	Bañera	11,6	38	10.8
Ducha	7,5	40	7.5	Ducha	9,2	35	7.7
Bidé	2,5	38	2.3	Bidé	2,5	35	2

Tabla 4.12: ACS instantánea

Fuente: (Bosch, 2006)

El hotel cuenta con 53 duchas en todo el hotel incluido las cabañas. Entonces se puede obtener el caudal de consumo:

$$V_t = 53 \text{ duchas} * 7,7 \frac{\text{litros}}{\text{min}} = 408,1 \frac{\text{litros}}{\text{min}}$$

A este valor se lo multiplica por un tiempo estimado de ocupación de la ducha, de acuerdo a un confort elevado, un huésped se demora aproximadamente 10 min, entonces podemos obtener el volumen máximo instantáneo igual a 4081 litros. Con este volumen máximo se multiplica por un factor de simultaneada que lo reduzca debido a que es muy difícil que se abran todas las duchas al mismo instante. El coeficiente de simultaneidad se lo encuentra de la siguiente manera:

$$F_s = \frac{1}{\sqrt{n-1}}^{23}$$

Dónde:

n , número máximo de puntos de consumo.

F_s , factor de simultaneidad

²³ <http://es.scribd.com/doc/75858733/calculo-demanda-ACS>

$$F_s = \frac{1}{\sqrt{53-1}} = 0,13$$

Entonces se tiene un volumen instantáneo de agua caliente de:

$$V_{inst.} = V_t * F_s$$

$$V_{inst.} = 4081 \text{ litros} * 0,13$$

$$V_{inst.} = 565,9 \text{ litros}$$

Por motivo de cuestión económica se escoge un tanque de almacenamiento de 500 litros de capacidad.

Una vez obtenido el volumen total del tanque de acumulación, se puede obtener las dimensiones partiendo de una dimensión dada por el diseñador, en donde se fija si se trata de un tanque horizontal o vertical, como también teniendo en cuenta el espacio disponible que tiene para la instalación de dicho tanque.

Para este sistema se escoge un tanque de acumulación vertical con tapas torisféricas, entonces las dimensiones del tanque son:

$$D = 650 \text{ mm}$$

$$L = 1450 \text{ mm}$$

$$h = 150 \text{ mm}$$

$$R_{tapas} = 427 \text{ mm}$$

$$V_{tanque} = V_{cilindro} + 2 * V_{tapas}$$

$$V_{tanque} = \frac{\pi * D^2}{4} * L + 2 * \frac{\pi * h^2}{3} (3 * R_{tapas} - h)$$

$$V_{tanque} = \frac{\pi * (0,625)^2}{4} * 1,45 + 2 * \frac{\pi * (0,15)^2}{3} (3 * 0,427 - 0,15)$$

$$V_{tanque} = 0,5 \text{ m}^3 = 500 \text{ litros}$$

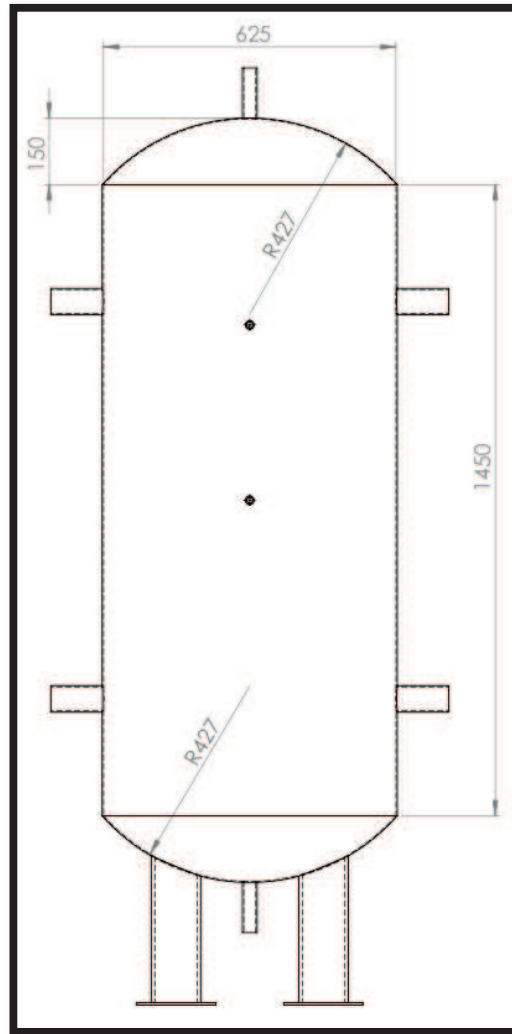


Figura 4.7: Tanque de almacenamiento de ACS

Una vez obtenidas las dimensiones, se procede a calcular el espesor mínimo que debe tener el tanque de acumulación, de modo que resista una presión interna de trabajo de 70 psi, considerada la presión de red.

Es considerable diseñar con una presión mayor a la presión de trabajo, considerada como presión de diseño. Esta presión de diseño por lo general es sumado 30 psi o un 10% de la presión de trabajo.²⁴

En este caso se sumará 30 psi a la presión de trabajo, resultando una presión de diseño de 100 psi.

En primer lugar se calcula el espesor de la pared del cilindro, de acuerdo a la norma ASME con la siguiente ecuación:

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0,6 * P} + CA^{25}$$

Dónde:

$P = 100 \text{ psi}$: presión de diseño.

$R = 12,79 \text{ pulg.}$: Radio interno del cilindro.

S : esfuerzo máximo permisible del material.

E : eficiencia de la junta soldada.

$CA = 0,125 \text{ pulg.}$: margen por corrosión²⁶.

El esfuerzo máximo permisible se lo obtiene en tablas de acuerdo al tipo de material a utilizarse. El material del tanque a construir será de acero inoxidable tipo AISI 304, debido a que el fluido de almacenamiento es de consumo humano, entonces el factor de fluencia a una temperatura menor a los 100° C, para este caso el valor es de 18 700 psi²⁷

²⁴ EUGENE F. Megyesy, Manual de recipientes a presión, Diseño y Cálculo, (<http://es.scribd.com/doc/30051782/Manual-de-Recipientes-a-Presion>)

²⁵ EUGENE F. Megyesy, Manual de recipientes a presión-Diseño y Cálculo.

²⁶ De acuerdo a la norma ASME, un valor aproximado.

²⁷ Acero Inoxidable AISI 304- soluciones sólidas y duraderas.

La eficiencia de la junta soldada depende del soldador y el tipo de soldadura, que por lo general se maneja con una eficiencia del 70%.²⁸

$$t = \frac{100 \text{ psi} * 12,79 \text{ pulg.}}{18\,700 \text{ psi} * 0,70 - 0,6 * 100 \text{ psi}} + 0,125 \text{ pulg.}$$

$$t = 0,104 \text{ pulg.} = 2,6 \text{ mm}$$

El espesor que debe tener la placa de cuerpo cilíndrico será de 3 mm.

Análogamente se realiza el cálculo para las tapas torisféricas, de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$t = \frac{P * L * M}{2 * S * E + P(M - 0,2)}$$

Dónde:

$P = 100 \text{ psi}$: presión de diseño.

$L = 16,81 \text{ pulg.}$: radio exterior de la pieza bombeada.

M : Factor M.

$S = 18\,700 \text{ psi}$: esfuerzo máximo permisible del material.

$E = 0,6$: eficiencia de la junta soldada

²⁸ <http://es.scribd.com/doc/17247549/disen-y-calculo-de-recipientes-a-presion>

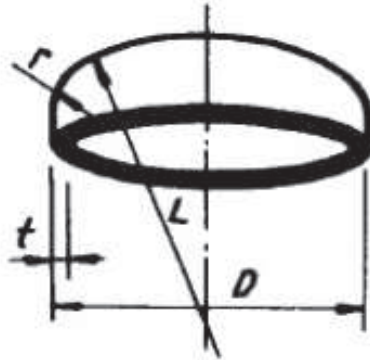


Figura 4.8: Tapa torisférica

Fuentes: <http://es.scribd.com/doc/30051782/Manual-de-Recipientes-a-Presion>

Para obtener el factor M, se calcula la relación entre el radio exterior de la parte bombeada y el radio inicial de la cabeza.

$$\frac{L}{r} = \frac{427\text{mm}}{30\text{mm}} = 14,22$$

De acuerdo a la (Tabla 4.13), el factor M es igual a 1,69:

Tabla 4.13: Valores del Factor M

VALORES DEL FACTOR M																	
L/r	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00	6.50
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39
L/r	7.00	7.50	8.00	8.50	9.00	9.50	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16.3	*
M	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77	

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/30051782/Manual-de-Recipientes-a-Presion>

Posterior se calcula el espesor de la pared torisférica:

$$t = \frac{100 \text{ psi} * 16,81 * 1,69}{2 * 18\,700 \text{ psi} * 0,6 + 100 \text{ psi}(1,69 - 0,2)}$$

$$t = 0,115 \text{ pulg.} = 3 \text{ mm}$$

De la misma manera el espesor de la cabeza torisférica es de 3 mm.

4.9 CÁLCULO DEL VASO DE EXPANSIÓN

Para el cálculo del vaso de expansión, es necesario conocer:

- V_t , Volumen total del circuito cerrado.
- $T_{max.}$, Temperatura máxima del sistema.
- P_e , La presión estática (presión inicial) o diferencia de nivel en mts., entre el punto más alto de la instalación y el vaso.
- P_f , La presión final o máxima.
- F_e , Factor de expansión (coeficiente de dilatación) del agua según la temperatura media.

Una vez obtenido esos datos se procede a calcular el volumen útil del vaso de expansión, de acuerdo a la siguiente igualdad: ²⁹

$$V_u = V_t * F_e$$

Para posterior calcular la capacidad del vaso de expansión con la siguiente expresión:

$$V_v = \frac{V_u}{F_p}$$

Dónde:

$$F_p = \frac{P_f - P_e}{P_f}, \text{ Factor de presión.}$$

Para estimar el volumen total de toda la instalación, se suma el volumen del intercambiador de calor y de la tubería.

²⁹ <http://www.salvadorescoda.com/tecnico/AC/04-VasoExpansionRecambio.pdf>

El vaso de expansión se coloca en la parte del circuito secundario (hotel), entonces como volumen total se tiene, la tubería interna del intercambiador de tubos concéntricos incluido la tubería extra de conexión entre el intercambiador de calor y el tanque de acumulación, sumado el volumen del tanque de almacenamiento de agua caliente sanitaria (500 litros), de esa manera se tiene el circuito cerrado.

$$V_t = V_{inter.} + V_{tanque.} + V_{tuberia}$$

$$V_t = \pi * \frac{D_i^2}{4} * L_t + 0,5 \text{ m}^3 + \pi * \frac{D_i^2}{4} * L_{tuberia}$$

$$V_t = \pi * \frac{(0,02527 \text{ m})^2}{4} * 30 \text{ m} + 0,5 \text{ m}^3 + \pi * \frac{(0,02527 \text{ m})^2}{4} * 10 \text{ m}$$

$$V_t = 0,515 \text{ m}^3 = 515 \text{ litros}$$

Las temperaturas que oscilará el sistema serán de 8°C hasta los 60 °C, en donde para obtener el factor de dilatación del agua se basa a la temperatura máxima 60 °C, y es igual a:

Con esa temperatura se obtiene el coeficiente de expansión del agua, que es igual a:

$$F_e = 0,018^{30}$$

A continuación se procede al cálculo del volumen útil del vaso de expansión:

$$V_u = 515 * 0,018$$

$$V_u = 9,27 \text{ litros}$$

Posterior se procede a calcular el factor de presión del sistema, de acuerdo a la siguiente expresión:

³⁰ <http://javiponce-formatec.blogspot.com/2013/09/calculo-del-vaso-de-expansion-de-una.html>

$$F_p = \frac{P_f - P_e}{P_f}$$

Donde como presión máxima nos basaremos a la presión máxima del tanque de acumulación de agua caliente que es igual a 70 psi. Análogamente como presión mínima será la presión de red que es igual a los 35 psi.

$$F_p = \frac{70 - 35}{70} = 0,5$$

Al final se puede obtener el volumen útil del vaso de expansión:




$$V_v = \frac{V_u}{F_p}$$

$$V_v = \frac{9,27 \text{ litros}}{0,5} = 18,54 \text{ litros}$$

Entonces de acuerdo a la tabla, el volumen de trabajo del vaso de expansión será:

Tabla 4.14: Vasos de expansión cerrados

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS Y DIMENSIONES

	Código	Artículo	Capacidad lts.	Presión máx. trabajo	Presión precarga bar	D mm	H mm	H1 mm	Conexión de agua Ø DIN 259
	AC 04 001	5 AMR-E	5	10	1,5	200	265	-	¾"
	AC 04 008	5 AMR-E	5	10	1,5	200	265	-	1"
	AC 04 005	24 AMR-E	24	8	1,5	350	410	-	¾"
	AA 15 205	24 AMR-E	24	8	1,5	350	410	-	1"
	AC 04 016	8 AMR	8	10	1,5	200	350	-	1"
	AC 04 017	15 AMR	15	10	1,5	270	320	-	1"
	AC 04 018	20 AMR	20	10	1,5	270	425	-	1"
	AC 04 020	50 AMR	50	10	1,5	360	620	-	1"
	AC 04 021	50 AMR-P	50	10	1,5	360	760	-	1"
	AC 04 025	80 AMR-P	80	10	1,5	450	750	-	1"
	AC 04 063	100 AMR-P	100	10	1,5	450	870	-	1"

Fuente: Catalogo vasos de expansión-salvador escoda S.A

Para el sistema se necesita de un vaso de expansión de 20 litros de capacidad a 1,5 bar.

4.10 CÁLCULO DEL ESPESOR DEL AISLAMIENTO TÉRMICO PARA LA TUBERÍA DE CIRCULACIÓN

El aislamiento térmico es un material muy importante en instalaciones de calefacción y agua caliente, debido a que se manejan temperaturas superiores a las del ambiente, por lo cual es inevitable la pérdida de energía, debido a este diferencial de temperaturas.

En el sistema hidráulico se tiene pérdidas por convección, conducción y radiación, sin embargo la pérdida de calor significativa se da por convección. Por esta razón los aislamientos térmicos evitan el libre paso del calor ya que son caracterizados por su alta resistencia térmica.

Existen diferentes tipos de aislamientos, los que se suelen usar son: fibra de vidrio, lana de vidrio, vidrio expandido, poliestireno expandido, espuma de poliuretano, espuma de polietileno, etc.

En este tipo de sistemas de agua caliente sanitaria, el aislamiento recomendado es la espuma de polietileno, debido a que debe soportar la intemperie por lo general lluvia, a diferencia de la lana de vidrio que con el contacto de agua pierde su función de aislamiento.

La espuma de polietileno es de color blanco con una capa fina de aluminio, se caracteriza por ser económica y de fácil instalación. Tiene un coeficiente de conductividad térmica entre 0,036 y 0,045.³¹

La instalación del sistema tiene diferentes tipos de tubería y diámetro, como también temperatura del fluido interior y exterior. Se divide en la tubería del exterior que va desde la fuente termal hasta el hotel, y la otra parte de tubería que se encuentra en el interior del hotel.

³¹ http://es.wikipedia.org/wiki/Aislante_t%C3%A9rmico#Espuma_de_polietileno

- a) Tubería del exterior.- Es un Cuatritubo de polipropileno de 2" de diámetro, que está expuesto a la velocidad del viento donde se obtiene convección forzada.
- b) Tubería interior del hotel.- Es una tubería de cobre de 1" de diámetro, que debido a que se encuentra en el interior del hotel, únicamente está expuesto a la temperatura ambiente en donde se tiene convección natural.

Para calcular el espesor del aislamiento necesario en la tubería, se empieza por obtener la pérdida de calor total que se tiene normalmente sin el aislamiento, y de esa manera con el aislamiento evitar un 80% de pérdida de calor³².

1. Cálculo de la pérdida de calor en la tubería sin aislamiento

Mediante analogías eléctricas, se puede obtener las resistencias térmicas presentes desde el interior del tubo hasta el exterior.

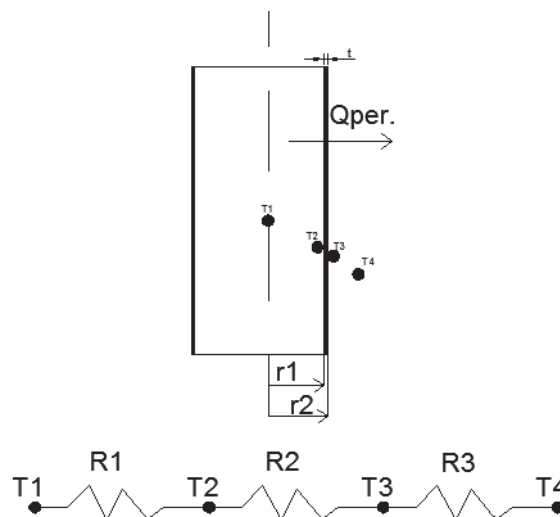


Figura 4.9: Resistencias térmicas

Dónde:

$$R1 = \frac{1}{h_i \cdot A_i} \quad \text{resistencia térmica de convección.}$$

³² Recomendaciones para instalaciones de ACS.

$$R2 = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi \cdot k_{\text{agua}} \cdot t}: \quad \text{resistencia térmica de conducción del tubo.}$$

$$R3 = \frac{1}{h_o \cdot A_o}: \quad \text{resistencia térmica de convección exterior.}$$

Para el cálculo es necesario conocer las propiedades de los fluidos interno y externo, en donde se evaluarán a las temperaturas máximas y mínimas respectivamente.

Tabla 4.15: Propiedades físicas del fluido de trabajo

Fluido	Viscosidad $\mu * 10^6 (\text{N.s/m}^2)$	Densidad (kg/m ³)	Calor especifico Cp(kJ/kg.K)	Conduc. térmica $k * 10^3 (\text{W/m.K})$	Número de Prandtl
Parte caliente (agua)	453	982,31	4,186	656	2,88

Fuente: Propia

1. Convección en el interior de la tubería

Se empieza con el cálculo del número de Reynolds del fluido que circula por el interior de la tubería.

$$Re_D = \frac{V_h \cdot D_i \cdot \rho}{\mu}$$

$$Re_D = \frac{0,45 \frac{m}{s} * 0,0603 m * 982,31 kg/m^3}{453 * 10^{-6}}$$

$$Re_D = 58\,841,01$$

Como tenemos un número de Reynolds mayor a 10000, el fluido se encuentra en régimen turbulento, entonces se puede utilizar la ecuación de Dittus-Boelter:

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^n$$

En este caso, n=0,3 por que el fluido interno se enfría con la temperatura exterior.

$$Nu_D = 0,023 \cdot (58\,841,01)^{4/5} \cdot (2,88)^{0,3}$$

$$Nu_D = 206,67$$

$$Nu_D = \frac{h_i \cdot D_i}{k_{agua}}$$

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k_{agua}}{D_i}$$

$$h_i = \frac{206,67 \cdot 656 \cdot 10^{-3}}{0,0603}$$

$$h_i = 2\,248,41 \text{ W/m}^2\text{K}$$

2. Convección exterior de la tubería

El fluido exterior es aire, en donde las propiedades se evalúan a 7°C y con un promedio de velocidad del viento de 8 km/h=2,22 m/s³³.

Tabla 4.16: Propiedades físicas del fluido de trabajo

Fluido	Viscosidad $\mu \cdot 10^6$ (N.s/m ²)	Densidad (kg/m ³)	Calor específico Cp(kJ/kg.K)	Conductividad térmica $k \cdot 10^3$ (W/m.K)	Número de Prandtl
Parte fría (aire)	174,6	1,25472	1,0066	24,7	0,7122

Elaboración: Propia

De la misma manera se procede el cálculo del número de Reynolds:

$$Re_D = \frac{V_{viento} \cdot D_{ext} \cdot \rho}{\mu}$$

$$Re_D = \frac{2,22 \cdot 0,0753 \cdot 1,25472}{174,6 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re_D = 1\,201,29$$

³³ Datos obtenidos del hotel "Termas de Papallacta".

Como Reynolds es menor a 2300, el fluido se encuentra en flujo laminar. Entonces se aplica la correlación correspondiente a flujo cruzado en cilindros:³⁴

$$Nu_D = c \cdot Re_D^m \cdot Pr^{1/3}$$

De acuerdo a la tabla:³⁵

$$c=0,683$$

$$m= 0,466$$

$$Nu_D = 0,0683 * (1\ 201,29)^{0,466} \cdot (0,7122)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_D = 1,66$$

$$h_0 = \frac{1,66 * 24,7 * 10^{-3}}{0,0753}$$

$$h_0 = 0,54\ W/m^2K$$

3. Coeficiente global de transferencia de calor

$$R_{eq} = R1 + R2 + R3$$

$$R1 = \frac{1}{h_i \cdot A_i} = \frac{1}{2\ 248,41 * \pi * 0,0603 * 160} = 0,0000146\ K/W$$

$$R2 = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tubo} \cdot t} = \frac{\ln\left(\frac{75,3}{60,3}\right)}{2 * \pi * 0,22 * 160} = 0,0010\ K/W$$

$$R3 = \frac{1}{h_o \cdot A_o} = \frac{1}{0,54 * \pi * 0,0703 * 160} = 0,052\ K/W$$

$$R_{eq} = 0,0000146 + 0,0010 + 0,052$$

$$R_{eq} = 0,0534\ K/W$$

³⁴ INCROPERA Frank, Transferencia de calor, pág. 445

³⁵ INCROPERA Frank, Transferencia de calor, pág. 370

$$U.A = \frac{1}{R_{eq}}$$

$$U.A = \frac{1}{0,0534} = 18,72 \text{ W/K}$$

Una vez obtenido el coeficiente global, se procede a calcular el calor total que se pierde, de acuerdo a la siguiente igualdad:

$$Q_{per} = U.A.\Delta T$$

$$Q_{per} = 18,72 \text{ W/K}(62 - 7)\text{K}$$

$$Q_{per} = 1\,029,6 \text{ W}$$

Con este valor de pérdida de energía, se puede obtener la variación de temperatura a perder de acuerdo a la siguiente igualdad:

$$Q_{per} = W_h C_p \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{Q_{per}}{W_h C_p}$$

$$\Delta T = \frac{1\,029,6 \text{ W}}{1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4\,182 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}} = 0,24 \text{ K}$$

Como se puede notar, la pérdida de energía que se tiene a ese caudal y velocidad no es muy significativa, lo cual se puede despreciar y no tener necesidad de la instalación del aislamiento térmico.

4.11 CALCULO DEL AISLAMIENTO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE ACS

Para el cálculo del aislamiento del tanque de acumulación de agua caliente, es necesario realizar un análisis sobre el comportamiento del fluido interno en el tanque es de almacenamiento, donde el fluido interno mantendrá un flujo laminar o en reposo. Y como fluido externo, es aire a temperatura ambiente.

El tipo de aislamiento más idóneo para recubrimiento de tanques, es la espuma de poliuretano que es uno de los mejores aislamientos térmicos, tiene un coeficiente de conductividad de 0,023 W/m.K.³⁶

El procedimiento de cálculo del espesor del aislamiento, se basa a que se permitirá arbitrariamente que el tanque de almacenamiento disminuya 1°C al día, entonces se puede obtener la potencia que se puede despreciar o perder, de acuerdo a la siguiente igualdad:

$$Q_{per.} = \frac{m_{tanque} C_p \Delta T}{t}$$

Dónde:

$Q_{per.}$: potencia de calor perdido.

$m_{tanque} = 500 \text{ litros} = 500 \text{ Kg}$: masa del fluido interno.

$C_p = 4,178 \text{ KJ/Kg.K}$: calor específico del fluido interno evaluado a

$$T_m = \frac{60+14}{2} = 37 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$\Delta T = 1 \text{ K}$: variación de temperatura en un día.

$t = 24 \text{ h} = 86\,400 \text{ s}$: tiempo en el que se pierde 1°C.

$$Q_{per.} = \frac{500 \text{ Kg} * 4,178 \frac{\text{KJ}}{\text{KgK}} * 1 \text{ K}}{86\,400 \text{ s}}$$

$$Q_{per.} = 24,17 \text{ W}$$

³⁶ http://es.wikipedia.org/wiki/Aislante_t%C3%A9rmico#Espuma_de_poliuretano

A continuación se procede con el cálculo de los coeficientes peliculares del tanque de almacenamiento:

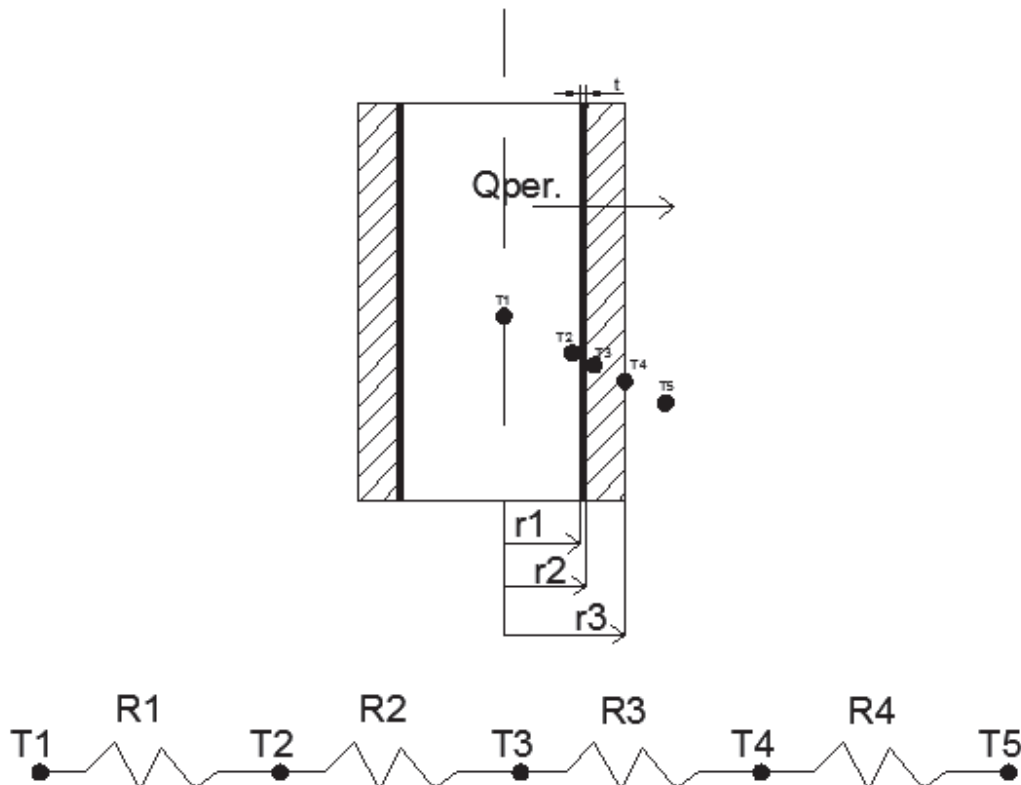


Figura 4.10: Analogía eléctrica de transferencia de calor

1. Convección en el interior del tanque

Como punto principal, es obtener el número de Reynolds del fluido interior, pero como ya se mencionó anteriormente, el fluido en el interior se mantiene en reposo, por lo cual la velocidad que tiene el fluido será muy baja.

Para el cálculo del número de Reynolds, partimos de un dato calculado anteriormente que es el caudal del fluido frío que ingresara al tanque que es $W_c = 0,491 \text{ kg/s}$:

$$Vi = \frac{Wc}{\rho \cdot Ai}$$

$$Vi = \frac{0,491 \text{ kg/s}}{993,04 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \pi \cdot (0,65\text{m})^2/4}$$

$$Vi = 0,0015 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Una vez obtenido la velocidad interna del tanque, se procede a obtener el número de Reynolds:

$$Re_D = \frac{Vi * Di * \rho}{\mu}$$

$$Re_D = \frac{0,0015 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,65\text{m} * 993,04\text{kg}/\text{m}^3}{695 * 10^{-6}\text{Ns}/\text{m}^2}$$

$$Re_D = 1\,393,11$$

El fluido en el interior del tanque se encuentra en régimen laminar, por lo cual se procede a obtener el número de Nusselt tomando en cuenta que se debe tener un flujo de calor superficial constante. Para este caso el número de Nusselt es constante e igual a 4,36.

$$Nu_D = 4,36 = \frac{h_i Di}{k}$$

$$h_i = \frac{4,36 * k}{Di}$$

$$h_i = \frac{4,36 * 628 * 10^{-3}}{0,650}$$

$$h_i = 4,212 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$$

2. Flujo externo

Para el caso del exterior, se tiene convección natural con el aire que se encuentra como mínimo a 14°C, por lo cual se puede realizar el análisis y suponer que el tanque exterior con el aislamiento se mantiene a esa temperatura.

Entonces como no se tiene el diámetro exterior del tanque incluido el aislamiento, para el cálculo se supone una temperatura superficial externa del tanque constante, tomando en cuenta la temperatura ambiente. Se estima una temperatura ambiente de 14 °C como mínimo.

Realizando las analogías eléctricas de transferencia de calor y conociendo la potencia perdida, se procede con el cálculo de la temperatura superficial exterior del tanque de almacenamiento:

$$Q_{per.} = \frac{T_1 - T_3}{\frac{1}{hi \cdot Ai} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_{acero} \cdot L}}$$

$$24,17 \text{ W} = \frac{60 - T_3}{\frac{1}{4,212 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} * \pi * \frac{(0,65 \text{ m})^2}{4}} + \frac{\ln\left(\frac{328}{325}\right)}{2\pi \cdot 16,2 \frac{\text{W}}{\text{mK}} * 1,45 \text{ m}}}$$

$$T_3 = 42,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Se supone una temperatura superficial exterior con el aislamiento, teniendo en cuenta la mínima de la temperatura ambiente:

$$T_4 = 14 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la misma manera, se obtiene la resistencia térmica del aislamiento, de acuerdo a la siguiente expresión:

$$Q_{per.} = \frac{T_3 - T_4}{R3}$$

$$24,17 \text{ W} = \frac{(42,7 - 14)K}{R3}$$

$$R3 = 1,187 \text{ K/W}$$

$$R3 = \frac{\ln\left(\frac{r3}{r2}\right)}{2\pi k_{aisl.} L}$$

$$1,187 \text{ K/W} = \frac{\ln\left(\frac{r3}{328}\right)}{2\pi * 0,023 \text{ W/mK} \cdot 1,45m}$$

$$r3 = 420,66 \text{ mm}$$

$$t_{aisl.} = 92,66 \text{ mm}$$

Entonces el espesor a colocarse en el tanque será de 100 mm de espuma de poliuretano.

4.12 SISTEMA DE CONTROL AUTOMÁTICO PARA EL COMPLEJO TURÍSTICO “TERMAS DE PAPALLACTA”

Para diseñar el sistema de control, es necesario de un controlador lógico programable, que de manera automática encienda o apague las bombas, abra o cierre las electroválvulas de acuerdo a las temperaturas de funcionamiento establecidas, como también proporcione una visualización en una pantalla todas las temperaturas y caudal dispuestos en todo el sistema.

Para el control del sistema se dispone de:

- Cuatro termopares PT-100
- Dos electroválvulas solenoides
- Tres niveles de agua

Mediante estos equipos, se puede controlar el sistema siguiendo una secuencia lógica de temperaturas, de esa manera asegurar la temperatura de consumo deseada a la salida.

Para realizar el control del sistema, se realiza flujogramas de control en donde se menciona toda la secuencia y operación del sistema que normalmente debe tener.

(Ver Anexo 3)

Como se mencionó anteriormente, es necesario de la visualización de las temperaturas y caudal de funcionamiento del sistema, de esa manera analizar el funcionamiento y realizar un seguimiento para futuros cambios en la parte de control y mejoramiento del mismo.

4.13 MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD DEL SISTEMA

En toda instalación es necesario de un plan de mantenimiento que asegure la vida útil del sistema y mediante todas las acciones necesarias, garantizar el normal funcionamiento del mismo.

Existen diferentes tipos de mantenimiento, entre los cuales se tiene:

- Mantenimiento predictivo
- Mantenimiento preventivo
- Mantenimiento correctivo
- Mantenimiento proactivo
- Mantenimiento productivo total (TPM)
- Mantenimiento centrado en confiabilidad (RCM)

El manteniendo a considerarse para este sistema será el mantenimiento preventivo y correctivo, debido a que no es necesario de otro tipo de mantenimiento ya sea por costos y personal requerido.

Cabe resaltar que para asegurar un excelente mantenimiento la observación, el análisis y predicción juegan un papel muy importante para garantizar el correcto funcionamiento y vida útil del sistema.

4.13.1 Mantenimiento preventivo del sistema de calentamiento de agua potable del hotel

Mediante este manual de mantenimiento preventivo, se evitará que un equipo trabajando normalmente necesite de un cambio inmediato. Por lo cual se debe analizar e inspeccionar las instalaciones y equipos antes de que se produzca un colapso de paro no deseado del sistema.

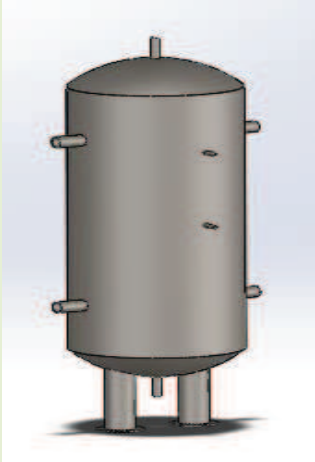
Este tipo de inspección debe ser realizado por una persona debidamente capacitada con lo referente a las instalaciones y funcionamiento del sistema de calentamiento de agua potable mediante la energía geotérmica, y así garantizar el éxito del mantenimiento preventivo.

FICHAS TÉCNICAS DE MANTENIMIENTO

a) Tanque de 500 litros de acero inoxidable

Un elemento de gran importancia es el tanque de consumo de 500 litros, este tanque es de acero inoxidable con aislamiento de 100 mm de espesor de espuma de poliuretano.

Es el encargado de almacenar agua caliente sanitaria necesaria para abastecer la necesidad energética del hotel y cabañas.

FICHA TÉCNICA DE MANTENIMIENTO			
Equipo	Tanque de 500 litros de capacidad		
Proceso	Almacenamiento de agua caliente		
Material	Acero Inoxidable		
Aislamiento	Fibra de vidrio		
Presión máxima (psi)	100	Fecha	2014
Vendedor	INDUACERO CIA. LTDA.	Diseño	EPN


Elaboración: Propia

Actividades de mantenimiento a realizar del tanque de 500 litros:

Detalle	REVISIÓN DEL TANQUE DE ACUMULACIÓN DE AGUA CALIENTE
Acción a ejecutar	Inspección visual del tanque acumulador de 500 litros de capacidad
Propósito	Evitar fugas de agua en todas las conexiones del tanque
Tareas	Inspeccionar que no exista ningún tipo de fuga en todas las conexiones del tanque, de ser así reajustarlas utilizando teflón y sellante para parar dichas fugas.
Tiempo previsto (min)	30
Frecuencia	Anual
Encargado	Técnico
Precaución	Precaución con las partes eléctricas cercanas al tanque
Seguridad	Usar guantes, overol y botas

Elaboración: Propia

b) Bomba Centrífuga de 1 HP

FICHA TÉCNICA DE MANTENIMIENTO			
Equipo	Bomba centrífuga		
Proceso	Succionar fluido termal y enviar al hotel		
Marca	Foras		
Cantidad	1		
Modelo	KM-100	Origen	Italia
Motor	Eléctrico	Potencia	1 HP
Voltaje	110 V	N° de fase	Monofásico
N° de serie		Fecha	2014
Vendedor	DISMACOM S.A	Diseño	EPN

Elaboración: Propia

Actividades de mantenimiento realizadas para la bomba centrífuga de 1 HP:

Equipo	BOMBA CENTRÍFUGA DE 1 HP
Acción a ejecutar	Inspección visual
Propósito	Verificar que no exista ningún tipo de fuga de agua
Tareas	Inspección visual de la bomba centrífuga, verificando que no exista ningún tipo de fuga de agua por el eje de la bomba.
Tiempo previsto (min)	Instantáneo
Frecuencia	Mensual
Encargado	Técnico Mecánico
Precaución	-
Seguridad	-

Elaboración: Propia

c) Bomba centrífuga de 1/3 HP

FICHA TÉCNICA DE MANTENIMIENTO			
Equipo	Bomba centrífuga		
Procesos	Enviar agua fría al intercambiador		
Marca	GRUNDFOS	Código	EPN003
Cantidad	1	Origen	Italia
Modelo	UPS26-99FC		
Motor	Eléctrico	Potencia	245 W
Peso	5,22 Kg	Nro. Fase	Monofásico
Voltaje	110 V	Fecha	2014
Vendedor	IMPEX C.A	Diseño	EPN

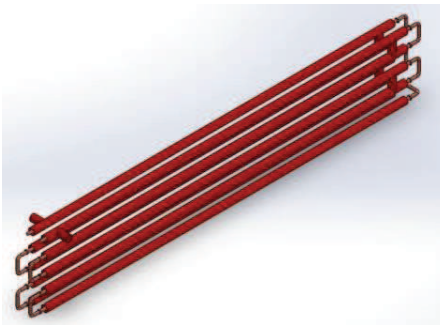
Elaboración: Propia

Actividades de mantenimiento preventivo a realizar a la bomba centrífuga de 245 W:

Detalle		BOMBA CENTRÍFUGA DE 245 W
Acción a ejecutar	Inspección visual de la bomba centrífuga	
Propósito	No exista ningún tipo de fuga de agua	
Tareas	Inspección visual de la bomba centrífuga que no exista ningún tipo de fuga de agua en especial por el eje de la bomba.	
Tiempo previsto (min)	Instantáneo	
Frecuencia	Mensual	
Encargado	Técnico Mecánico	
Precaución	-	
Seguridad	-	

Elaboración: Propia

d) Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos

FICHA TECNICA DE MANTENIMIENTO			
Equipo	Intercambiador de Calor		
Proceso	Transferencia de calor entre dos fluidos a diferentes temperaturas		
Área total (m²)	3,7	Código	EPN004
Longitud (m)	42	Origen	Ecuador
Tipo	Tubos Concéntricos	Fecha	2013

Elaboración: Propia

Actividades de mantenimiento a realizar en el intercambiador de calor:

ÍTEM 1		INTERCAMBIADOR DE CALOR	
Acción a ejecutar	Limpieza interior del intercambiador de calor		
Propósito	Evitar corrosión y acumulación de impurezas en el interior del intercambiador de calor		
Tareas	A) Cerrar todas las llaves de ingreso y salida de fluido al intercambiador de calor. B) Aflojar todas las abrazaderas de conexión del intercambiador de calor. C) Aflojar todos los pernos y sacar las abrazaderas de cada tubo del intercambiador de calor D) Sacar los tapones de Duralon® E) Sacar las tuberías internas del intercambiador y realizar una limpieza al interior. F) Una vez retiradas las tuberías internas, limpiar la superficie interna de la tubería exterior. G) Realizar las conexiones originales del sistema del intercambiador par su normal funcionamiento.		
Tiempo previsto (min)	300		
Frecuencia	Al notar una elevada caída de carga en el intercambiador, o las temperaturas de trabajo ya no son las esperadas.		
Encargado	Técnico		
Precaución	Evitar el contacto de agua en las bombas y partes eléctricas cercanas al intercambiador de calor		
Seguridad	Usar guantes, gafas, overol y botas		

Elaboración: Propia

4.13.2 Tablero de control del sistema

En el panel de control, se puede encontrar todas las temperaturas en donde se encuentran instalados los RTD, como también la lectura del caudal instalado a la salida del intercambiador de calor.

El sistema cuenta dispositivos de control instalados en todo el sistema, como son:

- Un RTD en el tanque de acumulación de calor, que es el encargado de asegurar la una temperatura deseada constante.
- Un RTD en la entrada del intercambiador de calor, encargado para el respectivo análisis y comportamiento de funcionamiento del equipo.

- Un RTD en el interior de la fuente termal, que es el encargado de asegurar la temperatura constante deseado en el ingreso del sistema diseñado.
- Un RTD en el interior de la piscina, encargado de mantener la temperatura entre 38-40 °C.
- Un nivel de agua en el tanque acumulador, encargado de mantener el tanque siempre con agua caliente sanitaria.
- Un nivel de agua en la fuente termal, encargado de asegurar que el fluido geotermal no se agote a medida que lo aprovechamos.
- Un nivel en la piscina, encargado de asegurar la profundidad deseada de la piscina.
- Dos electroválvulas solenoides encargados de abrirse o cerrarse y enviar agua fría o caliente respetivamente, que mediante la mezcla, asegurar la temperatura deseada de la piscina.
- Un caudalímetro, encargado de enviar información sobre el caudal de entrada hacia el intercambiador de calor.

4.13.3 Válvulas, tubería y accesorios de seguridad

La principal actividad de mantenimiento consta de una limpieza y verificación de funcionamiento semestral y corregir fugas de agua en las uniones en caso de existir.

Se debe realizar una inspección de las líneas eléctricas y sus conexiones, para comprobar que no existen cables en mal estado, instalaciones flojas, cortocircuitos y óxidos.

Se recomienda que esta actividad se realice junto con la inspección mensual de todo el sistema.

4.13.4 Mantenimiento correctivo

Este mantenimiento consiste en corregir las fallas cuando éstas ya han ocurrido, por lo cual es necesario el arreglo o cambio inmediato del equipo en falla.

Se debe tomar en cuenta que este tipo de mantenimiento se tiene paradas obligatorias y no programadas, entonces se debe cerrar todas las llaves de paso al equipo en falla como también bloquear el paso de energía eléctrica al tablero de control para evitar cualquier daño del sistema.

1. Bombas

El principal elemento a fallar en cualquier bomba centrífuga es el sello mecánico. Cuando en una bomba se observa una fuga de agua por la parte del eje, no se tiene la presión deseado a la salida o no succiona, quiere decir que el sello mecánico ha fallado, por lo cual se debe realizar el cambio inmediato.

4.13.5 Seguridad industrial

- **Señalización**

En toda instalación debe estar debidamente colocado las precauciones ingreso, alto voltaje, altas temperaturas como también entradas y salidas de emergencia.

Por lo cual es recomendable la instalación de letreros de señalización en todo el sistema como también un extintor en la casa de máquinas.

- **Equipo de protección individual**

Es necesario de disponer de equipo de protección individual, como son; overol, guantes, botas, gafas. De esa manera evitar accidentes por falta de protección.

- **Capacitación al personal encargado del sistema**

Es de suma importancia realizar las debidas capacitaciones al personal encargado del mismo, de esa manera proporcionar información y modo de trabajo para asegurar el correcto funcionamiento del sistema.

CAPÍTULO 5

3. ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Como método de análisis, se realiza la simulación mediante CFD del intercambiador de calor del hotel y así constatar todos los parámetros diseñados y calculados.

5.1 Metodología general para el análisis por FEA y CFD

Se lo puede ver como la secuencia de los tres pasos fundamentales descritos a continuación:

- Pre-procesamiento

Momento en el cual se genera el modelo 3D y se colocan las condiciones de borde y las propiedades pertinentes de los materiales, además de la definición del tipo y calidad de mallado requerido. En el caso del CFD se definen los volúmenes de control, las condiciones de borde, propiedades de los fluidos a estudiar y las propiedades que se quieren evaluar.

- Procesamiento.

Momento en el cual el computador analiza la geometría, genera el mallado correspondiente, a partir de este, genera las matrices para los nudos y las grandes matrices que contienen los datos de todos los nudos, en sí, el modelo matemático. Posteriormente la computadora realiza los cálculos pertinentes y entrega los resultados.

- Pos-procesamiento

Es la parte más importante del proceso de análisis en el cual el usuario puede hacer uso de las herramientas de presentación de resultados para evaluarlos, analizarlos y determinar su significado y, finalmente, presentar una propuesta para validarlos o tomarlos como definitivos, dependiendo del alcance del estudio.

Datos de caso a analizar:

Los datos obtenidos para la realización de la simulación se han obtenido del caso propuesto en capítulos anteriores para el diseño del intercambiador de calor del sistema de calentamiento de agua potable para un hotel.

La simulación se la realizó en “Solidworks Flow Simulation 2012”. Ver más en Anexo 4.

Mediante la aplicación de “Solidworks Flow Simulation 2012”, que elimina la complejidad de la dinámica de fluidos computacional con un entorno de trabajo amigable para el diseñador y que se puede simular de manera fácil y rápida el flujo de fluidos como también la transferencia de calor³⁷.

Para el desarrollo de la simulación mediante CFD (Dinámica de fluidos computacional, por sus siglas en inglés), se tomaron ciertas suposiciones que a continuación se menciona:

- Análisis en estado estable
- Exterior de las tuberías que se encuentran expuestas al medio ambiente, se consideran completamente aisladas.
- Materiales de las tuberías se consideran uniformes y sin imperfecciones importantes a lo largo de las geometrías respectivas.
- Las propiedades de los materiales y fluidos dependen de los cambios de temperatura.
- Los fluidos de trabajo no sufren cambios de estado.

³⁷ <http://www.directindustry.es/prod/solidworks/software-cfd-15020-370257.html>

- La geometría simplificada es lo suficientemente representativa del diseño real del intercambiador de calor.
- Las superficies de las tuberías que se encuentran en contacto con los fluidos de trabajo poseen rugosidades características que corresponden a cada material, sin embargo no simulan la presencia de capas de acumulación de materiales como minerales u otros contaminantes en sus paredes.

Tabla de datos de entrada para la simulación:

Tabla 5.1: Datos teóricos

Tabla de Datos									
Temperaturas de Ingreso (°C)		Temperaturas de salida (°C)		Coeficientes de convección (W/m ² K)		Área de circulación (m ²)		Factor de rugosidad (mm)	
Caliente	Frío	Caliente	Frío	hi	ho	Ai	Aánulo	Cobre	Cuatritubo
65	8	43,51	51,88	3895,53	2030	0,000501	0,00221	0,0015	0,007

Fuente: Propia

Datos obtenidos en la simulación

Una vez realizado la simulación en “Solidworks Flow Simulation 2012”, después de 846 iteraciones con un porcentaje de error de convergencia igual a 2,61%, se han obtenidos los siguientes resultados, que se compararán con los datos calculados:

a) Temperaturas de Entrada y Salida

En la (Figura 5.1), se puede observar los resultados de temperaturas de salida de cada fluido de trabajo que se obtuvieron en Solidworks Flow Simulation 2012”:

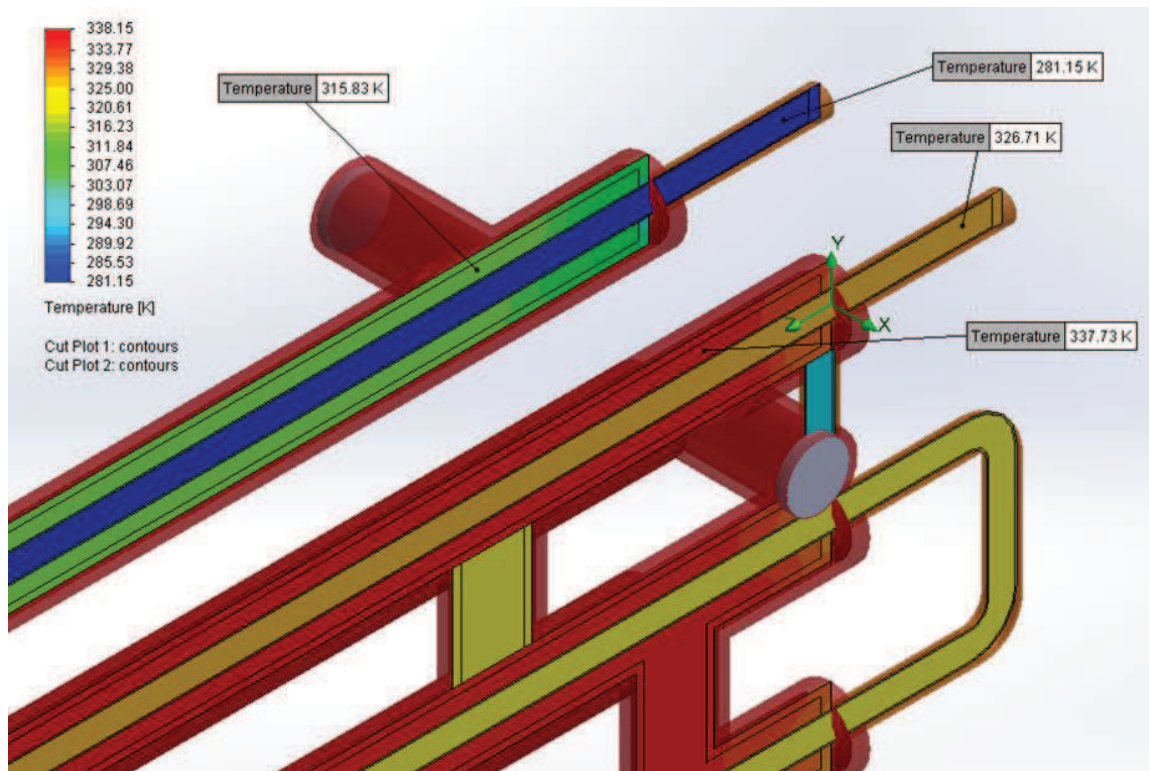


Figura 5.1: Datos Obtenidos – Temperaturas de Salida

Las temperaturas de salida son muy satisfactorias para la implementación y construcción del intercambiador de calor, debido a que analizando cada temperatura de los fluidos; la temperatura de salida de ACS se tiene $53,56\text{ }^{\circ}\text{C}$ que se considera una temperatura óptima y adecuada para las instalaciones de un hotel, de igual manera la temperatura de salida del fluido termal con $42,68\text{ }^{\circ}\text{C}$ ingresaría directamente a la piscina sin necesidad de mezcla con agua a menor temperatura ya que bastaría con el clima para regularse y mantenerse a $38\text{ }^{\circ}\text{C}$ de acuerdo al control previsto en la instalación.

b) Velocidades de los fluidos de trabajo

En la (Figura 5.2), se puede observar los rangos de velocidades máximas y mínimas que se obtienen en el interior del intercambiador de calor:

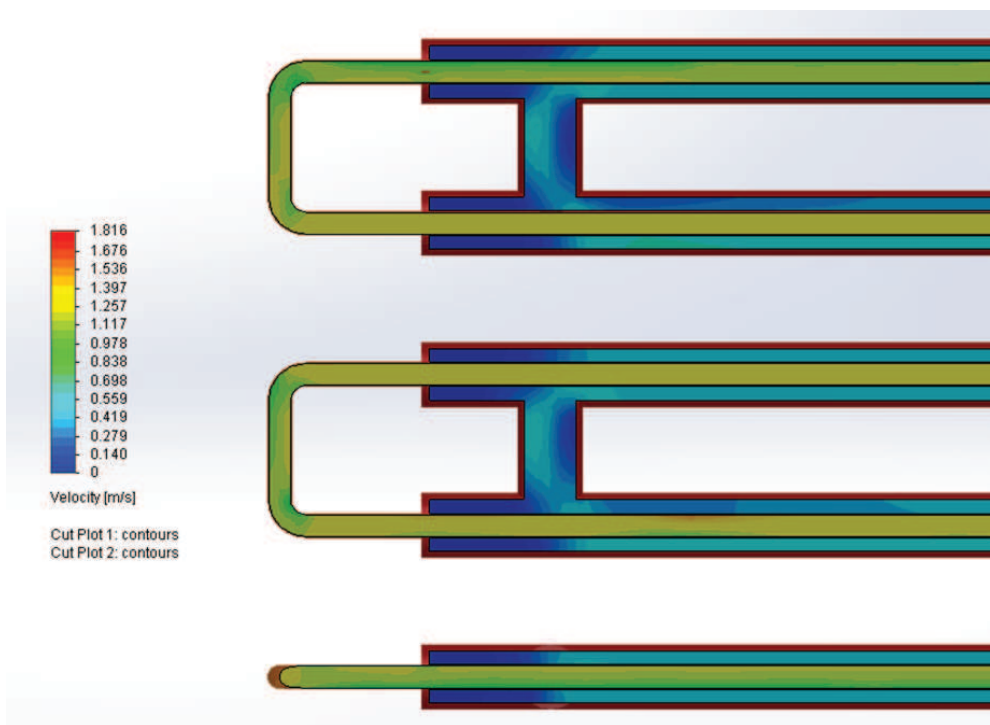


Figura 5.2: Velocidades internas - Vista Frontal A

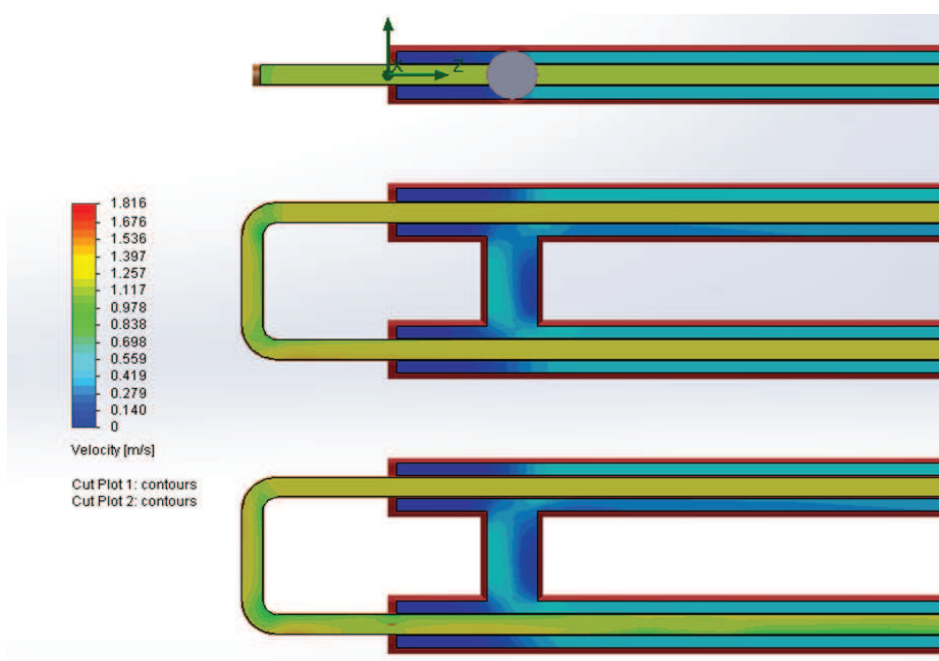


Figura 5.3: Velocidades internas – Vista Frontal B

En las (Figuras: 5.2 y 5.3), se pueden observar que las velocidades son relativamente constantes y uniformes a lo largo del intercambiador de calor, como también se observa que se tiene un estancamiento del fluido en cada borde del ánulo debido a que se tiene velocidad 0 m/s, lo que sería necesario de reducir ese volumen mediante tapones y evitar la acumulación del fluido que se consideraría como volumen de agua muerta.

Así mismo, se puede notar que las velocidades obtenidas en la simulación se asemejan a las calculadas sin tomar en cuenta el estancamiento del fluido termal en el ánulo.

c) Presiones internas

En la (Figura 5.4), se observa las presiones máximas y mínimas que se obtienen en el interior del intercambiador de calor, tanto en la tubería interior como en el ánulo:

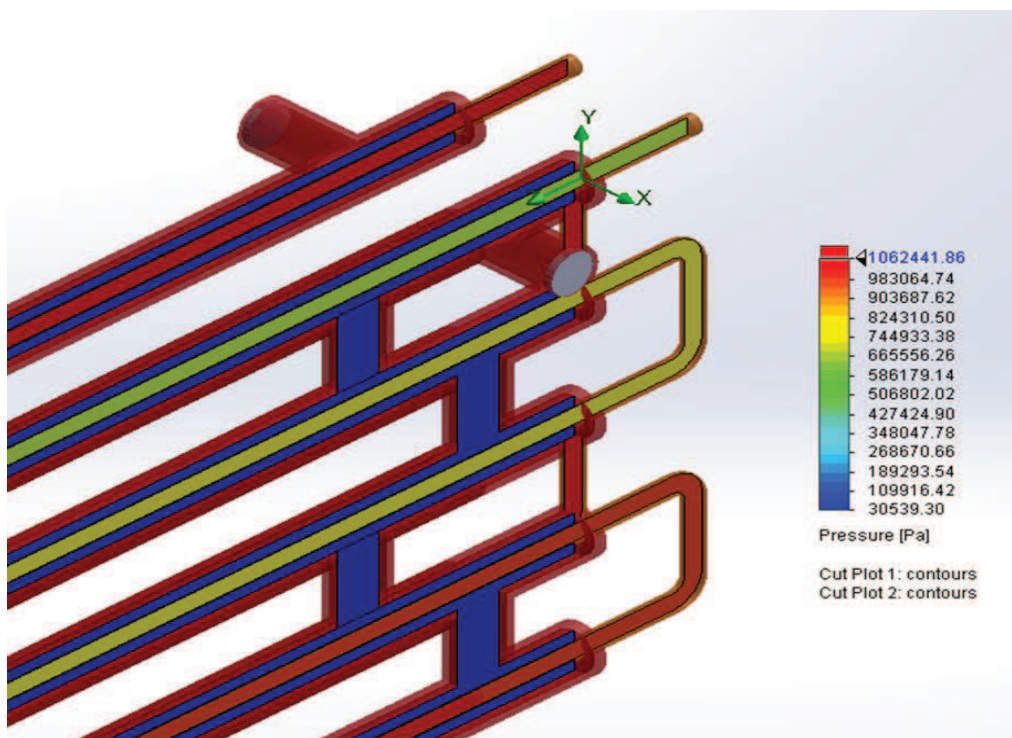


Figura 5.4: Presión Interna del tubo interior

En la (Figura 5.4), se puede notar que la presión que se tiene en el interior del tubo interno disminuye relativamente a medida que se aproxima a la salida del intercambiador de calor, y es debido a que en la entrada se envía el fluido a una elevada presión con el objetivo de vencer la pérdida de carga del intercambiador de calor incluido la presión interna del tanque de almacenamiento de agua caliente sanitaria a la salida del intercambiador de calor.

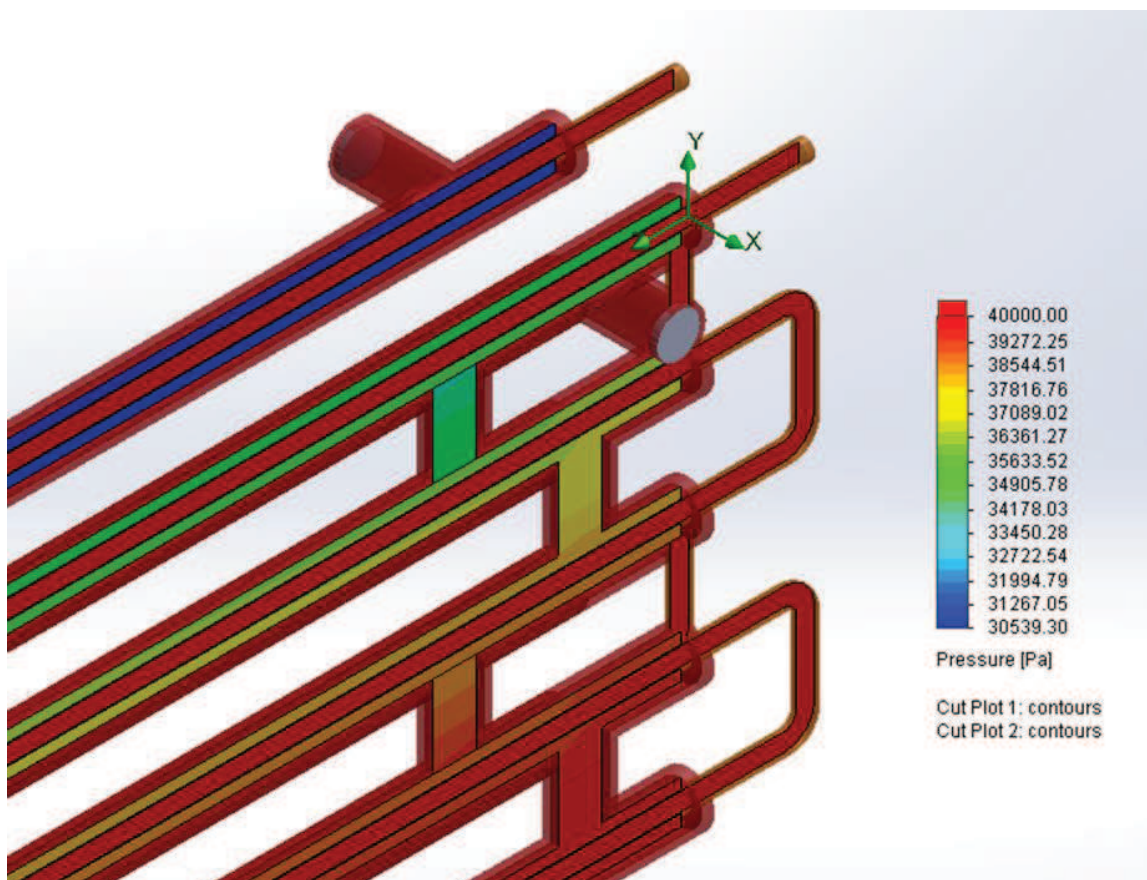


Figura 5.5: Presión interna en el ánulo

En la (Figura 5.5), se puede notar al igual que en el tubo interno, una disminución relativa de presión en el ánulo del intercambiador de calor debido a una elevada presión del fluido al ingreso del intercambiador de calor.

CAPÍTULO 6

4. EVALUACIÓN DEL IMPACTO SOCIAL, ECONÓMICO Y AMBIENTAL DEL PROYECTO

Como se mencionó anteriormente, este proyecto se basa en ser sostenible y por lo tanto cumplir en tres aspectos importantes como son: social, económico y ambiental, como se detalla a continuación:

6.1 Aspecto Social

Una ventaja en el aprovechamiento de la energía geotérmica como uso directo, es que se tiene disponible de fuentes termales ya presentes en el Ecuador, que no tienen ningún impacto social negativo, al contrario sirven para uso medicinal y balneología.

Por otro lado, al igual que otras energías alternativas se pueden satisfacer las necesidades de agua caliente sanitaria sin emisiones de gases tóxicos producidos por la combustión de diésel o GLP (que normalmente son utilizados para el calentamiento del agua) y de esta manera socialmente beneficiar a la gente a tener menos enfermedades o molestias a la salud. Además de ser una oportunidad a estas comunidades y comercios de acercarse más al buen vivir.

Sin embargo la población del sector cercano a fuentes termales debe entender que estas dejan de ser renovables si se explotan en gran cantidad. Este aspecto pone en riesgo al recurso geotérmico y previene que sea una fuente de energía sostenible.

6.2 Aspecto Económico

El aspecto económico es fundamental para la instalación de proyectos relacionados con la utilización de energía renovable. Cabe resaltar que los proyectos de energía renovable se diferencian de aquellos que utilizan fuentes no renovables (fósiles), por la elevada inversión inicial que los primeros incurren, sin embargo como todo proyecto tiene un período de amortización que se obtendrá en este apartado.

El proyecto se enfocó en el diseño de calentamiento de agua potable para una vivienda unifamiliar como también para el hotel “Termas de Papallacta” el cual tiene como fuente energética en el aprovechamiento directo de las fuentes termales cercanas. Este proyecto pone énfasis en el ahorro económico a obtener comparando el consumo de combustibles fósiles (diésel o GLP) que se necesitaría para suplir la demanda energética de cada edificación.

6.2.1 Costo del sistema de calentamiento de agua potable para una vivienda unifamiliar mediante la energía geotérmica:

El presupuesto inicial del sistema se divide en varios puntos, las cuales se mencionan a continuación:

- Construcción del intercambiador de calor de tubos concéntricos
- Circuito de circulación del fluido termal
- Mano de obra
- Mantenimiento

a) Construcción del intercambiador de calor de tubos concéntricos:

Para la construcción del intercambiador de calor de tubos concéntricos, son necesarios varios accesorios y materiales que se detalla en la siguiente tabla:

Tabla 6.1: Costo de materiales del intercambiador de calor

INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCENTRICOS			
Descripción	Unidades	Precio unitario	Precio total
Tubo de cobre de 3/4"x 6m tipo M	6	35,55	213,3
Cuatritubo de 2" x 6m	6	56,86	341,16
T PVC de 2"	20	6,22	124,4
Universal de 3/4" SO-SO	9	2,71	24,39
Neplo corrido de 2" PVC	9	1,1	9,9
Adaptador de 3/4" SO-HI	2	1,5	3
Codo de cobre 3/4"	18	0,77	13,86
Tapón de Duralon® de 2"	20	15	300
Retenedor de 3/4"	20	6	120
Sujetador de acero inoxidable	20	15	300
Pernos y arandelas	40	1,1	44
Decapante medio litro	1	16,8	16,8
Soldadura de estaño	1	24,25	24,25
		Subtotal	1535,06
		IVA 12%	184,20
		Total	11719,26

Fuente: Estos precios están acorde a cotizaciones solicitadas a TECNICOBRE CÍA. LTDA., con validez a la fecha de redacción de este documento.

b) Circuito de circulación del fluido termal

Se refiere a la línea hidráulica desde la fuente termal hasta la vivienda unifamiliar, se estima que la fuente termal se encuentra a 3 m de altura respecto de la vivienda unifamiliar, lo que se debe instalar 120 m de tubería Cuatritubo de 1", a continuación se detalla los accesorios para la instalación, sin embargo este valor podría ser pagado por varias viviendas, ya que sería un costo general únicamente hasta llevar el fluido termal hasta las viviendas:

Tabla 6.2: Costo de materiales para el circuito primario

CIRCUITO PRIMARIO			
Descripción	unidades	precio unitario	precio total
Tubo Polimex Cuatritubo de 1"x 6m	20	23,25	465
Universal de 1" PVC	2	6	12
Válvula de bola de 1"	2	10,97	21,94
Uniones de 1" PVC	5	0,5	2,5
Manómetros de glicerina	2	18	36
Termómetro	2	40	80
Codo de 1" PVC	5	1,1	5,5
		Subtotal	622,94
		IVA 12%	74,7528
		Total	697,6928

Fuente: Estos precios están acorde a cotizaciones solicitadas a DISMACON COBRE S.A con validez a la fecha de redacción de este documento.

c) Mano de obra

Se refiere al costo de instalación de la línea hidráulica como también la construcción del intercambiador de calor.

Tabla 6.3: Costo de mano de obra

MANO DE OBRA		
Trabajador	Tarea	precio total
Maestro mayor	Construcción intercambiador de calor de doble tubo	150
Maestro mayor	Instalación conexión de la línea hidráulica	70
	Subtotal	220
	IVA 12%	26,4
	Total	246,4

Fuente: Cotización solicitada al señor Ángel Mendoza- Maestro Mayor

De igual manera, en el cálculo del costo de la mano de obra, se toma en cuenta únicamente el valor de la construcción del intercambiador de calor más el 10% de

la construcción hidráulica, lo que da un costo total para una vivienda igual a \$ 188,4.

d) Inversión total

Se refiere a la suma de todos los aspectos necesarios para la instalación y puesta en marcha del sistema de calentamiento:

Tabla 6.4: Inversión Total

Descripción	Costo Total
Construcción del intercambiador de calor de tubos concéntricos	1729,16
Circuito de circulación del fluido termal	69,76
10% del total	
Mano de obra	188,4
Total	\$ 1 987,32

Elaboración: Propia

e) Costo de mantenimiento

La instalación de producción de agua caliente sanitaria para la vivienda unifamiliar no necesita de un operario para su mantenimiento, únicamente se toma en cuenta la limpieza anual del interior del intercambiador de calor que podría realizarlo el cliente con una previa capacitación, sin embargo se puede notar como gasto el pago mensual que se debe pagar al municipio por la utilización y aprovechamiento de la fuente termal. Este valor es un impuesto que tienen todas las entidades involucradas como son los hoteles y balnearios cercanos a la fuente termal, por lo que para una vivienda unifamiliar se estima un pago mensual como consumo de agua potable e igual a $0,31 \text{ \$/m}^3$ para consumos menores a 20 m^3 al mes³⁸, lo cual

³⁸ <http://www.telegrafo.com.ec/noticias/guayaquil/item/agua-potable-cuesta-menos-en-otras-urbes.html>

para la vivienda unifamiliar se sabe el consumo mensual necesaria de la fuentes termal de 465,6 kg y mediante la densidad del fluido a la temperatura de 65°C se puede obtener el volumen del fluido termal al día:

$$Vol = \frac{m}{\delta}$$

$$Vol = \frac{465,6 \text{ kg}}{987,13 \text{ kg/m}^3} = 0,47 \text{ m}^3 \text{ del fluido termal al día}$$

Con el volumen necesario para el intercambiador de calor, se obtiene el costo mensual a pagar:

Tabla 6.5: Costo por consumo de la fuente termal

Volumen del fluido termal al día (m ³)	Costo del fluido termal (\$/m ³)	Costo Diario (\$)	Costo Mensual (\$)	Costo Anual (\$)
0,47	0,31	0,1457	4,371	52,45

Elaboración: Propia

6.2.2 Ahorro térmico generado por la instalación

La energía necesaria para el calentamiento del agua potable de la vivienda unifamiliar diaria es igual a 55 831,45 kJ, para satisfacer esta demanda normalmente se consume de GLP o diésel mediante un caldero o calefones, por lo que se debe tomar en cuenta la eficiencia del aparato de calentamiento en la estimación de los costos de operación.

Para una vivienda unifamiliar comúnmente se utiliza calefones que calientan el agua mediante el consumo de GLP, la eficiencia de un intercambiador de calor se encuentra entre 80 % a 90 % que para este estudio se toma la menor eficiencia, lo que se puede obtener la energía real suministrada:

$$E_{real} = \frac{E_{diaria}}{\eta}$$

$$E_{real} = \frac{55\,831,45 \text{ kJ}}{0,8}$$

$$E_{real} = 69\,789,31 \text{ kJ}$$

Este valor es equivalente a la energía que suministra el GLP de acuerdo a la siguiente expresión:

$$E_{real} = 69\,789,31 \text{ kJ} = m_{GLP} \cdot PC_{GLP}$$

Con esta igualdad se puede obtener la masa de GLP necesaria para suplir esta demanda energética, conociendo el poder calorífico del GLP aproximadamente 45 900 kJ/kg, se obtiene la masa de GLP necesaria:

$$m_{GLP} = \frac{69\,789,31 \text{ kJ}}{45\,900 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 1,52 \text{ kg al día de GLP}$$

Se sabe que un cilindro de gas contiene 15 kg de GLP, entonces para la vivienda unifamiliar duraría aproximadamente 10 días y se necesitaría de 3 cilindros de GLP mensuales, además cabe mencionar que debido a la manera como se aprovecha el GLP en cilindros domésticos y residenciales, aproximadamente un 30% en masa del combustible se mantiene en el tanque y se devuelve no utilizado en cada cambio de tanque. Este no es el caso de las instalaciones centralizadas de gas.

Envase	Precio GLP	Precio Transporte	Precio Total x Kilogramos	% De Desperdicio	\$ Desperdicio Por tanque
Tanque 15 kg. Doméstico	0,11	0,05	0,16	30%	0,705
Tanque 45 kg. Industrial	1,00	0,05	1,05	30%	14,175
Tanque estacionario	0,98	0,05	1,03	0%	0

Fuente: Venegas, D. "Las instalaciones de GLP en el Ecuador" (Diapositivas); Seminario de Uso de GLP, Escuela Politécnica Nacional AEIM, 2007, Ecuador

Entonces el precio de un cilindro de gas doméstico de 15 kg en Ecuador es igual a \$ 2,40, se gastaría \$ 7,20 mensuales en GLP y \$ 86,4 anuales, a este valor se debe sumar el costo de pilas necesarias para el funcionamiento del calefón. Se asume el cambio necesario de pilas mensualmente e igual a \$ 3 y anual \$ 36.

Tabla 6.6: Costo consumo GLP

Descripción	Ahorro económico mensual (\$)	Ahorro económico anual (\$)
GLP	7,20	86,4
Pilas	3	36
Total	10,20	122,4

Elaboración: Propia

Este valor representaría el ahorro económico de ser remplazado por el aprovechamiento de la energía geotérmica como uso directo, sin tomar en cuenta vida útil del calefón y emisiones de CO₂ al medio ambiente. A todo esto se debe incluir el costo de la adquisición, instalación y mantenimiento del calefón o dispositivo de calentamiento.

d) Indicadores Financieros

A continuación se realiza un flujo de caja en donde se obtiene el TIR y el VAN del proyecto, de acuerdo a una vida útil de 20 años que se estima para el cambio de materiales:

Tabla 6.7: Flujo Neto de Caja

Año de operación	Inversión	Ahorro	Egresos	Flujo Neto Efectivo
0	1987,32			-1987,32
1	0	122,4	52,45	69,95
2	0	122,4	52,45	69,95
3	0	122,4	52,45	69,95
4	0	122,4	52,45	69,95
5	0	122,4	52,45	69,95
6	0	122,4	52,45	69,95
7	0	122,4	52,45	69,95
8	0	122,4	52,45	69,95
9	0	122,4	52,45	69,95
10	0	122,4	52,45	69,95
11	0	122,4	52,45	69,95
12	0	122,4	52,45	69,95
13	0	122,4	52,45	69,95
14	0	122,4	52,45	69,95
15	0	122,4	52,45	69,95
16	0	122,4	52,45	69,95
17	0	122,4	52,45	69,95
18	0	122,4	52,45	69,95
19	0	122,4	52,45	69,95
20	0	122,4	52,45	69,95
			VAN=	\$ -717,86
			TIR=	-3%

Elaboración: Propia

Debido al valor negativo del VAN, el proyecto para una vivienda unifamiliar NO ES FACTIBLE económicamente, tomando en cuenta una tasa de interés del 1 %, este valor de VAN negativo es debido a que el costo del GLP es muy bajo y por ende la implementación de las energías renovables no son adecuadas para personas de bajos recursos económicos.

6.2.3 Costo del sistema de calentamiento de agua potable para un complejo turístico “Termas de Papallacta” mediante Combustible Fósil:

Como ya se obtuvo en apartados anteriores, la energía necesaria para calentar el agua potable por un día, mensual y anual en el hotel es igual a 1 141,88 MJ, que

de ser utilizado recursos fósiles comúnmente calderas a diésel, proporcionar agua caliente al hotel.

Para el calentamiento del agua potable del hotel, sería necesario de una caldera con quemador a diésel, por lo cual se debe tomar en cuenta su eficiencia y notar la energía real consumida.

Se sabe que una caldera tiene una eficiencia del 78 % lo que resulta la energía real consumida igual a:

$$E_{real} = \frac{E_{diaria}}{\eta}$$

$$E_{real} = \frac{1\,141,88\,MJ}{0,78}$$

$$E_{real} = 1\,463,95\,MJ$$

Este valor es la energía que consume una caldera mediante la combustión estequiometría del diésel, la cual es igual a:

$$E_{real} = 1\,463,95\,MJ = m_{diesel} * PC_{diesel}$$

Como dato conocido se tiene el poder calorífico del diésel igual a 42 275 kJ/kg, de esa manera se obtiene la cantidad de diésel requerido:

$$m_{diesel} = \frac{1\,463\,950\,kJ}{42\,700 \frac{kJ}{kg}} = 34,28\,kg\,al\,dia\,de\,diésel$$

Para obtener el volumen se lo divide por el peso específico del diésel, entonces se sabe que el peso específico del diésel es 0,845 kg/litro.

$$V_{diésel} = \frac{34,28\,kg}{0,845\,kg/litro} = 40,56\,litros\,de\,diésel$$

El costo del litro de diésel en Ecuador es igual a \$ 0,28/litro, lo que representaría un costo de \$ 11,36 diarios.

De la misma manera se obtiene el costo anual de acuerdo a la energía total consumida en un año:

$$m_{diesel} = \frac{416\,786\,200\,kJ}{42\,700\,\frac{kJ}{kg}} = 9\,760,8\,kg\,al\,dia\,de\,diésel$$

De la misma manera, se puede obtener el volumen dividiendo por el peso específico del diésel.

$$V_{diésel} = \frac{9\,760,8\,kg}{0,845\,kg/litro} = 11\,551,24\,litros\,de\,diésel\,al\,año$$

Entonces el costo anual por el consumo de diésel que tuviera el hotel fuera de \$ 3 234,34.

De la misma manera, este valor representaría el ahorro económico de ser remplazado por el aprovechamiento de la energía geotérmica como uso directo, sin tomar en cuenta vida útil de la caldera y emisiones de CO₂ al medio ambiente.

6.2.4 Costo del sistema de calentamiento de agua potable para el Hotel “Termas de Papallacta” mediante la Energía Geotérmica:

El presupuesto inicial del sistema se divide en varios puntos, las cuales se menciona a continuación:

- Construcción del intercambiador de calor de tubos concéntricos
- Circuito primario
- Circuito secundario
- Equipos
- Mano de obra
- Mantenimiento

a) Construcción del intercambiador de calor de tubos concéntricos:

Para la construcción del intercambiador de calor de tubos concéntricos, es necesario de varios accesorios y materiales que se detalla en la siguiente tabla:

Tabla 6.8: Lista de materiales del Intercambiador de Calor

INTERCAMBIADOR DE TUBOS CONCENTRICOS			
Descripción	unidades	precio unitario	precio total
Tubo de cobre de 1"x 6m tipo K	6	176	1056
Tubo Polimex Cuatritubo de 2" x 6m	6	56,86	341,16
T PVC de 2"	20	6,22	124,4
Universal de 1" SO-SO	12	18,8	225,6
Adaptador de 1" SO-HI	2	6,705	13,41
Neplo corrido de 2" PVC	9	1,1	9,9
Codo de 1" cobre	10	5,509	55,09
Tapón de Duralon® de 2"	12	15	180
Retenedor de 1"	12	8	96
Sujetador de acero inoxidable	12	15	180
Pernos y arandelas	24	1	24
Decapante medio litro	1	16,8	16,8
Soldadura de estaño	1	24,25	24,25
		Subtotal	2346,61
		IVA 12%	281,59
		Total	2628,20

Fuente: Estos precios están acorde a cotizaciones solicitadas a DISMACON COBRE S.A con validez a la fecha de redacción de este documento.

b) Circuito Primario

Se refiere a la línea hidráulica que va desde la fuente termal hasta el hotel, y posterior ingresar a una piscina. A continuación se detallan todos los accesorios necesarios para la construcción:

Tabla 6.9: Lista de materiales del circuito primario

CIRCUITO PRIMARIO			
Descripción	unidades	precio unitario	precio total
Tubo Polimex Cuatritubo de 2"x 6m	20	56,86	1137,2
Universal de 2" PVC	2	10,67	21,34
Válvula de bola de 2" PVC	3	20,8	62,4
Válvula de compuerta de 2"	1	10,67	10,67
Uniones de 2" PVC	10	0,95	9,5
Manómetros de glicerina	3	18	54
Termómetro	2	40	80
Codo de 2" PVC	10	1,74	17,4
T 2" PVC	1	6,22	6,22
Cruz de 2" PVC	1	15,17	15,17
		Subtotal	1413,9
		IVA 12%	169,668
		Total	1583,568

Fuente: Estos precios están acorde a cotizaciones solicitadas a DISMACON COBRE S.A con validez a la fecha de redacción de este documento.

c) Circuito Secundario

Se refiere a la conexión del tanque de presión con el intercambiador de calor mediante tubería de cobre y accesorios de medición. A continuación se detalla el costo de materiales:

Tabla 6.10: Lista de materiales circuito secundario

CIRCUITO SECUNDARIO			
Descripción	unidades	precio unitario	precio total
Tubo de cobre de 1" tipo K	2	176	352
Universal so-so de 1"	2	18,8	37,6
T reductora de 1"-1/2" so-so	5		0
Adaptador de 1/2" so-hi	5	1,18	5,9
Adaptador de 1" so-he	4	2	8
Codo de cobre 1"	20	3,509	70,18
Uniones de 1" de cobre	10	1,16	11,6
Válvula de 1"	4	10,97	43,88
Manómetro de glicerina	3	18	54
Termómetro	2	40	80
		Subtotal	663,16
		IVA 12%	79,5792
		Total	742,7392

Fuente: Estos precios están acorde a cotizaciones solicitadas a TECNICOBRE CÍA. LTDA., con validez a la fecha de redacción de este documento.

d) Equipos

Esta instalación cuenta con equipos para el mejoramiento del sistema, el costo de los equipos necesarios se detalla en la siguiente tabla:

Tabla 6.11: Lista de materiales de los equipos

EQUIPOS			
Descripción	unidades	precio unitario	precio total
Bomba centrífuga de 1HP	1	227,009	227,009
Bomba centrífuga UPS25-42-180 220V	1	227,23	227,23
Electroválvula solenoide	2	303,48	606,96
Caudalímetro	1	131,67	131,67
Tanque de presión de acero inoxidable de 500 L con asilamiento	1	2000	2000
Sondas de temperatura	3	63,88	191,64
Nivel de agua	2	102,93	205,86
Vaso de expansión de 24 lit.	1	40,179	40,179
Válvula regulable de alivio de presión	1	91,46	91,46
		Subtotal	3722,008
		IVA 12%	446,64096
		Total	4168,64896

Fuente: Estos precios están acorde a cotizaciones solicitadas a RETENA S.A con validez a la fecha de redacción de este documento.

e) Mano de obra

La mano de obra consta de la construcción del intercambiador de calor como también de todo el circuito hidráulico.

Tabla 6.12: Costo de mano de obra

MANO DE OBRA		
Trabajador	Tarea	precio total
Maestro mayor	Construcción intercambiador de calor de doble tubo	280
Maestro mayor- ayudante	Instalación conexión tanque de almacenamiento con el intercambiador de calor	70
Maestro mayor- ayudante	Instalación del circuito hidráulico	100
Total		450

Fuente: Cotización solicitada al señor Ángel Mendoza- Maestro Mayor

f) Logística

Se debe incluir el costo por logística que incluyen todos los trabajos relacionados a ingeniería. Para este proyecto se tienen dos costos por logística:

Ingeniero Mecánico: Diseño del sistema de calentamiento doméstico de agua potable mediante el aprovechamiento de Energía Geotérmica, incluye el diseño y simulación del intercambiador de calor de Tubos Concéntricos.

Para obtener el costo, se supone el tiempo de duración por horas por el ingeniero mecánico para el diseño de todo el sistema, y mediante el costo de \$/hora de un ingeniero mecánico, se obtiene el costo total a pagar por logística.

Tabla 6.13: Costo Logística

Logística			
Diseño del sistema de calentamiento	Nº horas	\$/horas	Total
Ingeniero Mecánico	20	60	1200

Elaboración: Propia

Ingeniero Electrónico: Diseño e instalación del sistema de control de todo el sistema de calentamiento. Para obtener este costo, se solicita una cotización a un ingeniero electrónico especialista en control de sistemas de calentamiento que

incluye el costo de todos los elementos necesarios para el control del sistema y mano de obra (Ver anexo 5), y mediante los flujogramas de control realizados, solicitar el correcto funcionamiento de todos los equipos del sistema de calentamiento doméstico de agua potable

Tabla 6.14: Costo Logística- Control

Logística	
Diseño e instalación del sistema de control	Total (\$)
Ingeniero Electrónico	3094,45

Fuente: Ingeniero Washington López- Ingeniero Electrónico-EPN

Posterior se puede obtener el costo total de la inversión:

Tabla 6.15: Costo total de la inversión

Descripción	Costo Total
Intercambiador de calor de doble tubo	2491,72
Circuito Primario	1583,568
Circuito Secundario	742,74
Equipos	4168,65
Mano de obra	450
Logística ingeniero Mecánico y Electrónico	4294,45
Inversión Total	13731,128

Elaboración: Propia

6.2.5 Costo de Mantenimiento

El costo de mantenimiento que necesita el sistema se basa al control e inspección de toda la instalación en donde es necesario de un técnico encargado para la toma de datos y la verificación del correcto funcionamiento de todo el sistema.

Los componentes del sistema están diseñados para una vida útil de 10 años, sin embargo el sistema cuenta con bombas de succión que cada 6 meses se hacen cambios de sellos mecánicos o limpiezas internas por trabajar con fluidos termales.

Tabla 6.16: Costo de mantenimiento

Equipo	Tarea	Costo de Mantenimiento (\$/mes)	Tiempo de mantenimiento (Mensual)	Costo Operario (Mensual)	Costo Total (\$)
Bomba circuito 1	- Cambio sello mecánico	6.5	1		6,5
	- Limpieza interior			353,23	353,23
Bomba circuito 2	- Cambio sello mecánico	6.5	1		6,5
	- Limpieza interior				
Total					395,48

Fuente: Ministerio de Relaciones Laborales- Salarios Mínimos Sectoriales 2014

6.2.6 Indicadores Financieros

A continuación se realiza un flujo de caja en donde se obtiene el TIR y el VAN del proyecto, de acuerdo a una vida útil de 10 años que se estima para el cambio de materiales y equipos:

Tabla 6.17: Indicadores financieros

Año de Operación	Inversión	Ahorro	Egresos	Flujo Neto efectivo
0	13731,128			-13731,128
1	0	3234,34	395,48	2838,86
2	0	3234,34	395,48	2838,86
3	0	3234,34	395,48	2838,86
4	0	3234,34	395,48	2838,86
5	0	3234,34	395,48	2838,86
6	0	3234,34	395,48	2838,86
7	0	3234,34	395,48	2838,86
8	0	3234,34	395,48	2838,86
9	0	3234,34	395,48	2838,86
10	0	3234,34	395,48	2838,86
VAN=				\$ 944,47
TIR=				16 %

Se puede observar que se tiene un VAN positivo, lo que representaría que el PROYECTO ES RENTABLE para su construcción e instalación en el Hotel “Termas de Papallacta”.

6.3 Aspecto Ambiental

Un aspecto muy importante para la implementación de proyectos de aprovechamiento de energía renovable, es el cuidado del medio ambiente. Debido a que en este tipo de proyectos de calentamiento de agua potable, se evita el consumo de combustibles fósiles como son el GLP y/o diésel (comúnmente utilizado para sistemas de calentamiento), que emiten gases al medio ambiente, ocasionando un deterioro de la capa de ozono a medida que pasa el tiempo además de incrementar el efecto invernadero global.

6.3.1 Cálculo de masa de CO₂ emitidos al medio ambiente en una vivienda unifamiliar

Si el sistema operaría normalmente con calefones que consumen GLP, se emiten gases entre los cuales está el CO₂.

Para conocer el número de kg de CO₂ producidos, se sabe que la energía emitida diariamente por la combustión del GLP es igual a 69 789,31 *kJ*, por lo cual se consume de 3 cilindros de GLP al mes es decir 45 kg de GLP, y de acuerdo a la tabla 6.15, se obtiene la cantidad de kg de CO₂ generados por la combustión estequiometria:

Tabla 6.18: Factores de Emisión

COMBUSTIBLE	FACTOR DE EMISIÓN ¹⁰
Gas natural (m ³)	2,15 kg CO ₂ /Nm ³ de gas natural
Gas butano (kg)	2,96 kg CO ₂ /kg de gas butano
Gas butano (número de bombonas)	37,06 kg CO ₂ /bombona (considerando 1 bombona de 12,5 kg)
Gas propano (kg)	2,94 kg CO ₂ /kg de gas propano
Gas propano (número de bombonas)	102,84 kg CO ₂ /bombona (considerando 1 bombona de 35 kg)
Gasoil (litros)	2,79 kg CO ₂ /l de gasoil ¹¹
Fuel (kg)	3,05 kg CO ₂ /kg de fuel
GLP genérico (kg)	2,96 kg CO ₂ /kg de GLP genérico
Carbón nacional (kg)	2,30 kg CO ₂ /kg de carbón nacional
Carbón de importación (kg)	2,53 kg CO ₂ /kg de carbón de importación
Coque de petróleo (kg)	3,19 kg CO ₂ /kg de coque de petróleo

Fuente:(Ofinica Catalana del Cavi Climàtic, 2012)

Entonces se calcula los kg de CO₂ producidos de acuerdo con el factor de emisión de cual corresponda:

$$m_{CO_2} = 45 \text{ kg GLP} * 2,96 \text{ kg} \frac{CO_2}{\text{kg GLP}} = 133,2 \text{ kg de } CO_2$$

De acuerdo a lo obtenido anteriormente es posible evitar de emisión de 133,2 kg de CO₂ al mes, cantidad que hubiera sido liberada al ambiente si el sistema hubiese sido alimentado por GLP en su operación normal, lo que representa una reducción de 1,6 Ton de CO₂ al año y de esa manera evitar la contaminación al medio ambiente. Para relacionar este número calculado, se puede indicar que es el equivalente al CO₂ emitido por un vehículo compacto en 3 años de uso regular.

Para indicar la importancia de la reducción de emisiones de CO₂ es importante recalcar que se necesitarían aproximadamente 1.3 acres de bosque para secuestrar el CO₂ emitido por el sistema de calentamiento alimentado por GLP para la vivienda estimada en este estudio. Esto en el marco del ciclo del CO₂ en el ambiente (U.S ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY, 2013).

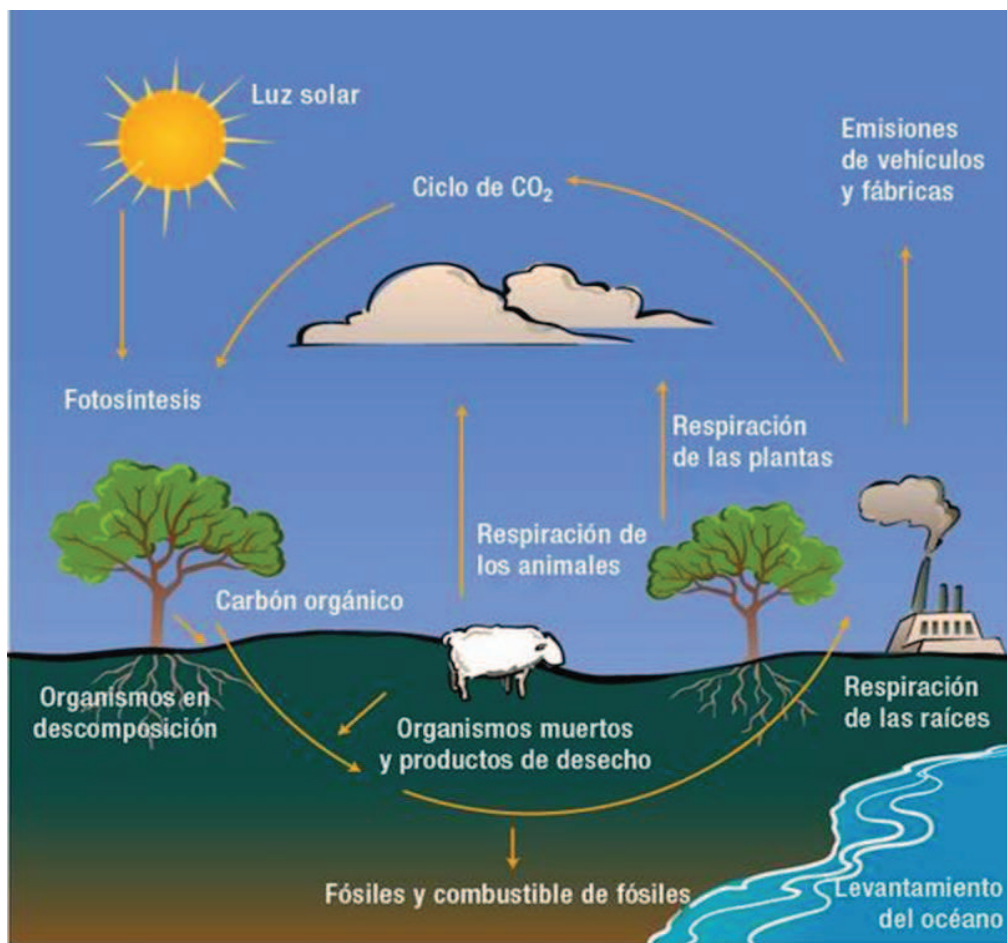


Figura 6.1: Ciclo de las emisiones de CO₂ en el medio ambiente

Fuente: <http://yennyagudelo.wordpress.com/>

6.3.2 Cálculo de masa de CO₂ emitidos al medio ambiente en el Hotel del caso de estudio

El hotel al operar normalmente con caldera de quemador a diésel, emite un número de kg de CO₂ al medio ambiente que producen el deterioro apresurado de la capa de ozono.

Para el cálculo del número de kg de CO₂ producido, se conoce la energía total consumida por la caldera igual a 2 283,76 MJ, por lo cual se consume de 34,28 kg de diésel al día y de acuerdo a la tabla 6.15, se obtiene la cantidad de kg de CO₂ generados por la combustión estequiometria:

$$m_{diésel} = 34,28 \text{ kg GLP} * 2,79 \text{ kg} \frac{CO_2}{\text{kg diésel}} = 95,64 \text{ kg de } CO_2 \text{ al día}$$

Como un beneficio ambiental que se puede evidenciar en números, que es posible evitar de emisión de 95,64 kg de CO₂ al día, cantidad que hubiera sido liberada al ambiente si el sistema hubiese sido alimentado por diésel en su operación cotidiana. Esto se traduce en una reducción de 35 Ton de CO₂ al año, lo que refleja lo interesante y atractivo de este tipo de tecnología sencilla y amigable con el medio ambiente.

Nuevamente para recalcar la importancia de la reducción del CO₂ liberado al ambiente por el aprovechamiento de aguas termales, se puede mencionar que se reduce el equivalente al CO₂ liberado al ambiente por 7 vehículos compactos al año y además se necesitarían casi 29 acres de bosque para secuestrar esta cantidad de CO₂ en su ciclo natural (U.S ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY, 2013).

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones:

- Se puede notar que la implementación de proyectos en donde involucra construir un intercambiador de calor de doble tubo, es necesario de una elevada inversión, esto es debido a que los materiales con los cuales está compuesto el intercambiador son importados, y de alto costo; sin embargo, la vida útil del equipo recompensaría en el ámbito económico y ambiental.
- En el análisis del intercambiador de calor mediante “Solidworks® Flow Simulation 2012”, se pudo notar que las temperaturas de salida son muy cercanas a las calculadas, lo cual valida el proceso de diseño aplicado en este trabajo de investigación. Esta herramienta sería de gran utilidad para la aplicación en la industria e investigación debido a que permite comprobar lo analíticamente obtenido y disminuye el riesgo en la inversión e implementación de un intercambiador de calor en la práctica.
- Se puede notar que el proyecto es rentable en edificaciones grandes en donde se tienen gran consumo de combustibles fósiles. De esa manera se obtiene un ahorro económico que se constituye en un incentivo interesante, al disminuir el consumo de los combustibles, como también la buena expectativa de cuidar al medio ambiente al disminuir significativamente las emisiones de CO₂ que aportan al efecto invernadero en el planeta.
- La implementación de este proyecto en una vivienda unifamiliar no es rentable, debido que el costo del GLP es muy bajo comparado con la inversión de construcción de este tipo de sistemas de aprovechamiento de energía renovable, como también no se toma muy en cuenta la necesidad del cuidado del medio ambiente. Posibles aumentos en los costos de combustibles debido a la disminución debido a la disminución de subsidios por parte del gobierno pueden crear un ambiente más propicio para la

implementación de tecnologías que aprovechan energía renovable en el Ecuador.

- El uso de electroválvulas y elementos de control en un sistema de agua caliente sanitaria, aportan al consumo adecuado y necesario de la energía que le caracteriza como una instalación energética eficientemente.
- Se puede notar que la mayoría de las fuentes termales son consideradas como aguas semi-duras, que físicamente no afectarían directamente a un equipo en contacto directo con la fuente termal. Por otro lado, para las fuentes termales que contienen importantes cantidades de impurezas y minerales, sería necesaria la utilización de filtros de arena que evitarían el libre paso de dichas impurezas, para de esta manera evitar problemas relacionados con el manejo de fluidos geotérmicos, como corrosión, acumulación de minerales, entre otros.
- Como principal desventaja del aprovechamiento de los recursos geotérmicos, está la elevada distancia entre la fuente termal hasta la vivienda o instalaciones de uso, lo que representa un elevado costo de circulación del fluido termal, sin embargo esta instalación se podría realizar en un conjunto habitacional de diez viviendas unifamiliares o más, y así cubrir dicho costo conjuntamente.
- Este tipo de proyectos se los podría profundizar mediante la investigación minuciosa de cuanto caudal la fuente termal produce y de esa manera estimar una vida útil de la fuente termal como también conocer el caudal máximo que se podría aprovechar para evitar que se convierta en un recurso no renovable.
- Este tipo de proyectos son de gran utilidad para hoteles, y complejos turísticos que se encuentran cerca de las fuentes termales, debido a que se tiene un considerable ahorro energético como también la satisfacción del cuidado al medio ambiente.

7.2 Recomendaciones

- Este tipo de proyectos se podrían promover con el Ministerio de Electricidad y Energías Renovables (MEER), para la implementación de este tipo de sistemas para conjuntos de vivienda con elevada población, ya que se diseñaría un solo intercambiador de calor, como también una sola línea hidráulica de circulación del fluido geotérmico hasta las viviendas, con el objetivo de reducir el consumo de GLP que normalmente se utiliza.
- Para el mejoramiento del sistema, se podría tratar al fluido geotérmico mediante el uso de ablandadores de agua, que reducen el pH y aumentan la vida útil de los equipos instalados al evitar de esta manera efectos corrosivos en sus materiales.
- Cada entidad que utiliza las fuentes termales para balnearios, cuentan con un estudio mensual sobre las características físico-químicas del fluido geotérmico, por tal razón para un mejor diseño se deben obtener estos datos y tener resultados más aproximados a la realidad de cada caso.
- Se puede mejorar la eficiencia del intercambiador de calor de doble tubo mediante la elevación del área de transferencia de calor, lo que se puede lograr al utilizar tubos con aletas. Esta solución aumentaría el costo del elemento de transferencia de calor, sin embargo, en una instalación de gran magnitud se debe evaluar su impacto económico y de rendimiento para considerar su implementación.
- El uso de la herramienta de simulación mediante “Solidworks® Flow Simulation 2012” para la implementación de proyectos de transferencia de calor, ayuda a la industria para su previo análisis y de esa manera evitar problemas en la práctica real. La validación de los cálculos realizados analíticamente, disminuye el riesgo incurrido al implementar proyectos ingenieriles. Además, permite realizar mejoras de diseño de manera rápida y puede disminuir el número de prototipos antes de la implementación definitiva del proyecto.

BIBLIOGRAFÍA

- **Libros**

Incropera, F. (1999). Fundamentos de Transferencia de Calor, Prentice Hall, México, Segunda Eedición.

Beate, B. (2010). Plan para el Aprovehcamiento de los Recursos Geotérmicos en el Ecuador. Informe Técnico Inédito preparado para el MEER, Quito. 175 p.

Askeland, D. R. (1998). Ciencia e Ingeniería de los Materiales. En D. R. Askeland, *Ciencia e Ingeniería de los Materiales*, México, Tercera Edición.

Cao, E. (1983). Intercambiadores de Calor. En E. Cao, *Transmision de Calor* (págs. 1-26). Buenos Aires.

Holman, J. P. (1999). Transferencia de Calor. En J. P. Holman, *Transferencia de Calor*. México, Primera edición.

MILLS, F. A. (1997). Transferencia de Calor, *Transferencia de Calor*. Colombia.

- **Revistas**

Anónimo. (s.f.). INTERCAMBIADORES DE CALOR. *Diseño de equipos e instalaciones*.

Bosch, J. g. (2006). Guia del instalador de agua caliente sanitaria.

Burbano O., N., Becerra P., S., & Pasquel S., E. (2011). Introducción a la Hidrogeología del Ecuador.

Documento Básico HE. (2009). Ahorro de energía. *HE4*, 4.

Ecuador, G. e. (2010). Uno hoja de ruta para su desarrollo sustentable. *Primera Conferencia Nacional de Energia Geotermica en el Ecuador*.

Martinez, R. C. (2011). GUIA PARA SELECCIONAR INTERCAMBIADORES DE CALOR. *Revista Academica de Investigación*.

Refrigeración, A. T. (2010). Guía técnica de agua caliente sanitaria central. *Ahorro y Eficiencia Energética en Climatización*.

S.A, S. E. (s.f.). Vasos de expansión de membrana recambiable. *Catálogo Técnico*, 1.

Metales Extruidos, C.A. (s.f.). Recuperado el 05 de 12 de 2013, de Tubería de Cobre Tipo K, L y M.

Ofinica Catalana del Cavi Climàtic. (2012). Guía práctica para el cálculo de emisiones de gases de tipo invernadero (GEI). 14.

Rodríguez, S. A., & Rodríguez, R. (2010). La Dureza del Agua. *Agua*.

- **Internet**

(CENDI), C. N. (s.f.). *CENTRO NACIONAL PARA EL DESARROLLO DEL ACERO INOXIDABLE*, A.C. Recuperado el 20 de 12 de 2013, de <http://www.ingefilter.com/pdf/Manual%20Acero%20Inoxidable.pdf>

DESARROLLO, INSTITUTO DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA PARA EL. (26 de 06 de 2013). *Orzunil y la Energía Geotérmica*. Recuperado el 12 de 12 de 2013, de <http://www.incytdc.org/incytdc/content/orzunil-y-la-energ-geot-rmica>

Fisico-química del agua. Ecoeficiencia. (viernes de noviembre de 2011).

Recuperado el 29 de 11 de 2013, de CÁLCULOS PARA OBTENER LA DUREZA DEL AGUA: <http://javierpancorbo.blogspot.com/2011/11/calculo-para-obtener-la-dureza-del-agua.html>

SOCIEDAD ACUARIOLÓGICA DEL PLATA. (s.f.). *El pH*. Recuperado el 10 de 01 de 2014, de http://www.sadelplata.org/articulos/guerrero_060901.pdf

Termas PAPALLACTA. (s.f.). Recuperado el 29 de 11 de 2013, de Aguas termales: <http://www.papallacta.com.ec/balneario-papallacta/aguas-termales>

ANEXOS

ANEXO 1

**PLANOS DEL SISTEMA DE INSTALACIÓN Y DEL
INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS
CONCÉNTRICOS**

ANEXO 2

INVENTARIO DE FUENTES TERMALES EN EL ECUADOR

ANEXO 3

FLUJOGRAMAS DE CONTROL DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DOMÉSTICO DE AGUA POTABLE MEDIANTE EL APROVECHAMIENTO DE ENERGÍA GEOTÉRMICA

ANEXO 4

TUTORIAL PARA LA SIMULACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR MEDIANTE “SOLIDWORKS® FLOW SIMULATION 2012”

**Tutorial simple para la realización de la simulación del
intercambiador de calor para calentamiento de ACS a partir de
agua termal superficial**

El análisis del intercambiador de calor se lo realizará en el programa Flow Simulation 2012, que puede integrarse y funcionar bajo la aplicación Solidworks® 2012. Este software permite realizar análisis en estado transitorio y estable de flujo interno y externo con referencia a modelos geométricos generados en un entorno de diseño 3D. La facilidad de la utilización de este tipo de paquetes computacionales es que se puede configurar y solucionar problemas complejos de manera intuitiva y sencilla.

El programa se ha utilizado bajo una licencia estudiantil única para desarrollo académico e investigación otorgada a universidades.

Detrás de la interfaz con el usuario, Solidworks ® Flow Simulation 2012 realiza la discretización de los modelos geométricos y planteamiento de los modelos matemáticos a solucionar para posteriormente resolverlos con métodos numéricos iterativos. De igual manera el programa tiene la capacidad de recolectar y traducir los resultados calculados para ser presentados al usuario, con el objetivo de que este pueda evaluarlos, observarlos y realizar las conclusiones respectivas.

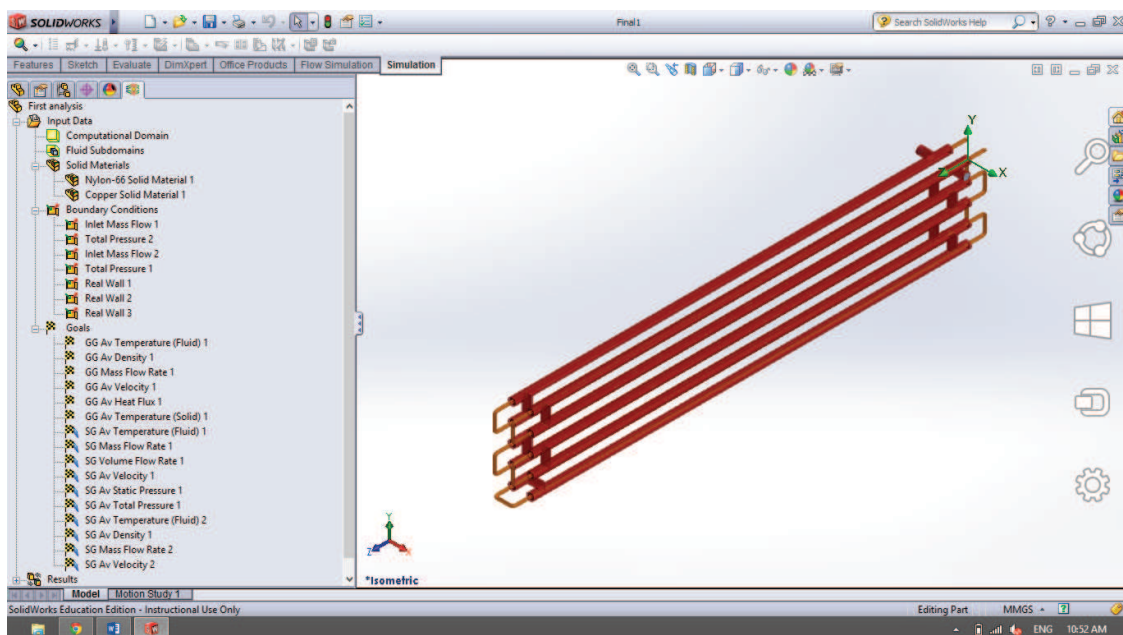
Como se mencionó en el cuerpo de este documento, cronológicamente el proceso de análisis por dinámica de fluidos computacional (Computational Fluid Dynamics, CFD) se la puede subdividir en tres partes primordiales: pre-procesamiento, procesamiento y pos-procesamiento. Bajo esta perspectiva se presenta el siguiente guía tutorial para el desarrollo del análisis del intercambiador de calor en estudio.

Las suposiciones aceptadas, datos numéricos ingresados y simplificaciones del sistema están previamente calculados y contemplados en el proceso de diseño del intercambiador de calor realizado anteriormente.

Pre-procesamiento

Generación de geometría

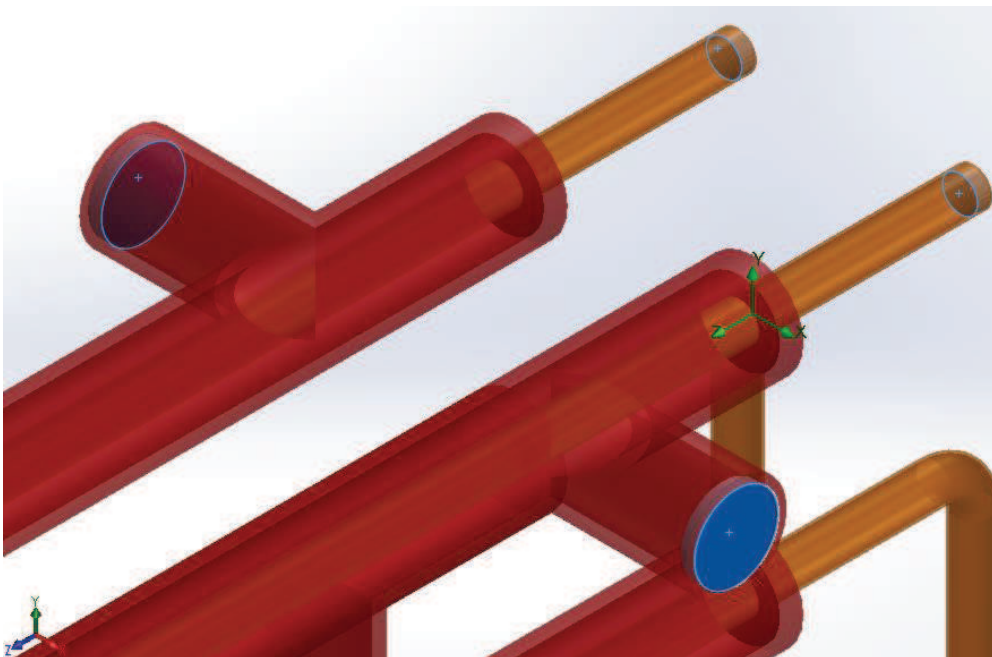
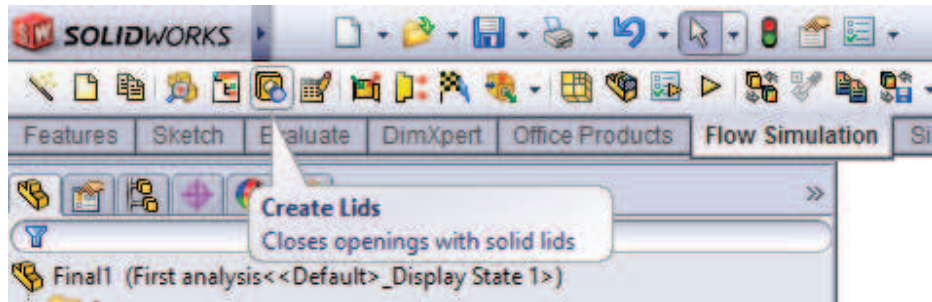
Previa a la realización de esta simulación, el intercambiador de calor con sus componentes principales fueron modelados en Solidworks® 2012, procurando mantener la mayoría de detalles de la geometría. Por otro lado simplificando la geometría para que el procesamiento de los datos requiera menores recursos del sistema.



Colocación de Lids (tapones)

Los Lids, o tapones en español, permiten delimitar el espacio interior de la geometría por donde el fluido de trabajo va a circular. Este paso es importante debido a que la computadora va a poder entender y diferenciar el volumen correspondiente al sólido (tuberías, accesorios, elementos del sistema) y al fluido o fluidos de trabajo, y así poder generar el correspondiente modelo matemático para los cálculos subsiguientes. Utilizar la función Create Lids y seguir los pasos sencillos indicados.

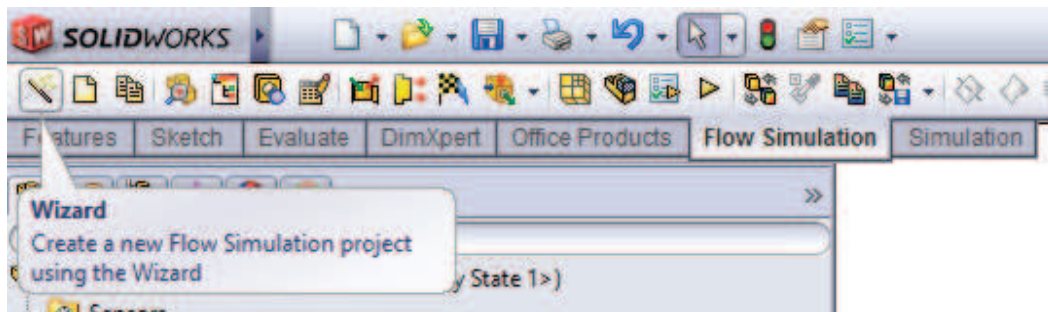
Para este ejercicio en particular se necesitan 4 tapones, dos para el recorrido de ACS y el otro para el recorrido del agua termal.



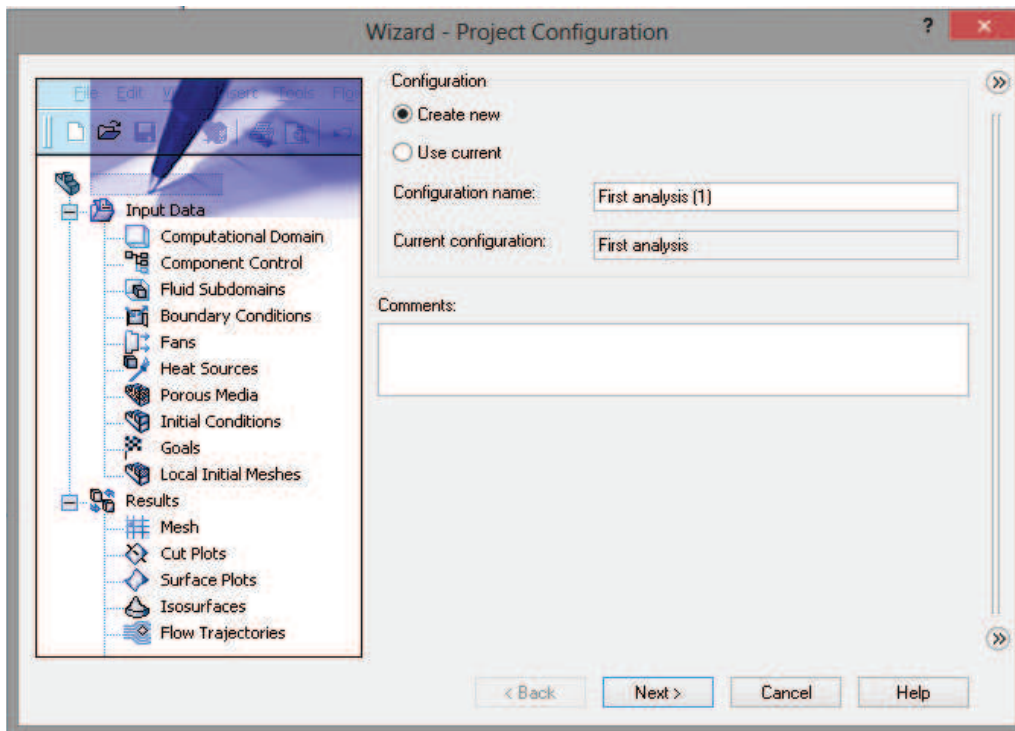
Configuración del análisis

Una vez establecidos los parámetros geométricos del análisis, es el momento de realizar las configuraciones para que el sistema realce el procedimiento adecuado para el cálculo de las distintas variables requeridas.

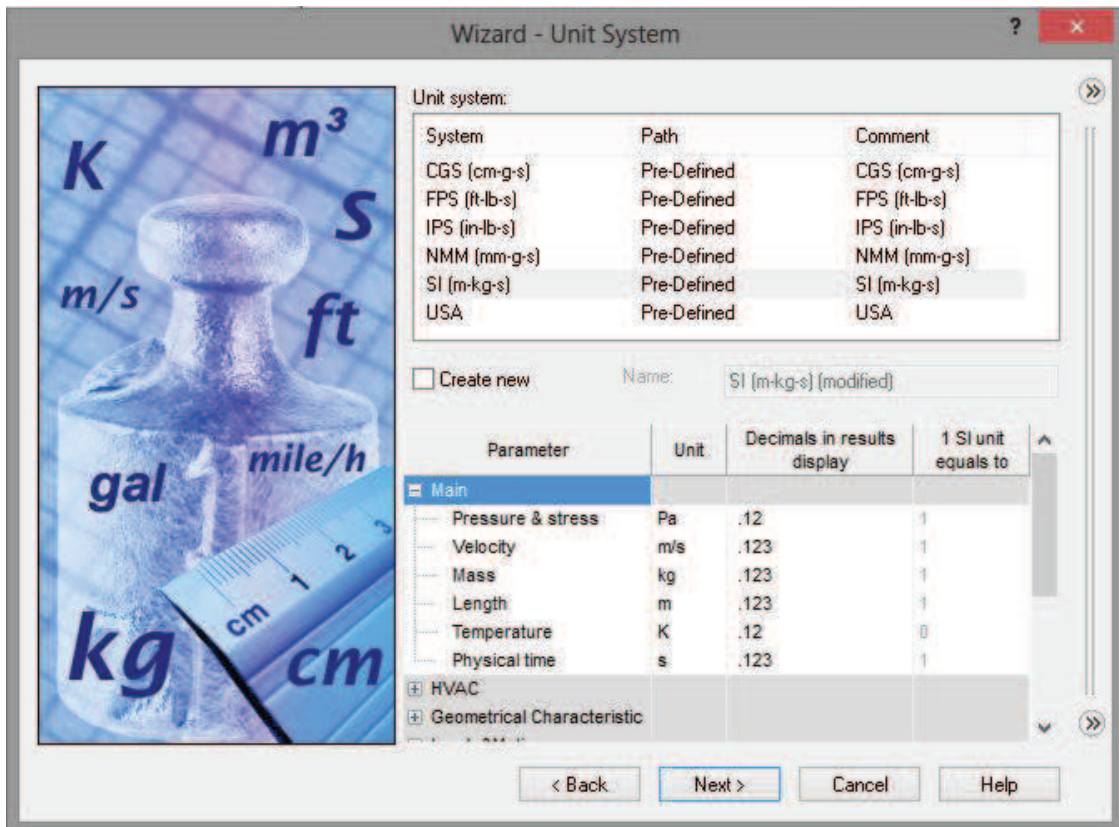
Se inicia la configuración iniciando la guía o Wizard



La configuración inicia con la opción de la creación de una configuración nueva o la utilización de la actual. Es recomendable utilizar nuevas configuraciones al realizar cambios relevantes al análisis, caso contrario se puede proseguir con la misma configuración actual. La configuración se refiere a la serie de datos que componen la geometría y propiedades del modelo hasta el momento de la iniciación del análisis. Seleccionar “Create new”, colocar el nombre correspondiente, comentarios de ser necesario y continuar a la siguiente pantalla con el botón “Next”.



A continuación la selección del sistema de unidades a utilizar debe ser realizada. Se recomienda utilizar unidades del Sistema Internacional de Medidas SI para mayor facilidad de interpretación de resultados y consistencia en la administración de los datos de entrada y salida. Seguidamente se prosigue a la siguiente pantalla.

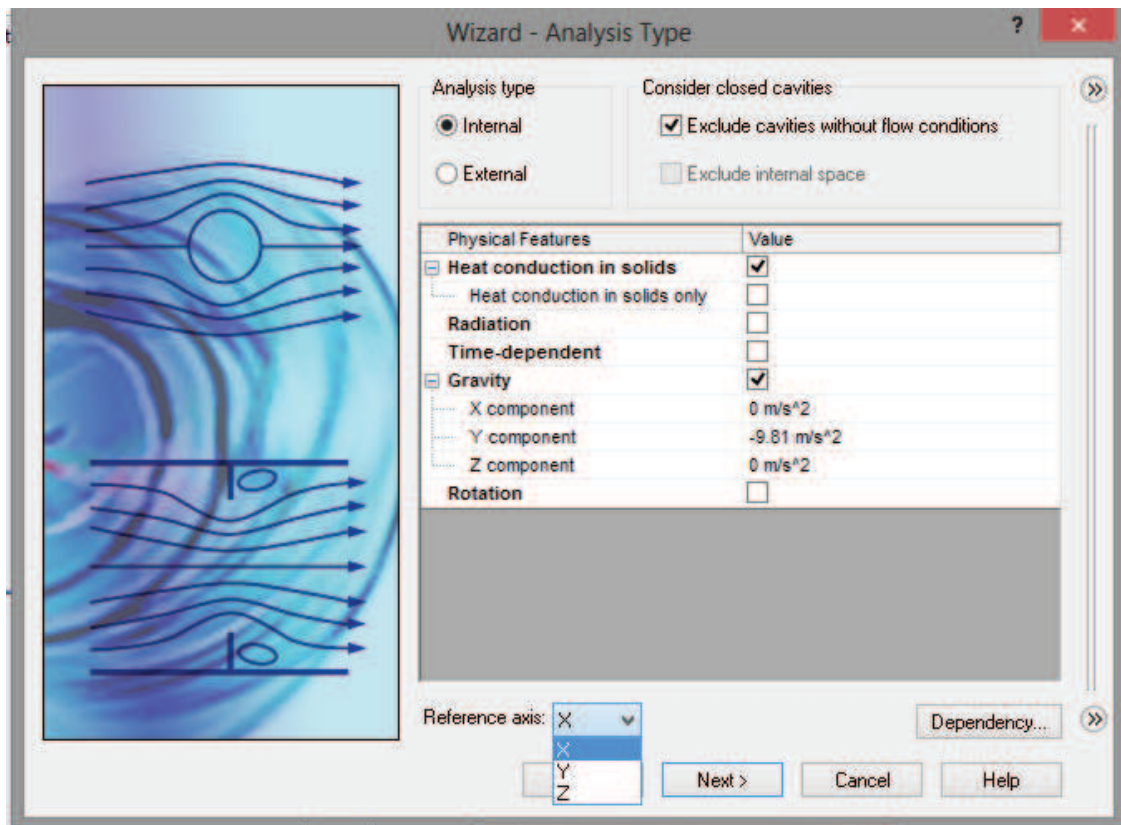


Luego se procede a la selección del tipo de análisis y que tipo de fenómenos se quiere incluir en el mismo. Primeramente se debe escoger si se va a analizar el comportamiento del fluido envolviendo un sólido como el ala de un avión o los alerones de un auto de carreras, o si se va a estudiar el flujo en el interior de cavidades como es el caso del intercambiador de calor en este documento de graduación.

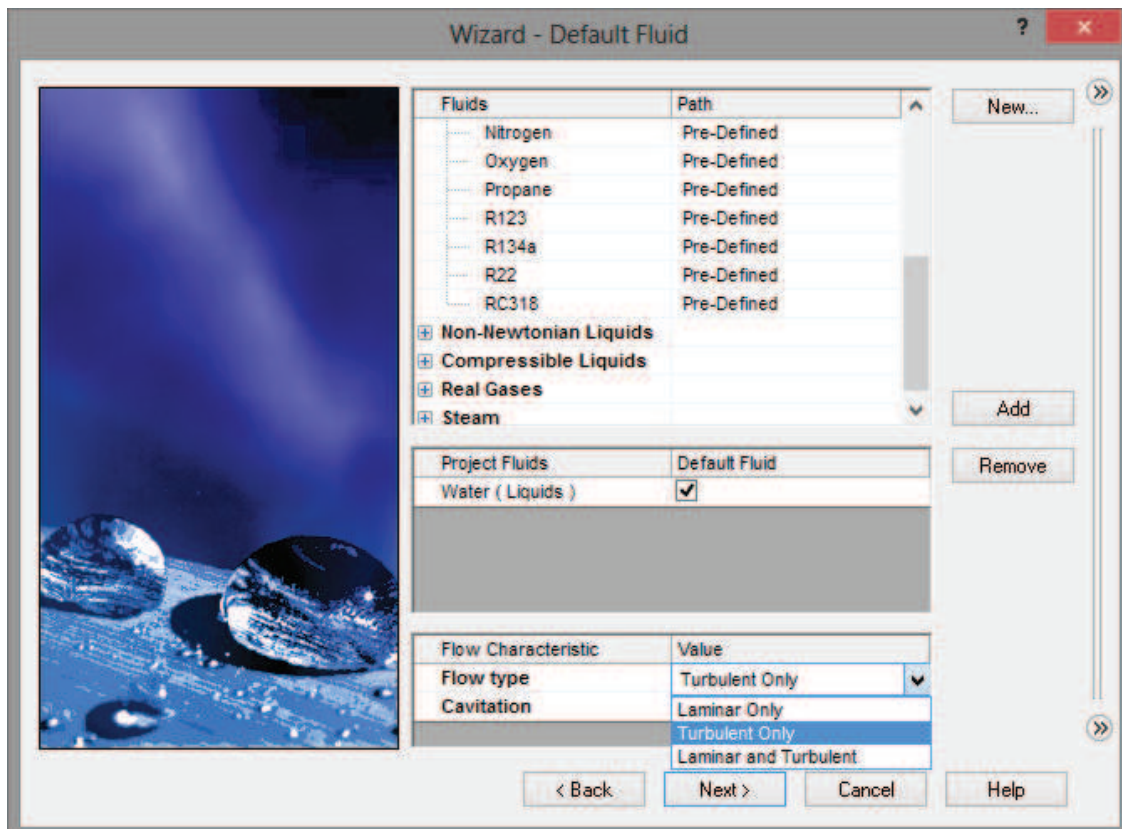
Por defecto la selección de “Exclude cavities without flow conditions” está activada. Esta se refiere a la consideración o no de porciones de la geometría que son consideradas internas pero que carecen de conexión con las trayectorias principales del fluido. Se acepta la selección por defecto en este ejemplo y se prosigue a seleccionar la característica de régimen transitorio o estacionario del análisis.

Si se selecciona "Time dependent" se considera al análisis como de estado transitorio. Debido a que se quiere verificar la validez de los cálculos realizados previamente para dimensionar el intercambiador de calor y dado el hecho de que estos son resultados de cálculos en estado estacionario se deselecciona la opción de dependencia del análisis en el tiempo.

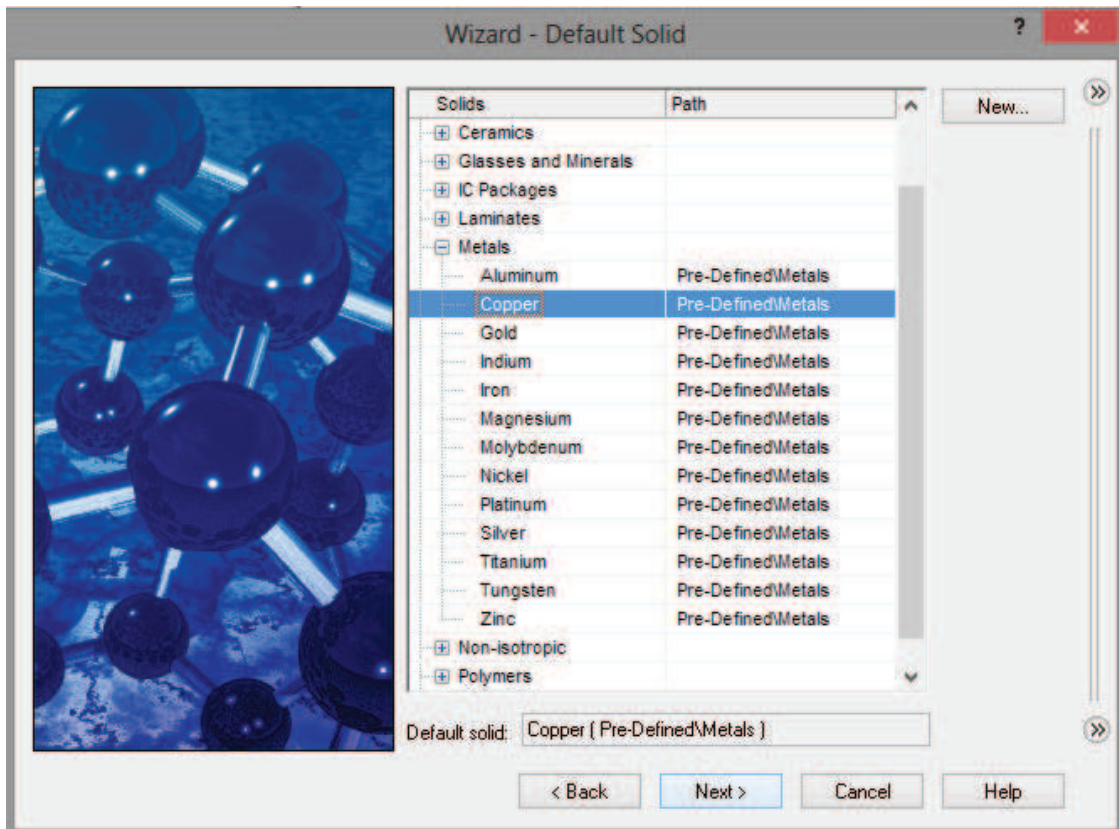
Para incluir la complejidad de funcionamiento del intercambiador de calor, se incluyen la gravedad y conducción de calor a través de sólidos al elegir "Gravity" y "Heat conduction in solids". Cabe recalcar que para escoger la dirección de la gravedad se debe conocer la orientación del intercambiador de calor con referencia a los ejes de las coordenadas cartesianas del análisis. Finalmente y para reducir el número de transformadas entre ejes coordenados se debe escoger un eje de coordenadas de referencia para posteriormente colocar ciertos datos en el análisis ("Reference axis").



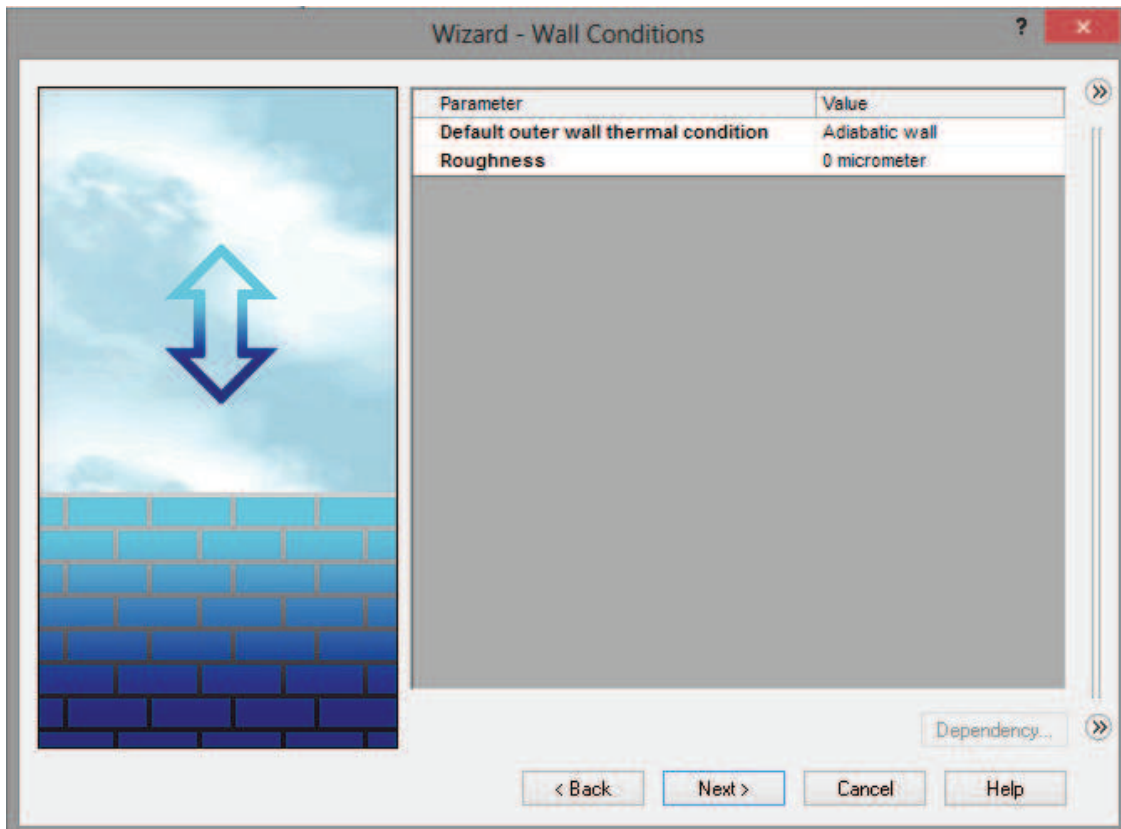
En la siguiente pantalla se proceden a seleccionar los fluidos de trabajo, en este caso agua. Por cálculos anteriores se conoce que tanto el ACS como el agua termal tienen comportamiento turbulento, consiguientemente se seleccionan "Turbulent only" y se deselecciona Cavitation ya que no es de interés de este estudio.



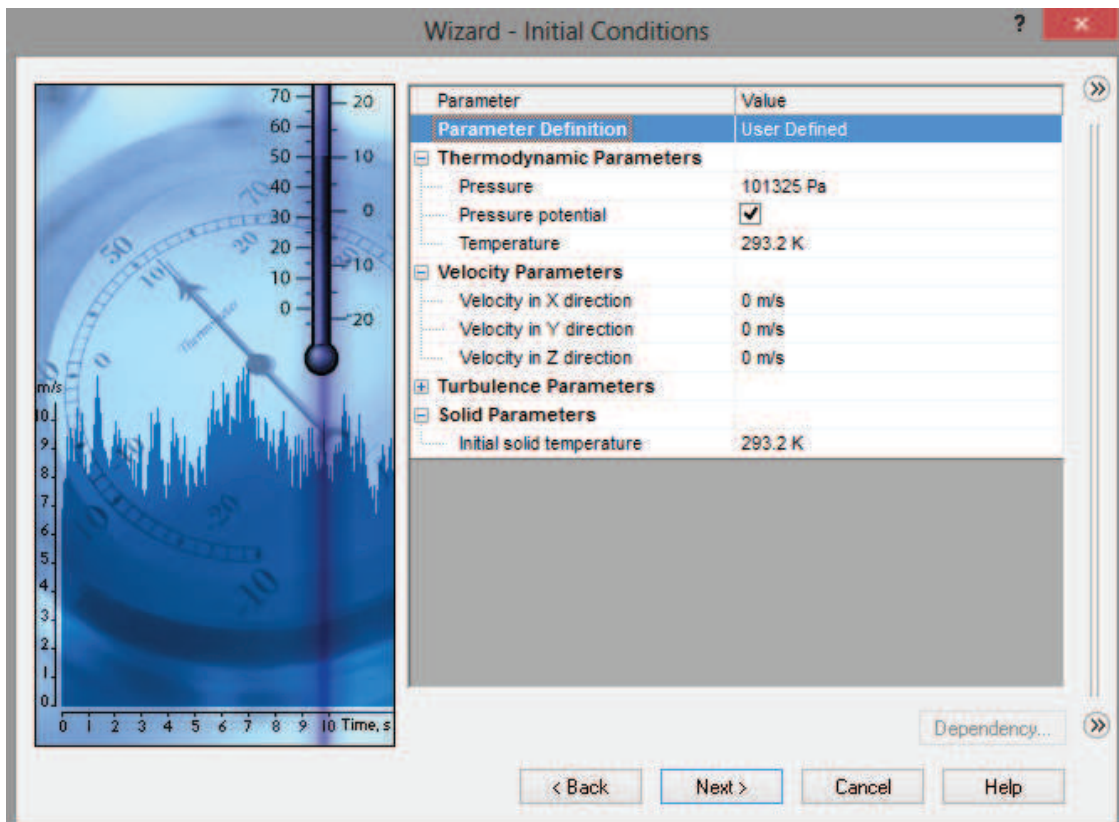
De manera similar a la selección de los líquidos se selecciona al sólido más abundante o de referencia en la geometría en este caso seleccionamos Cobre.



“Wall conditions” se refiere a las condiciones de borde de las paredes del volumen de control que encierra al análisis. Se aceptan las selecciones por defecto para este ejemplo.



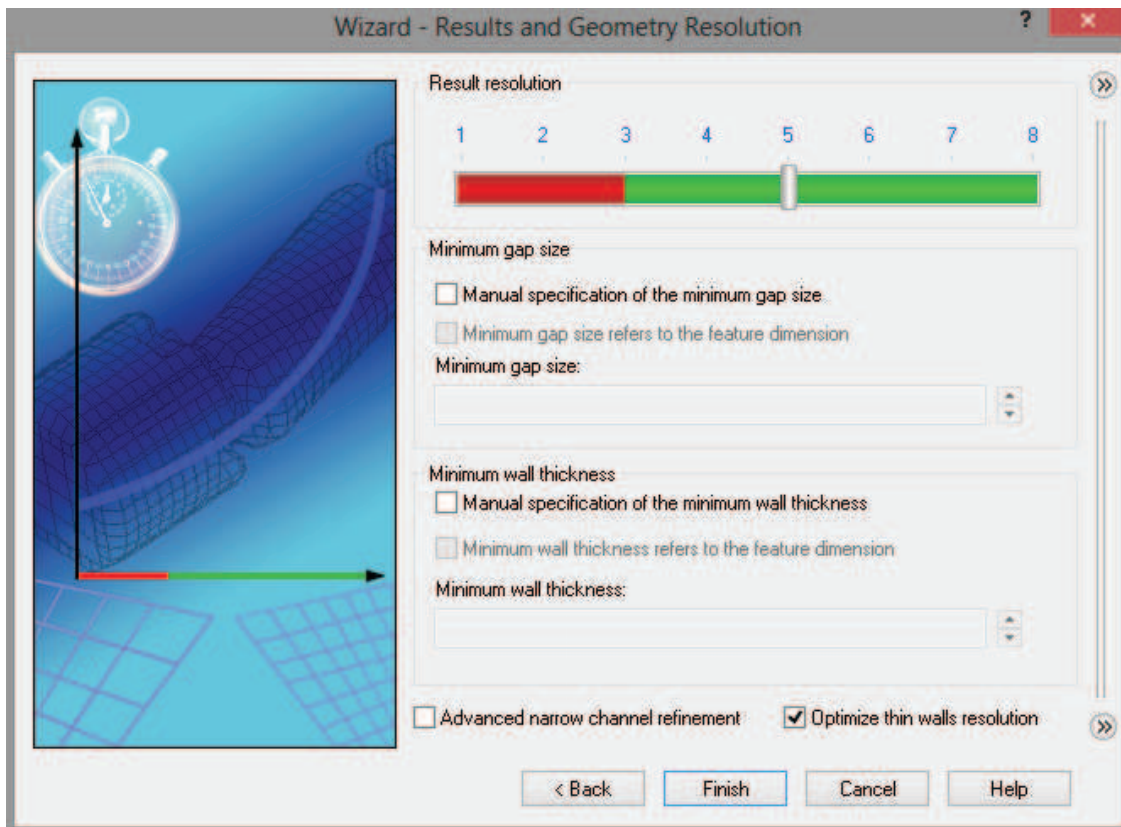
La pantalla para colocar las condiciones iniciales es siguiente en la lista. Aquí se colocan velocidades y presiones iniciales para el ambiente que rodea al intercambiador, además la temperatura del sólido y una estimación inicial para el cálculo de las características de turbulencia del fluido. Se determinan los datos iniciales y se aceptan los valores de turbulencia propuesto por Solidworks.



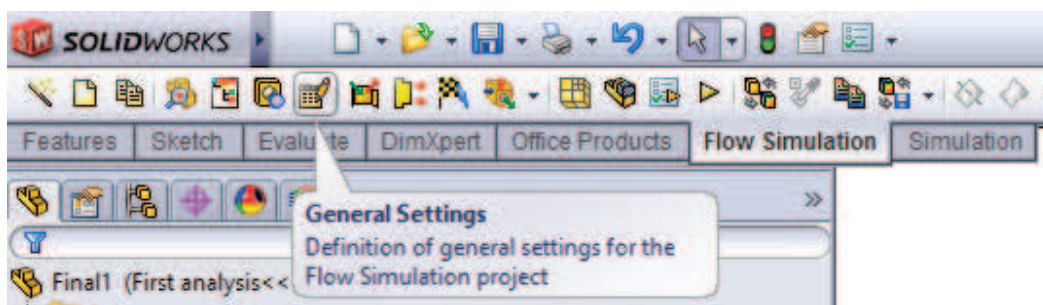
La pantalla siguiente es la final para la configuración general del análisis. En esta se hace provecho de las capacidades automatizadas de Solidworks para la generación de mallado. El mallado es la tarea que subdivide al volumen de control en pequeños volúmenes de control en donde se van a realizar los cálculos.

Por ser un caso relativamente sencillo (poco número de elementos, baja complejidad de la geometría, pocos fluidos de trabajo) se permite seleccionar una calidad de mallado inicial de 5/8. Para Solidworks, un mallado calidad 1/8 es baja y presenta resultados poco confiables a gran velocidad, por el otro lado un mallado 8/8 representa un mallado de alta calidad y refinamiento que requiere demasiados recursos de cálculo y tiempo para entregar resultados confiables. Una selección de la calidad de mallado acertada buscará obtener resultados confiables en el menor tiempo posible.

Cada geometría es única en esta selección, sin embargo, al haber realizado simulaciones previas se ha aprendido que entre calidad 4/8 a 5/8 se optimiza la operación y los resultados son muy similares a los obtenidos en calidades más altas con menor tiempo y recursos consumidos.



Al activar el botón “Finish” se finaliza la guía de configuración y se continúa con el pre-procesamiento del ejemplo. Esta información puede ser revisada y modificada en cualquier punto del pre y pos procesamiento al seleccionar la opción “General Settings” en el menú de Flow Simulation.



Determinación de condiciones iniciales y de borde

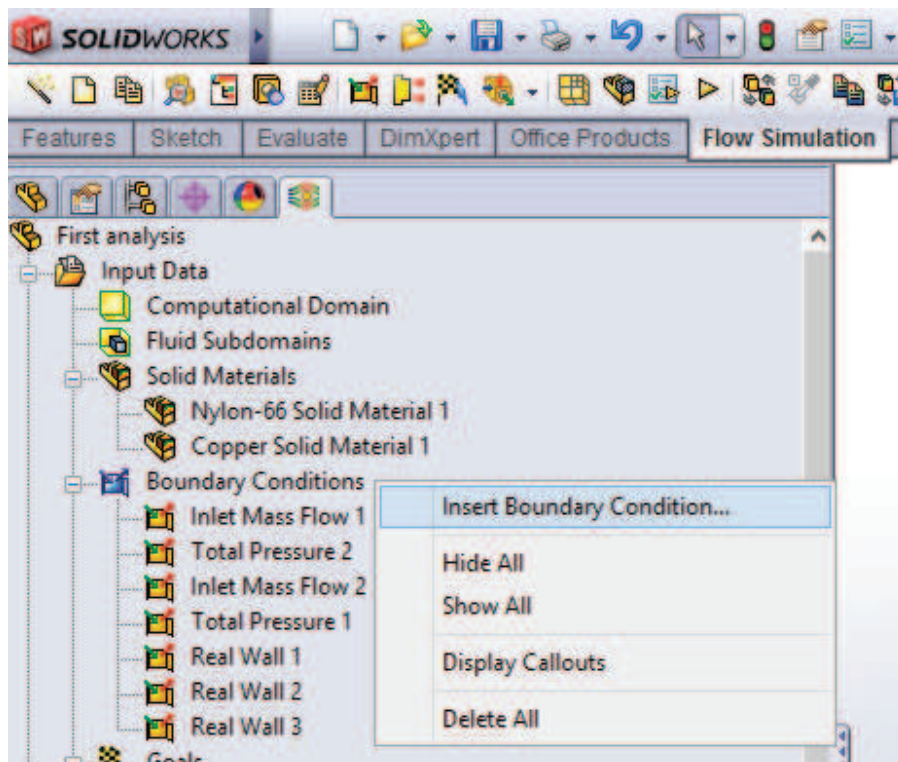
Las condiciones iniciales y de borde inician el análisis y entregan la información necesaria para incluir potenciales, flujos, comportamientos específicos que se desean integrar en el modelo.

Se colocan entonces condiciones específicas para las entradas y salidas de flujo, las paredes que se encuentran en contacto con los fluidos de trabajo y las caras que tienen interfaz con el medio ambiente que rodea al intercambiador de calor.

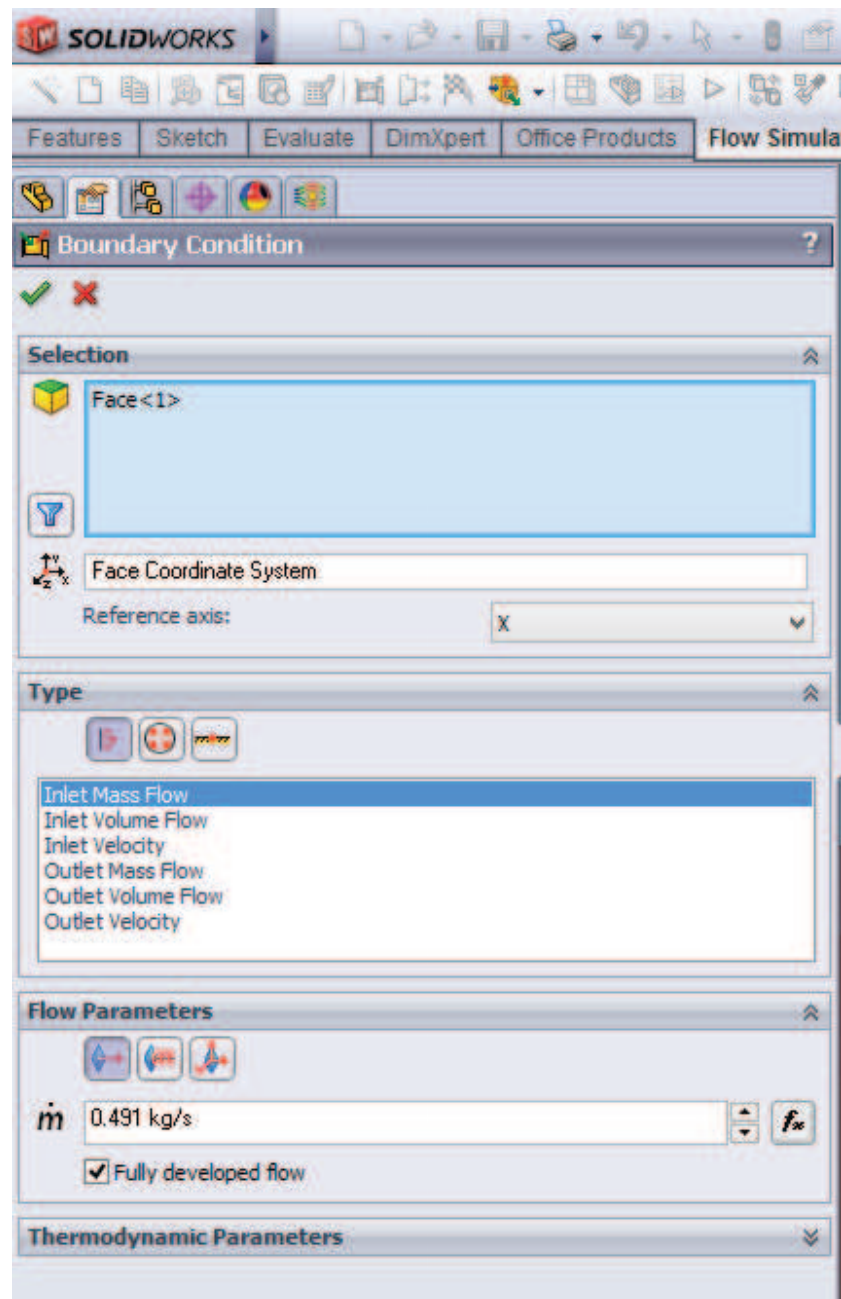
Por defecto, al haber escogido que las paredes del volumen del control sean adiabáticas, automáticamente se ha incluido al sistema que las caras externas del modelo sean aisladas, como es el caso del intercambiador diseñado en este trabajo.

A continuación las condiciones de flujo son incluidas. En este apartado simplemente se indica para una entrada de flujo de ACS y se obviará la repetición en otras caras en donde ingrese fluido al intercambiador, de igual manera se procederá para las salidas de flujo.

Se inicia el menú de condiciones de borde al realizar clic derecho en "Boundary conditions", que se encuentra dentro del árbol del análisis. Se selecciona entonces "Insert Boundary Condition...".

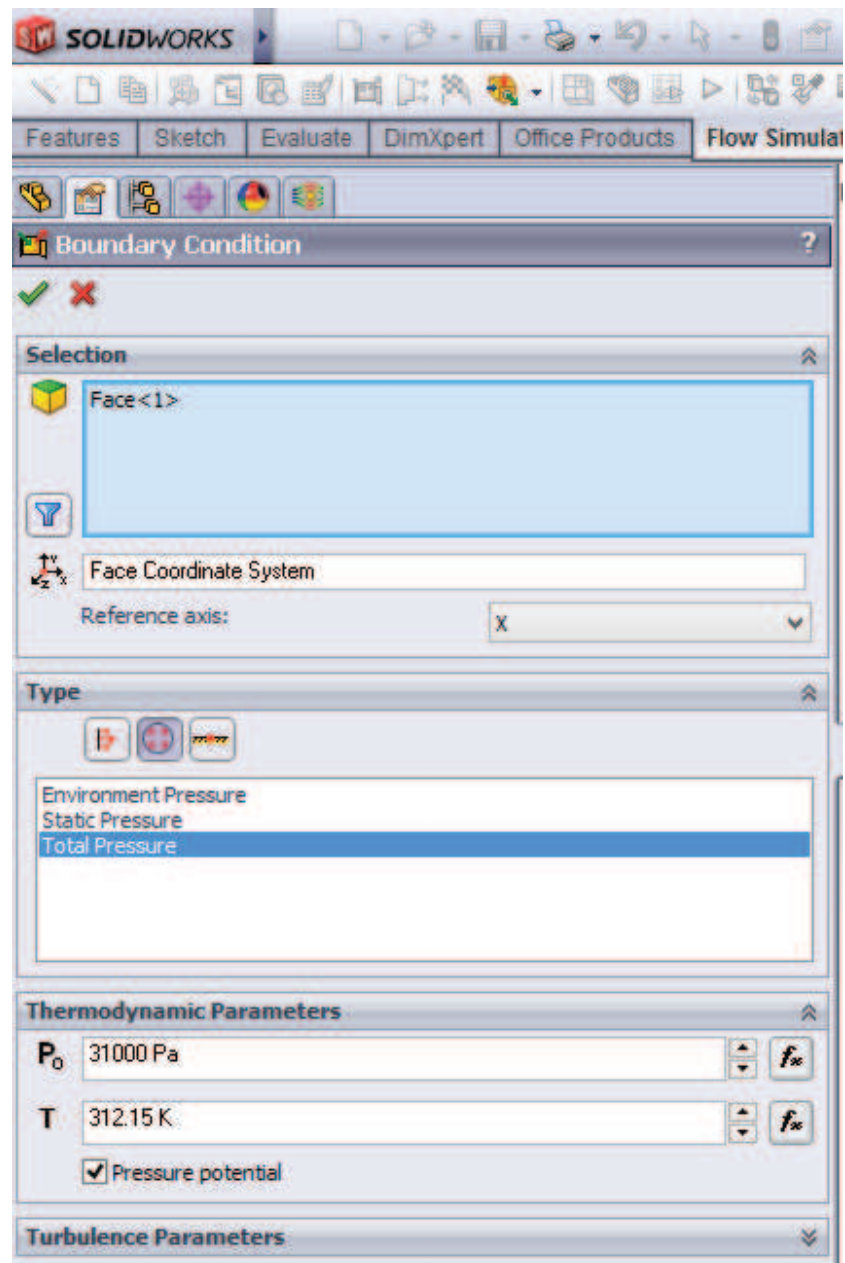


Acto seguido, y del menú que aparece, se selecciona la cara de donde ingresará el flujo al sistema. Luego, el tipo de condición de borde como ingreso de fluido “Inlet Mass Flow” se escoge y se ingresan los datos correspondientes. Se asume que hasta que el agua entre al intercambiador se ha desarrollado completamente, por lo que se selecciona “Fully developed flow”. Las características termodinámicas propuestas por el programa se aceptan ya que es un primer estimado que se pulirá con las distintas iteraciones de cálculo por venir en la parte de procesamiento del problema. Se repetirá el mismo proceso para incluir los datos correspondientes para el flujo de agua termal que ingresa al intercambiador.



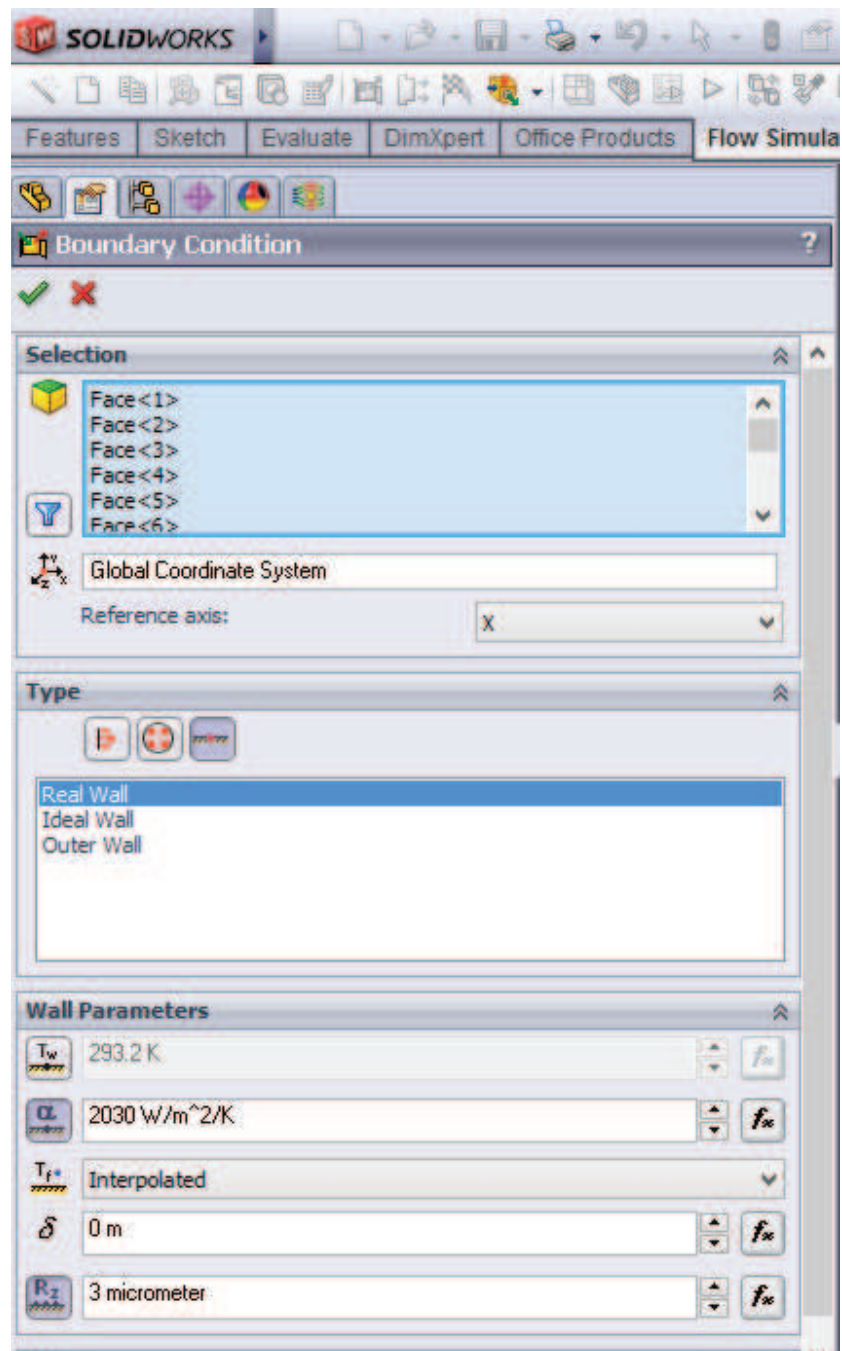
El flujo debe tener un punto de salida y la manera de indicar que el fluido sale del intercambiador es colocando aperturas de presión "Pressure Openings". Se inserta una nueva condición de borde y se escoge que su tipo sea "Total Pressure" para que el programa entienda que la presión ingresada es manométrica y que el programa debe tomar de los datos iniciales la presión atmosférica para conocer la

presión absoluta. La presión colocada en el recuadro P_o equivale a la presión que se debe vencer desde la salida del intercambiador hasta el punto de descarga del fluido. En este ejemplo del cálculo del intercambiador se incluyeron dos casos: (1) para el ACS, se debe vencer la presión de red más las pérdidas menores hasta la entrada al tanque de acumulación; (2) para el agua termal, se calcularon las pérdidas menores para la descarga del agua termal en una piscina y se adicionó la presión hidrostática del agua sobre el nivel de descarga del agua. Esta configuración entonces se realizará para definir dos salidas de presión en total.



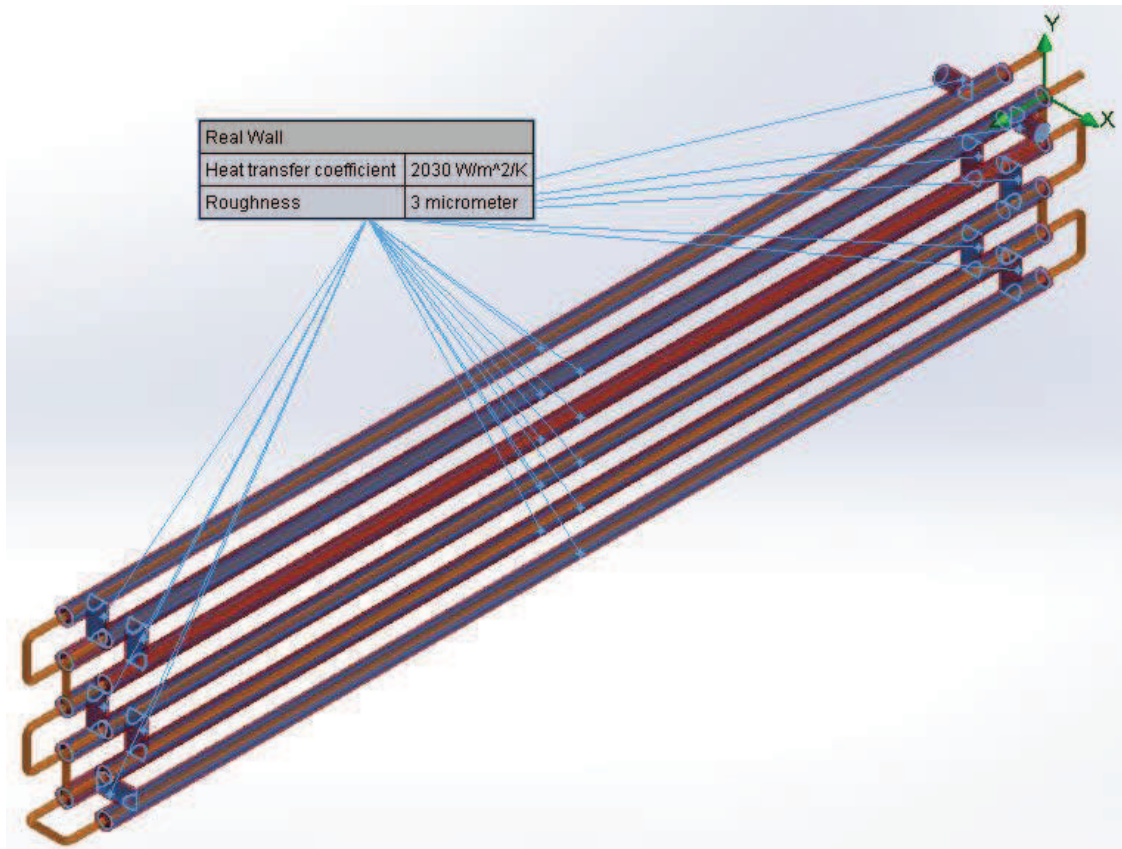
Para incluir los efectos de fricción del fluido con las paredes de los tubos y transferencia de calor por convección se deben crear condiciones de borde de pared. Dentro del mismo menú de insertar condiciones de borde, se puede seleccionar otro tipo de entrada al sistema.

Nuevamente, se seleccionan las caras de la tubería que están en contacto con el fluido de trabajo. Se selecciona el tipo de condición "Real Wall" y se incluyen los datos correspondientes de rugosidad absoluta del material de la tubería. También se ingresa el coeficiente de transferencia de calor (α) previamente calculado a partir de relaciones empíricas en el diseño del intercambiador. Se selecciona que la temperatura del fluido sea interpolada y que la altura de la capa límite sea nula, debido a que tenemos una condición de entrada de flujo hacia el intercambiador.

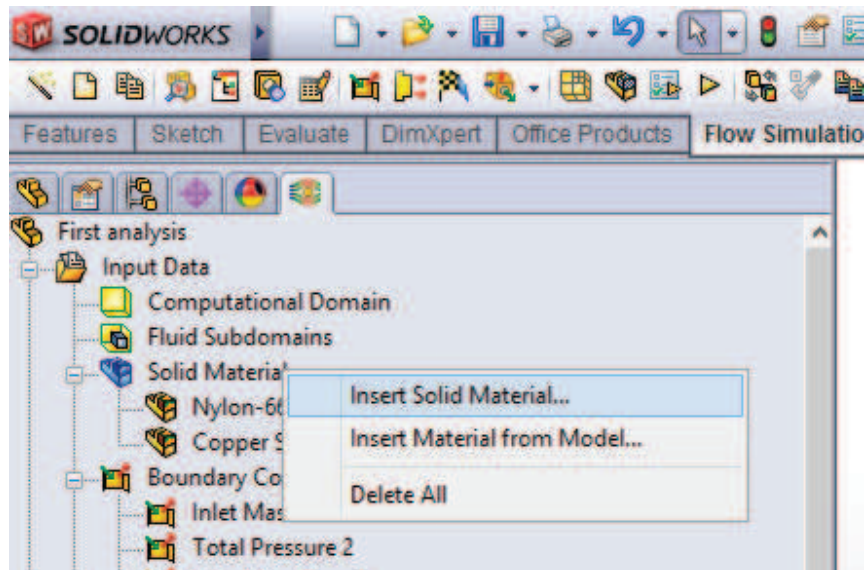


Gráficamente se resume el resultado de la introducción de los datos en la configuración de la condición de borde “Real Wall” en la siguiente imagen. Este proceso se debe repetir en este ejemplo dos veces más ya que se quieren incluir

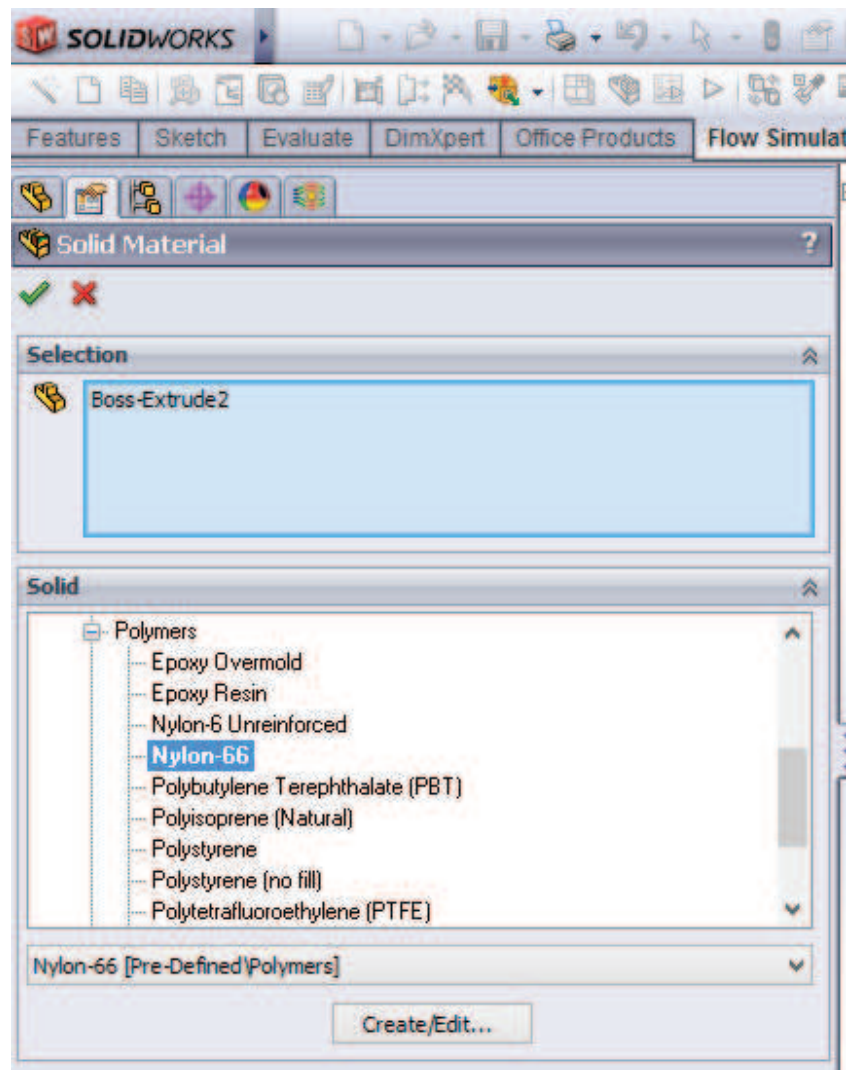
el mismo tipo de comportamiento en las caras interna y externa de la tubería de cobre por donde circula el ACS.



Debido a que la conducción de calor en sólidos fue escogida para este análisis, los materiales para los sólidos deben ser determinados, Ya se seleccionó cobre como material por defecto. Paso seguido se debe escoger el material para la tubería polimérica. Se ha identificado que las propiedades térmicas del Cuatritubo se asemejan a las del Nylon 66, entonces este material se seccionará para esta porción del intercambiador.

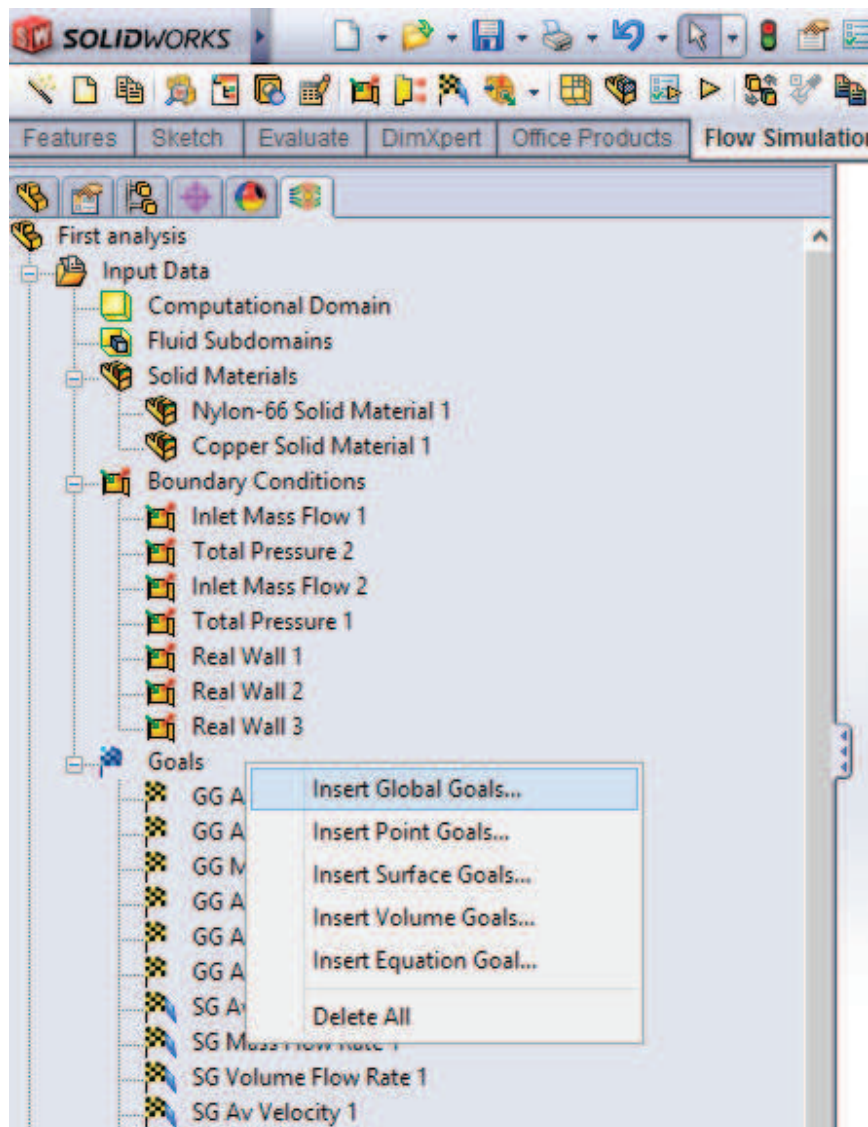


Haciendo clic derecho en “Solid Materials” se selecciona “Insert Solid Material...”. Paso seguido se debe seleccionar la porción del sólido que debe tener las propiedades del Nylon 66. Finalmente se elige el material deseado en el listado de materiales sólidos que incluye Solidworks. De igual manera se pueden seleccionar materiales personalizados por el usuario.



Casi para finalizar la sección de pre-procesamiento del análisis se deben incluir aquellos datos que deseamos que sean reportados específicamente a partir de los resultados que se obtendrán. Estos objetivos o “Goals” pueden ser de tipo global, superficial, puntual y de ecuación. En este estudio se han incluido los de tipo global y superficial, por su utilidad para la obtención de resultados que ayuden la comparación entre los valores del diseño y estos de la simulación.

Para insertar objetivos se hace doble clic en “Goals” y se escoge el tipo de objetivo, para esta demostración se escogerá “Insert Global Goals”

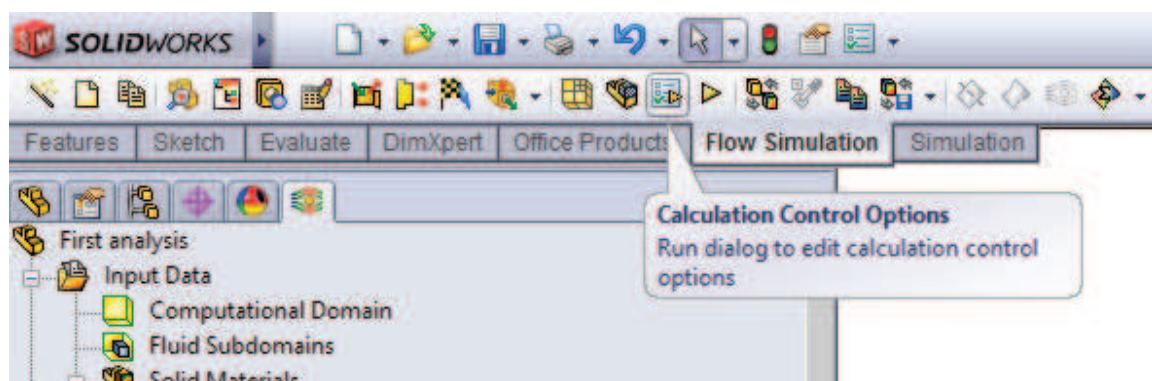


Dentro del menú extraído, se pueden escoger una multitud de opciones, pero son de interés los valores promedio de temperatura, flujo másico y volumétrico, velocidad de los fluidos, entre otros. De similar manera se incluirán objetivos específicos en las superficies de entrada y salida de los fluidos.

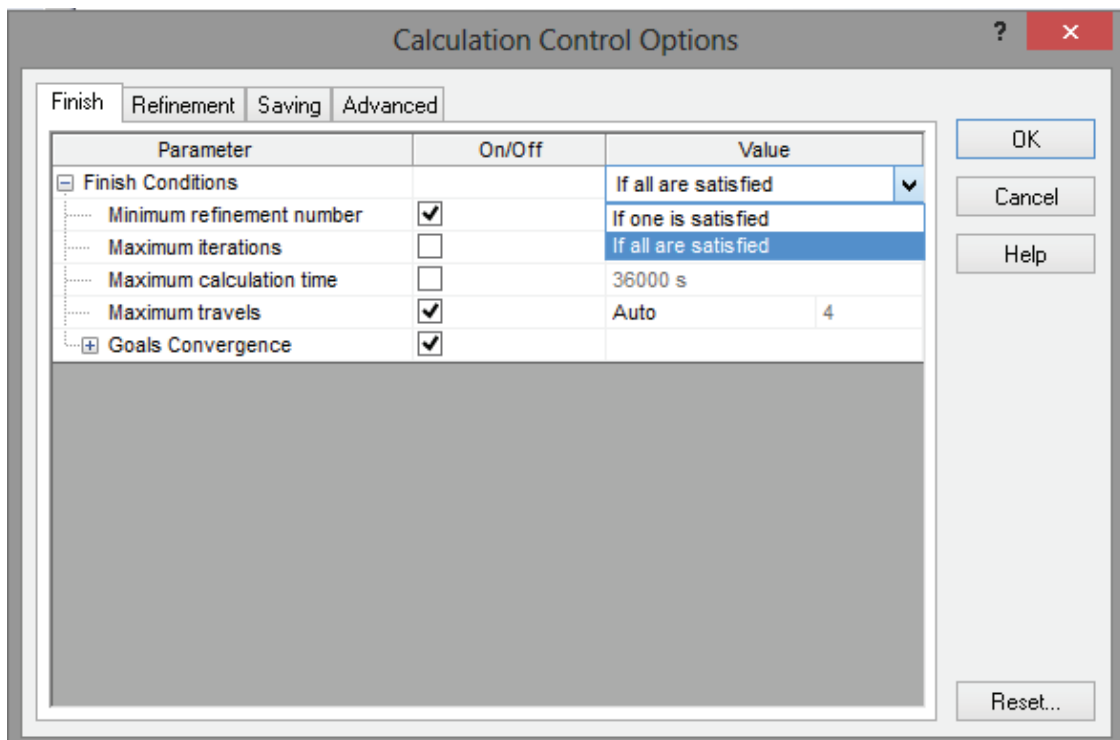
Los objetivos también son de utilidad para ayudar al programa a determinar la convergencia de los resultados en la solución del problema.

Convergencia se refiere al comportamiento de los valores obtenidos en los cálculos cuando estos siguen evolucionando. Si los valores obtenidos tienden a estabilizarse alrededor de valores específicos tras varios cientos de iteraciones entonces se dice que el resultado ha convergido y que la solución se ha obtenido.

Una manera de procurar que el resultado obtenido sea válido es el de utilizar los objetivos globales y superficiales para que se les evalúe su convergencia. Se puede escoger en Flow Simulation que los cálculos se detengan cuando todos los objetivos hayan sido satisfechos. Esto se puede activar ingresando al menú de “Calculation Control Options”.



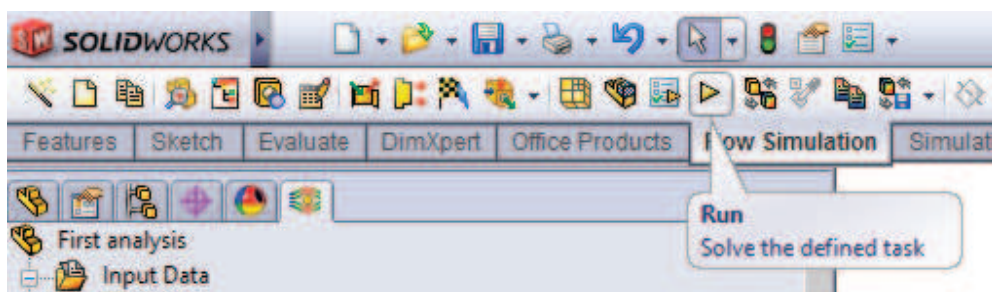
En este menú se selecciona que el cálculo se detenga cuando todos los objetivos o “Goals” hayan sido satisfechos, es decir se hayan estabilizado a través de las distintas iteraciones dentro un rango de tolerancia aceptable predeterminado por el programa y dependiente de la calidad del mallado escogido. Es importante que la selección de “Goals Convergence” haya sido activada.



Procesamiento

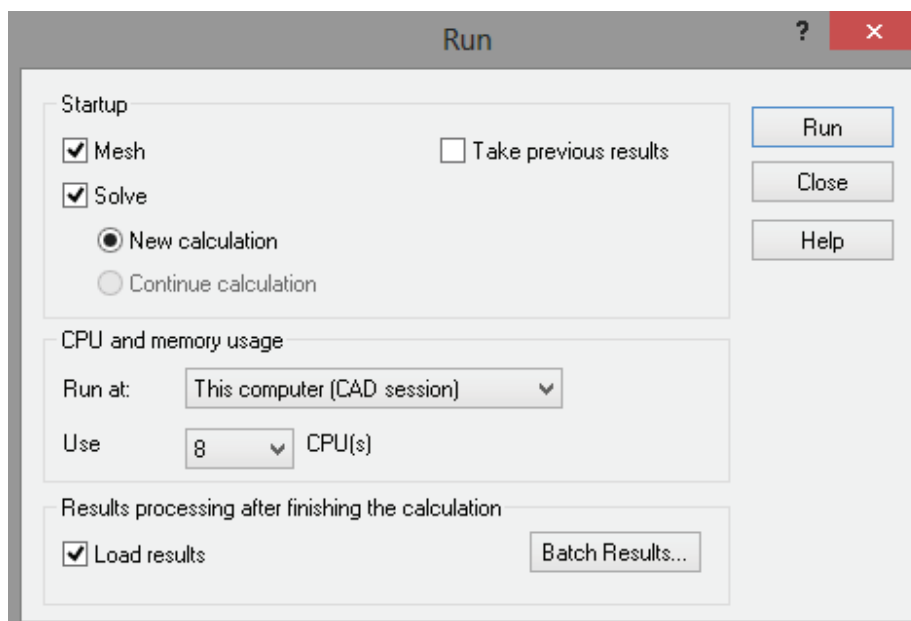
Una vez que todos los datos necesarios para el cálculo se han ingresado se puede iniciar el procesamiento de datos, en donde el programa aplicará técnicas de métodos numéricos para resolver las incógnitas planteadas.

Para iniciar el cálculo se activa la opción "Run" del menú de Flow Simulation".



Y se seleccionan las opciones de iniciar cálculo nuevo, incluyendo Malla o “Mesh” nueva.

Solidworks puede optimizar el uso de los recursos de procesamiento del computador siendo usado. Se pueden solicitar que se utilice todo el poder de procesamiento o todo el poder dependiendo sea el caso al determinar el número de procesadores a utilizar. Se aprieta “Run” y el programa procesará el caso.

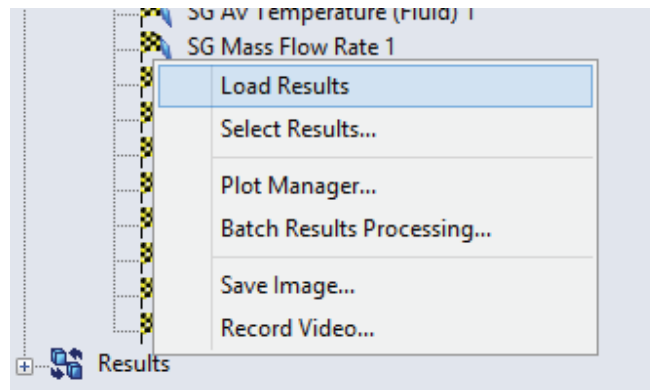


En una pantalla adicional denominada “Solver” se puede observar el estatus del procesamiento, detalle acerca del cual no se mencionará nada en este tutorial, con excepción de que cuando el procesamiento haya sido finalizado un mensaje en la parte inferior de la pantalla indicará “Solver is Finished”.

Pos-procesamiento

Una vez realizado el procesamiento, los resultados son automáticamente cargados a la plataforma de Solidworks para ser administrados por el usuario. En

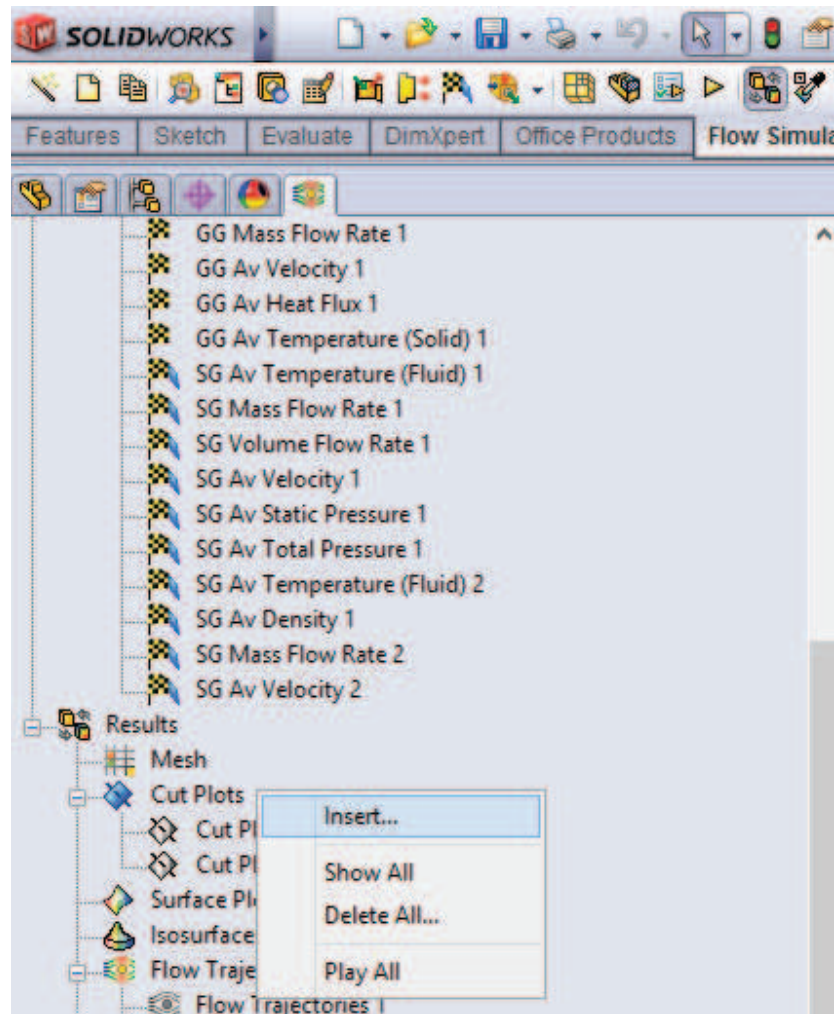
caso de querer cargar resultados manualmente se puede realizarlo apretando clic derecho sobre “Results” y seleccionando “Load Results”



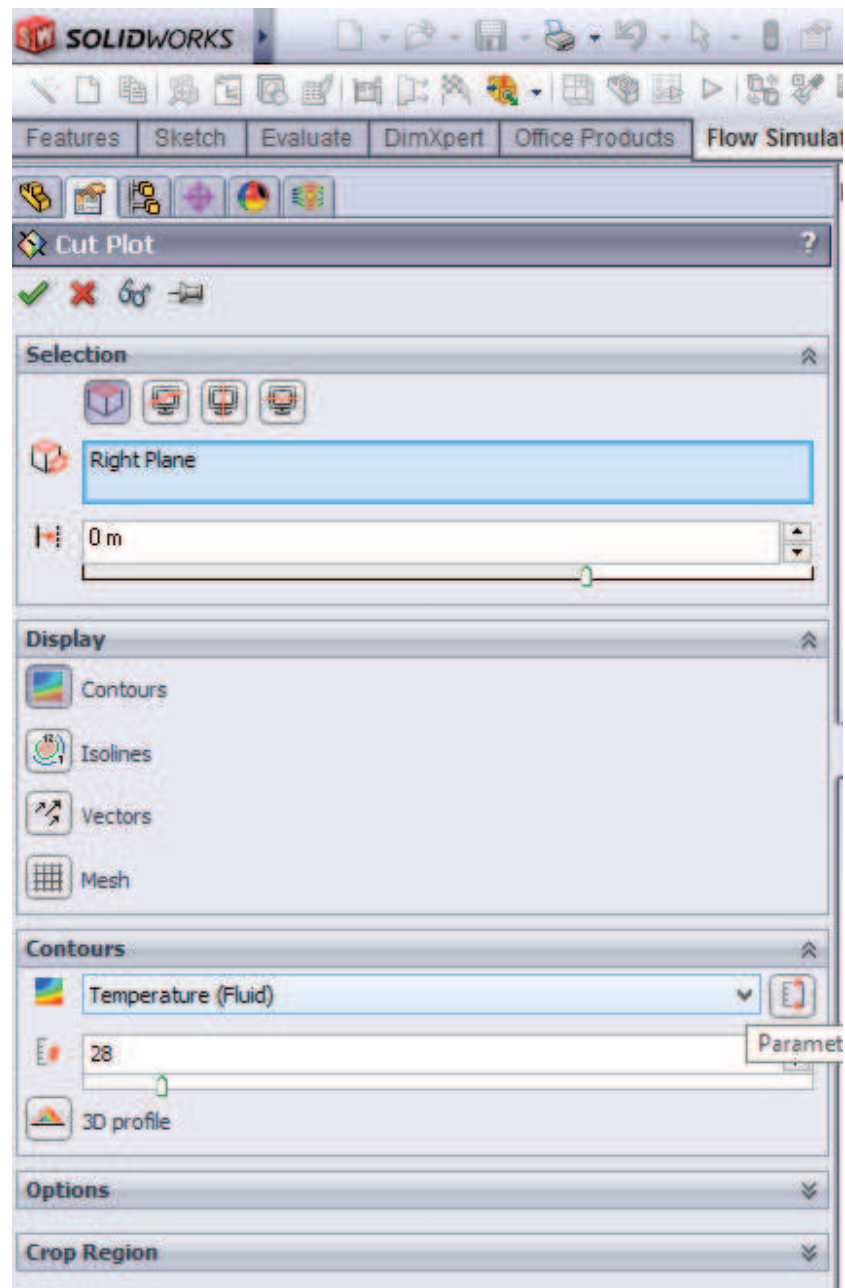
Una vez cargados los resultados se pueden realizar diversos tipos de gráficos que ayudarán a la visualización de los fenómenos que se presentan en los fluidos de este ejemplo.

Se indicará solamente como realizar un corte del modelo y mostrando resultados como gradientes de colores.

Para realizar un corte o “Cut plot” se aprieta clic derecho sobre el respectivo ítem debajo de la rama de “Results”, en el árbol del análisis.



Acto seguido se selecciona el plano que cortará a la geometría y posteriormente la variable que se presentará como gradiente de colores en el corte.



Otras opciones pueden ser modificadas para mejorar la visualización de resultados en el interior de la geometría y poder interpretar mejor lo obtenido en la simulación.

Otros gráficos de utilidad son las trayectorias de los flujos, estudios de partículas, entre otros que pueden ser explorados y configurados de similar manera que el gráfico de corte.

ANEXO 5

COTIZACIONES SOLICITADAS

ANEXO 6

DATOS TÉCNICOS DE LOS EQUIPOS