

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
INGENIEROS MECÁNICOS

TEMA
ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE FLUENT DE ANSYS DEL PROCESO DE
CALENTAMIENTO DEL AGUA DE UNA PISCINA DE 25 m³ CON VAPOR DE
AGUA SOBRECALENTADO PROVENIENTE DE UNA CALDERA
PIROTUBULAR.

AUTORES
WASHINGTON ROBER GUTIÉRREZ PINTO
JULIO CESAR HEREDIA VALLEJO

TUTOR
LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS

Quito, septiembre del 2020

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTORES

Nosotros, Washington Rober Gutiérrez Pinto con documento de identificación N° 1722305909 y Julio Cesar Heredia Vallejo con documento de identificación N° 1719204081, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: “ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE FLUENT DE ANSYS DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE UNA PISCINA DE 25 M³ CON VAPOR DE AGUA SOBRECALENTADO PROVENIENTE DE UNA CALDERA PIROTUBULAR.”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, septiembre del 2020



Washington Rober Gutiérrez Pinto
C.I.: 1722305909



Julio Cesar Heredia Vallejo
C.I.: 1719204081

DECLARACIÓN DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación, “ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE FLUENT DE ANSYS DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE UNA PISCINA DE 25 M³ CON VAPOR DE AGUA SOBRECALENTADO PROVENIENTE DE UNA CALDERA PIROTUBULAR.”, realizado por Washington Rober Gutiérrez Pinto y Julio Cesar Heredia Vallejo, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo final de titulación.

Quito, septiembre del 2020.



Luis Fernando Toapanta Ramos

C.I.: 1721113759

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a mi padre y a mi madre, por ser los pilares de mi formación tanto académica como personal, quienes con su amor, cariño y dedicación han formado al ser humano que soy el día de hoy y por apoyarme cada día de mi vida en mis metas planteadas. A mi hermano, quien ha sido mi amigo más fiel y me ha brindado su apoyo y cariño toda la vida. A mis amigos, por estar en los buenos y malos momentos, siendo testigos del crecimiento personal el uno del otro. A mis docentes que me han acompañado a lo largo de la carrera siendo el sustento de ánimos y enriquecimiento del saber.

Julio Cesar...

Dedico este proyecto a mi padre y a mi madre, quienes con su amor, cariño y perseverancia me han enseñado a superar todos los retos que se me presenten en la vida con actitud y fortaleza. A mi hermano, quien fue la persona capaz de ayudarme en las noches de desvelo. A mi hermana, por el apoyo y cariño incondicional. A mi sobrina quien a su manera me apoyaba con su ánimo y alimento. A mis amigos con los cuales compartí toda esta bella carrera que es la Ingeniería Mecánica apoyándonos mutuamente en el camino del saber. A mis docentes, quienes me han acompañado en este reto de mi vida transmitiendo su conocimiento y experiencia.

Washington Rober...

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer la culminación de este proyecto a mis padres y hermanos por el apoyo incondicional en todo momento; además, agradecer a mis amigos de los cuales he aprendido que la amistad no es solo por el momento sino para toda una vida. Este camino nos deja varias lecciones de vida donde los profesionales a cargo de nuestro aprendizaje tienen un gran valor impartiendo su conocimiento y experiencia en el campo. Un agradecimiento especial a nuestro guía y tutor Ingeniero Fernando Toapanta, MsC. quien nos brindó su tiempo, apoyo, comprensión, amistad y sobre todo conocimientos durante el camino de culminación del proyecto.

Washington Gutiérrez

Quiero agradecer a Dios, por la salud del día a día y las bendiciones que me ha entregado a lo largo de mi vida. A mi familia por el constante apoyo incluso en los momentos más difíciles, por arroparme en un hogar lleno de amor y comprensión y saber llevarme por el camino de la superación, perseverancia y triunfo. A mis amigos por brindarnos su apoyo y compañía a lo largo de nuestra carrera. Y a mis docentes, en especial a nuestro tutor, el Ingeniero Luis Fernando Toapanta Ramos MsC., quien con su conocimiento, dedicación y apoyo fue guía para la obtención de nuestro objetivo académico planteado.

Julio Heredia

ÍNDICE DE CONTENIDO

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTORES	i
DECLARACIÓN DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO.....	iv
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS.....	ix
ÍNDICE DE TABLAS	xi
RESUMEN.....	xii
ABSTRACT.....	xiii
INTRODUCCIÓN	xiv
CAPÍTULO I.....	1
ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS DEL CALENTAMIENTO DE AGUA PARA LA CLIMATIZACIÓN DE PISCINAS	1
1.1 Estado del arte	1
1.2 Aspectos teóricos.....	4
1.2.1. Transferencia de calor	4
1.2.2. Transmisión de calor por conducción	4
1.2.3. Transmisión de calor por convección	4
1.2.4. Transmisión de calor por radiación.....	5
1.2.5. Vapor sobrecalentado.....	6
1.2.6. Generalidades de la caldera.....	7
1.2.7. Tipos de piscina.....	9
1.2.8. Intercambiadores de calor	10
1.2.9. Intercambiador de calor contacto indirecto.....	12
1.2.10. Intercambiador de calor contacto directo	12

1.2.11.	Calentamiento de piscinas	13
1.2.12.	Dinámica de fluido computacional (CFD)	15
1.3.	Conclusiones del capítulo.....	16
CAPÍTULO II		17
OBSERVACIONES GENERALES SOBRE EL DISEÑO DE UN SISTEMA PARA CALENTAMIENTO DE AGUA DENTRO DE UNA PISCINA		17
2.1.	Flujos de un fluido.....	17
2.2.	Medios de transferencia del calor.....	18
2.2.1.	Conductividad térmica	19
2.2.2.	Conducción	20
2.2.3.	Convección.....	20
2.3.	Resistencia térmica.....	21
2.3.1.	Resistencia a la conducción	21
2.3.2.	Resistencia a la convección.....	21
2.3.3.	Resistencia térmica total	22
2.4.	Transferencia de calor en cilindros.....	22
2.5.	Número de Reynolds	23
2.6.	Convección forzada	25
2.6.1.	Número de Prandtl	25
2.6.2.	Número de Nusselt.....	26
2.7.	Convección natural.....	27
2.7.1.	Número de Grashof.....	27
2.7.2.	Número de Rayleigh	29
2.8.	Cambiadores de calor	29
2.8.1.	Tasa de capacidad calorífica	29
2.8.2.	Coefficiente de transferencia de calor global	30
2.8.3.	Diferencia media logarítmica de temperaturas	30
2.8.5.	Intercambiadores de calor con flujo cruzado.....	32

2.9. Caída de presión	33
2.10. Conclusiones del capítulo	33
CAPÍTULO III	35
ANÁLISIS DEL CALENTAMIENTO DE LA PISCINA MEDIANTE USO DEL VAPOR DE AGUA SOBRECALENTADA	35
3.1. Sistema de climatización	35
3.2. Análisis previo del sistema	38
3.3. Aspectos generales	39
3.4. Convección interna forzada	41
3.5. Caída de presión.....	43
3.6. Convección natural	45
3.7. Análisis de energía calórica.....	46
3.7.1. Tiempo de calentamiento	49
3.8. Estudio de parámetros	50
3.9. Conclusiones del capítulo.....	52
CAPÍTULO IV	53
ANÁLISIS NUMÉRICO DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE LA PISCINA MEDIANTE EL USO DE VAPOR DE AGUA SOBRECALENTADA	53
4.1. Diseño de la piscina.....	53
4.2. Parámetros de malla	54
4.3. Modelos que intervienen en la simulación	55
4.4. Aplicación de Modelos.....	56
4.4.1. Ecuación de la continuidad	56
4.4.2. Ecuación de conservación de momento	56
4.4.3. Ecuación de conservación de la energía.....	56
4.4.4. Ecuación del área de concentración interfacial	57
4.4.5. Modelo de Condensación.....	57

4.4.6. Ecuación de transferencia de calor.....	58
4.5. Simulación en ANSYS FLUENT.....	58
4.6. Conclusiones del capítulo.....	70
CONCLUSIONES GENERALES	72
RECOMENDACIONES GENERALES.....	73
REFERENCIAS.....	74
ANEXOS	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama de fase del agua	7
Figura 2. Caldera Piro tubular	8
Figura 3. Partes de una caldera	9
Figura 4. Intercambiador de calor tubos y coraza.....	11
Figura 5. Sistema de recuperación de calor	13
Figura 6. Sistema de calentamiento de agua para una piscina	14
Figura 7. Red de resistencias térmicas de un cilindro	22
Figura 8. Rugosidad relativa de una tubería	25
Figura 9. Factor de corrección para flujo cruzado	33
Figura 10. Piscina de 25 m ³ de capacidad.....	36
Figura 11. Dimensiones del diseño de piscina.....	36
Figura 12. Cortes A y D en accesos de la piscina.....	37
Figura 13. Sección de corte A en accesos de tubería	37
Figura 14. Sección de corte D en accesos de tubería	37
Figura 15. Vista frontal de la piscina.....	38
Figura 16. Vista superior de la piscina.....	38
Figura 17. Vista lateral de la piscina.....	39
Figura 18. Factor de corrección para flujo cruzado	49
Figura 19. Longitud de tubería vs Tiempo de calentamiento.	50
Figura 20. Longitud de tubería vs Caída de presión por fricción	51
Figura 21. Flujo másico vs. Tiempo de calentamiento	51
Figura 22. Diseño de la piscina.....	54
Figura 23. Mallado de la piscina.....	54
Figura 24. Convergencia del mallado par la piscina.....	55
Figura 25. Transferencia de calor	59
Figura 26. Temperatura del agua en la piscina	59
Figura 27. Proceso de iteraciones en el simulador ANSYS.....	60
Figura 28. Simulación a diferentes velocidades.....	61
Figura 29. Análisis de simulaciones entre temperatura del agua vs velocidad del vapor sobrecalentado.....	62
Figura 30. Simulación a 25 m/s dentro de la tubería con diámetro de 2 in.....	63
Figura 31. Simulación a diferentes velocidades dentro de la tubería con diámetro de 2 in.....	64

Figura 32. Simulación a diferentes velocidades dentro de la tubería con diámetro de 2 in.....	64
Figura 33. Comparación del calentamiento de la piscina entre tuberías de diámetro 4 in vs 2 in.....	65
Figura 34. Cambio de temperatura en línea de vapor de 2 in	66
Figura 35. Cambio de temperatura en línea de vapor de 4 in	66
Figura 36. Calentamiento del agua de la piscina a 12 °C y velocidades variables	67
Figura 37. Calentamiento del agua de la piscina a 14 °C y velocidades variables	68
Figura 38. Calentamiento del agua de la piscina a 20° C y velocidades variables	69
Figura 39. Calentamiento del agua de la piscina a 22 °C y velocidades variables	69
Figura 40. Temperaturas al nivel de la grada de hormigón	70

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Flujos según número de Reynolds	24
Tabla 2. Procesos de convección.....	28
Tabla 3. Propiedades del agua de la piscina.....	40
Tabla 4. Características de la caldera	40
Tabla 5. Propiedades del vapor sobrecalentado	41
Tabla 6. Variación en la velocidad del vapor sobrecalentado.....	61
Tabla 7. Variación en la temperatura del agua tubería 2 in.....	63
Tabla 8. Estudio del proceso de calentamiento en la región Sierra.....	67
Tabla 9. Estudio del proceso de calentamiento en la región Costa	68

RESUMEN

El presente proyecto técnico investigativo tiene por objetivo el análisis del proceso de calentamiento de una piscina con capacidad de 25 m^3 , con el uso de vapor sobrecalentado proveniente de una caldera pirotubular que, recorriendo una tubería de cobre, sede calor al agua depositada en dicha piscina elevando así su temperatura inicial, los métodos de estudio usados para el proceso descrito son: el método analítico y método numérico, haciendo uso de las herramientas informáticas: Excel, Steam calculator, EES, Inventor y fluent de ANSYS. Las condiciones iniciales del vapor sobrecalentado son de $150 \text{ }^\circ\text{C}$ a 400 kPa y se pretende que la piscina pase de una temperatura inicial de $18 \text{ }^\circ\text{C}$ a $30 \text{ }^\circ\text{C}$ por convección natural; trabajando con un flujo másico de 1000 kg/h y contando con una longitud de tubería de 13.33 m , la tasa de energía calórica aproximada que llega a desprender el vapor sobrecalentado es de 26.1412 kW , mientras que la cantidad de energía calórica que requiere el volumen total de agua dentro de la piscina para completar el proceso de calentamiento es de 1251332.256 kJ , por lo que se estima esta transferencia de calor se lleve a cabo en un período de 13 horas 17 minutos, adicional a esto se muestra una leve caída de presión y una esperada caída de temperatura del vapor sobrecalentado al completar el recorrido. Como se detalla en las figuras que describen el comportamiento del proceso, se concluye que los parámetros que más influyen en el tiempo que toma en llevarse a cabo el calentamiento son: la producción de vapor y el área de transferencia de calor.

Palabras claves: líneas de vapor, fluent ANSYS, piscinas, transferencia de calor, calentamiento.

ABSTRACT

The objective of this technical research project is to analyze the heating process of a swimming pool with a capacity of 25 m³, with the use of superheated steam from a fire tube boiler that, registering a copper pipe, places heat in the water deposited in said pool thus raising its initial temperature, the study methods used for the described process are: the analytical method and the numerical method, the use of computer tools: Excel, Steam calculator, EES, Inventor and fluent from ANSYS. The initial conditions of the superheated steam are 150 °C to 400 kPa and the pool is expected to go from an initial temperature of 18 °C to 30 °C by natural convection; working with a mass flow of 1000 kg/h and having a pipe length of 13.33 m, the approximate caloric energy rate that superheated steam releases is 26.1412 kW, while the amount of caloric energy required by the total volume of water inside the pool to complete the heating process is 1251332.256 kJ, so it is estimated that this heat transfer takes place over a period of 13 hours 17 minutes, in addition to this a slight pressure drop is shown and an expected drop in temperature of the superheated steam upon completion of the tour. As detailed in the figures that describe the behavior of the process, it is concluded that the parameters that most influence the time it takes to carry out heating are: the production of steam and the area of heat transfer.

Keywords: steam lines, fluent ANSYS, swimming pools, heat transfer, heating.

INTRODUCCIÓN

El presente proyecto da a conocer el análisis y simulación mediante fluent de ANSYS del proceso de calentamiento de una piscina cubierta de 25 m³, con vapor de agua sobrecalentado proveniente de una caldera pirotubular, teniendo la particularidad de que la transferencia de calor que se produce en el sistema se produce de forma indirecta.

En la actualidad, los sistemas de calentamiento para piscinas que operan con calderas, generalmente efectúan el proceso de transferencia de calor mezclando los fluidos de trabajo, es decir, el fluido de la piscina y el proveniente de la caldera, adicional a esto el fluido proveniente de la caldera tiene un uso limitado, es decir, tiene como objetivo únicamente elevar la temperatura de la piscina y no se puede aprovechar para otros motivos secundarios.

Tras haber estudiado varios autores, se ha adquirido las bases necesarias para incurrir en el estudio del proceso propuesto y de esta manera generar resultados necesarios para el análisis, con la finalidad de sintetizar los conocimientos adquiridos y brindar resultados confiables al lector.

En el estudio del proceso de calentamiento para el presente documento, se logra determinar a través de un método analítico, valores correspondientes a diversos parámetros que se involucran en la estimación del calor que cede el vapor sobrecalentado y, por ende, el tiempo que requiere el proceso de climatización para efectuarse por completo; a su vez, algunos de estos parámetros son requeridos dentro de la simulación en fluent de ANSYS.

El diseño de la piscina es muy versátil, debido a su amigabilidad con el cuerpo humano, se puede implementar en el campo industrial o urbano, al efectuar este tipo de piscinas de manera industrial se logra realizar procesos de temple en piezas especiales, también ayuda a realizar procesos de enfriamiento lentos, dentro de algunos procesos industriales.

Implementando el presente diseño de manera urbana se logra tener el confort de las personas que deseen distraerse de su día a día en una piscina a una temperatura

adecuada con el objeto de desestresar de una manera natural, cabe mencionar que, el proceso no es perjudicial al medio ambiente además que se logra aprovechar el vapor sobrecalentado de una caldera pirotubular de una forma más extensa.

Con los resultados obtenidos en el presente estudio, se describe el comportamiento del proceso de calentamiento en cuestión, teniendo así una referencia para poder modificar el diseño de acuerdo a las exigencias del sector donde se busque aplicar.

En la actualidad, los procesos de calentamiento de agua que operan con calderas y son implementados en la mayoría de piscinas, para su propósito el fluido de la piscina necesariamente se mezcla con el fluido que proviene de la caldera, dejando así, una alternativa de estudio en el cual los fluidos involucrados en el proceso, no tengan contacto directo y a su vez el fluido de calentamiento no se limite únicamente a el calentamiento de la piscina, sino también se pueda aprovechar en estaciones adicionales.

El objetivo general consiste en analizar y simular mediante fluent de ANSYS el proceso de calentamiento de una piscina de 25 m³, con vapor de agua sobrecalentado proveniente de una caldera pirotubular.

Los objetivos específicos son:

- Diseñar un prototipo de piscina que permita el calentamiento del agua sin mezclarse con el vapor sobrecalentado proveniente de la caldera.
- Determinar la cantidad de energía calórica que libera el vapor de agua sobrecalentada durante el proceso.
- Estimar el tiempo necesario para que se efectuó en su totalidad la climatización de la piscina.
- Detallar el comportamiento del proceso haciendo uso de los datos obtenidos en graficas lineales.

CAPÍTULO I

ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS DEL CALENTAMIENTO DE AGUA PARA LA CLIMATIZACIÓN DE PISCINAS

En el capítulo presente, se pretende describir los principios de funcionamiento, antecedentes y conceptos con que operan los sistemas de climatización de piscinas para uso doméstico, principalmente con el uso de calderas ya que son las máquinas que toman un papel fundamental en el estudio propuesto.

El objetivo del capítulo es comprender las distintas propiedades físicas que intervienen en el proceso de calentamiento de una piscina, para de esta forma analizar de mejor manera la operación que ejecuta el sistema de estudio en su aplicación real.

1.1 Estado del arte

En el estudio de Tu et al. [1] se analiza numéricamente las características de combustión y formación de óxidos de nitrógeno (NO_x). Mediante una comparación durante el proceso de combustión se afirma que, en contraste con la configuración convencional del quemador, las disposiciones paralelas y escalonadas logran suprimir la temperatura máxima lo que conduce a la atenuación de la emisión final de NO_x de la ruta de formación térmica, mientras que la configuración paralela exhibe un mayor potencial de emisión.

Según el análisis realizado por Hinrichs et al. [2] con el uso de la tecnología de calderas de gas de condensación, se disminuye el consumo de energía y las emisiones de dióxido de carbono (CO_2) para el agua caliente sanitaria y la calefacción. En el pasado, la medición de las concentraciones promedio detrás del intercambiador de calor ayudó a identificar medidas de reducción de emisiones, lo que resultó en emisiones contaminantes muy bajas de la generación actual de calderas.

En el documento presentado por Thapa et al. [3] se ha diseñado y probado un sistema de recuperación de energía utilizando técnicas de fabricación MEMS

(Sistema micro electromecánico). Analizando los resultados obtenidos, se dedujo que la caldera que funciona sin sobrecalentador capturó el 66 % de la energía térmica entrante y la misma caldera en combinación con el sobrecalentador integrado al sistema, mostró un aumento de cerca del 10 % en la capacidad de absorción térmica.

Ayoobi et al. [4] estudiaron la transferencia de calor en una piscina y el flujo de calor crítico (CHF) en agua saturada en condiciones de energía transitoria. Se obtuvo el flujo de calor, así como también el coeficiente de transferencia de calor de ebullición transitoria (TBHTC). Este estudio mostró que, el aumento del período de tiempo redujo las temperaturas de CHF y de sobrecalentamiento en el CHF hasta en un 40.5 %. Después de eso, su tendencia se acercó al punto de ebullición constante.

En el estudio realizado por Gonçalves et al. [5] se realizó un estudio para predecir el rendimiento energético a largo plazo de los sistemas de calentamiento solar de piscinas utilizando el método de utilidad. El área de la piscina se mantuvo constante y se consideraron colectores solares térmicos tanto vidriados como no vidriados para las diferentes ubicaciones, con una pendiente igual a la latitud de cada ciudad.

En la investigación de Gui et al. [6] se construyó un circuito de prueba de flujo de dos fases a alta temperatura y presión para investigar el proceso de transferencia de calor implicada en el intercambiador de calor con tubo en forma de C, de tamaño real sumergido en una piscina. Los resultados demostraron que, la presión y velocidad de la masa influyen en las particularidades de transferencia de calor, mientras que el cambio de la temperatura de la piscina de agua no es notable. Se observaron además estratificaciones de temperatura tanto en la piscina de agua como en el tubo en forma de C.

Investigadores han desarrollado modelos en el programa TRNSYS, como Jordaan y Narayanan [7] que estudian la manera de reducir la energía que requieren los sistemas de calentamiento de piscinas, basándose en los datos recopilados, indican que, entre los colectores solares térmicos, el colector de tubo evacuado presenta la mayor eficiencia del módulo en comparación con los colectores de placa plana. Por

otra parte, el rendimiento de un sistema de calefacción solar para una piscina fue estudiado por Lugo et al. [8] cuyos resultados defienden que el modelo simula la temperatura de la piscina muy precisamente y sirve como una herramienta para generar un análisis técnico y económico de los sistemas de calefacción solar en piscinas.

También se han utilizado otros paquetes informáticos para modelaciones matemática como en el trabajo realizado por Shukla et al. [9] se simula en ANSYS FLUENT la inyección de vapor a una piscina de agua estancada subenfriada utilizando una tubería de purga vertical. De los resultados obtenidos se demuestra que cuanto mayor sea la temperatura inicial de la piscina, menor será la velocidad de condensación y cuanto mayor sea la velocidad de inyección, se evitarán las estratificaciones térmicas en el fluido, aumentando también la velocidad de condensación.

Usando la misma herramienta informática, Echi et al. [10] desarrollan una simulación computacional de CFD que permitieron analizar las características del flujo turbulento dentro de una caldera, con lo que se propone ajustar la operación y los parámetros geométricos para mejorar el rendimiento de operación la misma en su aplicación real.

La investigación de Kumar et al. [11] abarca la estratificación térmica realizada en una piscina transparente a escala con un intercambiador de calor sumergido, usando la técnica de simulaciones de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). Los resultados obtenidos muestran que, prácticamente no hay movimiento de agua en las esquinas más alejadas y especialmente debajo del conjunto del calentador en una piscina sin cubierta, por lo que, las esquinas del sistema de cubierta deben redondearse para reducir la resistencia al flujo.

En el trabajo realizado por Wei y Cheng [12] se investiga el efecto de tamaño geométrico en el comportamiento de convección natural de la piscina de agua calentada interna utilizando ANSYS FLUENT 18.2, los casos con radio de piscina de agua de 0.1 m, 0.3 m, 0.5 m y 1.0 m muestran un número Nusselt similar con correlaciones internas de número de Rayleigh, y los casos con radio de piscina de

agua de 1.5 m, 2.0 m y 2.5 m muestran otro tipo de número de Nusselt con correlaciones internas de números de Rayleigh.

1.2 Aspectos teóricos

A continuación, se detallan conceptos que son fundamentales para la comprensión del estudio propuesto, así como las variantes termo-físicas que, intervienen en el principio de operación y desempeño de una caldera de tipo pirotubular que trabaja con vapor de agua.

1.2.1. Transferencia de calor

La transferencia de calor es una ciencia que intenta predecir el intercambio de energía que puede ocurrir entre cuerpos materiales, como producto final de una diferencia de temperatura, la termodinámica indica que esta transferencia de energía se define como calor, Holman [13] a su vez menciona que, la transferencia de calor es una ciencia que no pretende explicar solo cómo la energía térmica puede transferirse, sino también pronosticar la rapidez con la que, bajo ciertas condiciones específicas, tendrá lugar esa transferencia.

1.2.2. Transmisión de calor por conducción

La conducción de calor se refiere a la transmisión de energía calórica desde la parte más caliente hacia la más fría de un cuerpo por contacto molecular directo, no por efecto de movimiento de masas del material caliente a la región fría. Según Levenspiel [14] en estado estacionario la transmisión de calor depende de la naturaleza del cuerpo y de las diferencias de temperatura, y se expresa usando la ley de Fourier de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica.

Para Camaraza [15] la transferencia de calor por conducción es la transferencia de energía por contacto directo, entre las partículas individuales del cuerpo que están a diferentes temperaturas y es originada por el movimiento de las macropartículas de la sustancia.

1.2.3. Transmisión de calor por convección

La convección es el mecanismo de transferencia de energía entre una superficie sólida y un fluido adyacente que está en movimiento, además, tiene que ver con los

efectos compuestos de conducción y movimiento del fluido: mientras más rápido se produzca este, mayor es la transferencia de calor por convección.

En ausencia de cualquier movimiento del fluido, la transferencia de calor entre un área sólida y el fluido adyacente se produce por conducción pura. Hay convecciones forzadas menciona Cengel [16] si el fluido se fuerza a fluir dentro de un tubo o sobre una superficie por métodos externos, como un ventilador, una bomba o el viento. En cambio, se trata de una convección natural si el movimiento del fluido es producido por fuerzas inducidas por diferencias de densidades debidas a la variación de temperatura del fluido.

Según Chapman [17] definió la convección como el mecanismo de la trasmisión de calor que tiene lugar en un fluido debido a la conducción y al transporte de energía como consecuencia de los movimientos del fluido, producidos bien por medios artificiales o por variaciones de densidad.

La transferencia de calor por convección según Welty [18] involucra el intercambio de energía entre un fluido y una superficie o interfase. Hay dos clases de procesos convectivos, que son la convección forzada (en la cual se provoca el movimiento de un fluido en una superficie debido al efecto de un agente externo tal como un ventilador o bomba), y la convección natural o libre (los cambios de densidad en el fluido a consecuencia del intercambio de energía provocan un movimiento natural del fluido).

1.2.4. Transmisión de calor por radiación

Los procesos de transmisión de calor por conducción y convección están generados por gradientes de temperatura, siendo de poca importancia el nivel de temperatura. Sin embargo, mencionan Vidal y Chamarro [19] en la transmisión de calor por radiación tiene mucha importancia el nivel de temperatura y nula importancia el gradiente.

En la radiación la transmisión de energía se efectúa mediante ondas electromagnéticas. Estas se transmiten mejor en el vacío que en un medio material,

lo que diferencia claramente a la radiación de los otros dos mecanismos de transmisión de calor [20].

Cuando la radiación electromagnética llega a una superficie de cuerpo material, esta radiación puede ser:

- **Absorbida**, calentándose el cuerpo o provocando reacciones fotoquímicas (función clorofílica como almacenamiento de energía solar).
- **Reflejada**, devolviéndose al medio ambiente en la misma forma.
- **Transmitida**, atravesando el cuerpo sin alterarse.

Sólo la fracción absorbida se transforma en energía interna, bien aumentando la temperatura o bien provocando reacciones fotoquímicas.

1.2.5. Vapor sobrecalentado

El vapor sobrecalentado se identifica según Flórez [21] con el nivel de sobrecalentamiento y se denomina como la diferencia de temperaturas. Además, el estado de vapor sobrecalentado es más estable en relación con el vapor seco saturado, ya que, al retirar parte del calor baja su temperatura, no obstante, no se logra condensar, la cual es la razón de su difundido uso en motores térmicos.

En la mayoría de los procesos de transferencia de calor que interviene un vapor saturado, se hace presente un cambio de fase al estado líquido mediante el mecanismo de condensación. Esto ocurre cuando el vapor entra en contacto con una superficie que se encuentra a una menor temperatura [22].

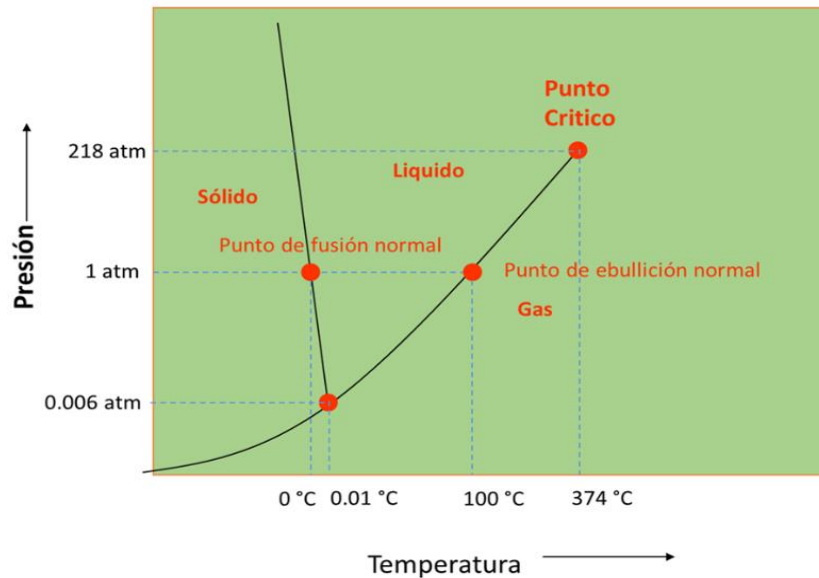


Figura 1. Diagrama de fase del agua [23]

Basándose en los diagramas de fase, como se muestra en la Figura 1, se puede constatar que el estado en el que se encuentre una sustancia, en este caso el agua, depende principalmente de las variables de temperatura y presión que estén presentes en el entorno. A la presión de una atmosfera, el agua presenta un cambio de fase de solido a liquido con una temperatura de 0 °C y de líquido a vapor saturado con una temperatura de 100 °C.

1.2.6. Generalidades de la caldera

Una caldera es técnicamente un cambiador de calor, capaz de transformar la energía química del combustible en energía calorífica. En una caldera internamente se produce la combustión que es la liberación de la energía calorífica del combustible y la captación del calor liberado por el fluido, según se hace mención en el Manual de Calderas Industriales de la Universidad de Burgos [24].

La caldera se caracteriza por una capacidad nominal de producción de vapor medida en razón de toneladas/hora, frente a esto, según Creus [25] debe ser capaz de:

- Aportar energía calorífica
- Garantizar una llama segura de combustión
- Controlar los niveles de fluidos

Las calderas pueden producir agua caliente o vapor de agua, que pasa a través de tuberías al equipo de calefacción para recintos. Una caldera de agua caliente proporciona agua a altas temperaturas, sin llegar a su punto de ebullición, por otra parte, una caldera de vapor (o generador de vapor), calienta el agua a temperaturas que alcanzan y hasta superan el punto de ebullición del fluido, detallado en la Figura 2, según lo menciona Pita [26].

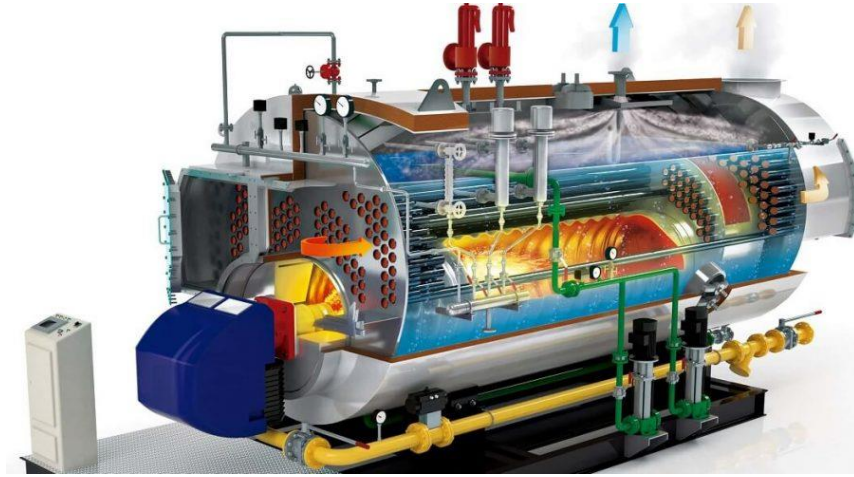


Figura 2. Caldera Pirotubular [27]

La Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME) en su guía complementaria para calderas y recipientes a presión BVPC [28] normalizan las variantes con las que se deben diseñar las calderas según su capacidad y el campo de aplicación de las mismas.

Los elementos que constituyen las calderas son muy diversos y dependen del tipo de que se trate. De forma muy general, como se observa en la Figura 3, se detallan los principales componentes que, según Muñoz y Rovira [29] forman parte de una caldera.

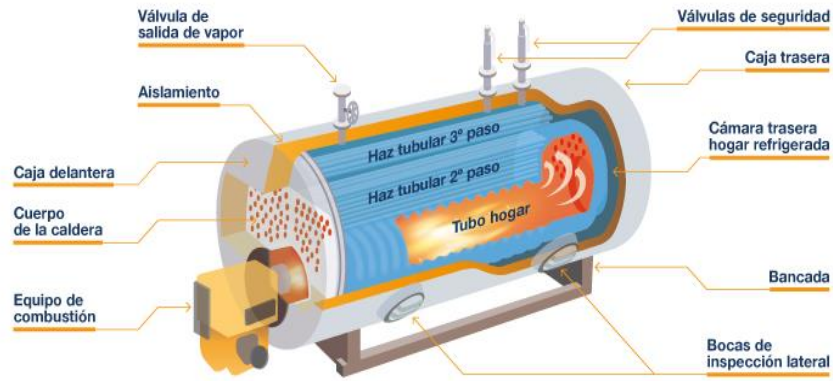


Figura 3. Partes de una caldera [30]

- **Hogar**, es el lugar donde se produce la combustión.
- **Calderín**, es el depósito que contiene el agua saturada y separa las fases líquida y vapor.
- **Quemador, inyector y parrilla**, el quemador se encarga de inyectar el combustible líquido o gaseoso (e inyectores para combustibles sólidos), y parrilla al elemento que introduce el combustible sólido (no en condiciones de suspensión en el aire).
- **Chimenea**, es el elemento que permite expulsar los gases de la combustión a la atmósfera con un tiro adecuado.
- **Cuerpo intercambiador**, son los intercambiadores de calor que calientan y evaporan el agua aprovechando el calor de los gases.
- **Envolventes**, son los cerramientos de la caldera, cuya misión es el aislamiento térmico de forma que se minimicen las pérdidas de calor al exterior.

Adicional a estos elementos, existen mecanismos que cumplen el papel de accesorios, necesarios para el control y regulación de esta máquina térmica.

1.2.7. Tipos de piscina

Existen varios tipos de piscinas en la actualidad que se caracterizan de acuerdo a su forma de construcción e implementación, concordando con [31] algunas de las cuales son:

- **Piscinas de obra:** Es del tipo de piscinas más antiguo y cuyo coste de mantenimiento es bajo, consta de vaciado del suelo sobre el que se proyecta hormigón o muros de ladrillo para retener el agua en su interior.
- **Piscinas prefabricadas:** El único requerimiento para este tipo de piscinas es el vaciado del suelo con las dimensiones que correspondan a la piscina ya fabricada, para insertar la estructura de la misma en el suelo; su instalación es rápida, comúnmente menos de un día.
- **Piscinas naturales:** Se aprovecha el propio entorno natural para crear estanques de agua, comúnmente se les da uso como criaderos de peces y demás; sin embargo, también se adecuan en algunos jardines con un alto impacto decorativo.
- **Piscinas desmontables:** Son las piscinas más baratas en el mercado e incluso de las más pequeñas, no necesitan vaciado de suelo y como su nombre lo sugiere, son de uso temporal.

Las piscinas existentes en el mercado varían de acuerdo a las necesidades del consumidor, así como de su solvencia económica, aunque no a todas se puede integrar un sistema de climatización debido a su diseño, es factible conocer el alcance que tienen estas obras.

1.2.8. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son artefactos que facilitan el proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que se hallan a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se lleguen a mezclar entre sí.

Los distintos alcances de la transferencia de calor requieren diferentes tipos de componentes y configuraciones del propio equipo para dicha transferencia. El intento de ajustar los accesorios para la transferencia de calor a cada necesidad, dentro de las limitaciones específicas, ha llegado a mostrar numerosos tipos de diseños tan distintos de intercambiadores de calor [32].

El ejemplo más simple de intercambiador de calor se constituye de dos tubos concéntricos con diámetros distintos, llamado “intercambiador de calor de doble

tubo” o “tubos concéntricos”. Uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño, en tanto que el otro lo hace por el espacio restante entre los dos tubos.

En los intercambiadores de calor compactos, los dos fluidos se mueven de manera perpendicular entre sí y a ese sentido de flujo se le conoce como flujo cruzado, el cual todavía se conoce como flujo no mezclado o mezclado, dependiendo de su aplicación; la presencia de una mezcla entre los fluidos puede tener un efecto representativo sobre la transferencia de calor que realiza el intercambiador [33].

El tipo más común de cambiador de calor en los sectores industriales es el de tubos y coraza, estos intercambiadores de calor contienen un gran número de tubos (a veces varios cientos) acoplados en una carcasa con sus ejes paralelos.

La transferencia de calor toma lugar a medida que uno de los fluidos se desplaza por dentro de los tubos, en tanto que el otro, por fuera de éstos, pasando por la coraza (Figura 4). Sin embargo, sus aplicaciones no son adecuadas para utilizarse en automóviles y aviones debido a su gran peso y tamaño.

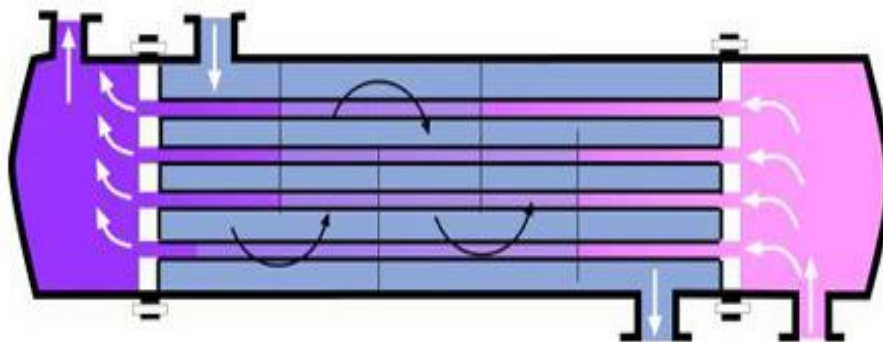


Figura 4. Intercambiador de calor tubos y coraza [34]

Los intercambiadores de calor de aletas y tubos son intercambiadores de superficies extendidas donde los tubos son aleteados en la parte externa para aumentar el área de transferencia de calor, mismos que se emplean ampliamente en la ingeniería química, refrigeración y HVAC (calefacción, ventilación y aire acondicionado). En estos tipos de intercambiadores mencionan Córdoba y Fuentes [35] lo común es

que, el fluido interno (generalmente un refrigerante) se encuentre en estado bifásico [36].

Los condensadores son equipos utilizados para el paso de vapor o una mezcla de vapores en estado líquido mediante la extracción de calor, estos equipos son muy comunes en operaciones industriales como la destilación, evaporación, refrigeración y licuefacción. Muchos de los condensadores. Según Medina [37] son del tipo intercambiadores de calor haz de tubos y envolventes por lo que su análisis lo asemeja al fenómeno de condensación donde afectara a uno de los coeficientes y a las pérdidas de presión.

1.2.9. Intercambiador de calor contacto indirecto

Los intercambiadores de calor por contacto indirecto o también llamados recuperadores en su época por Levenspiel [38] menciona que, dos corrientes circulantes están apartadas por una pared y el calor tiene que cruzar a través de estas paredes lo cual lo convierte en ciertamente menos eficaces que los intercambiadores de calor por contacto directo ya que la presencia de la pared dificulta el flujo de calor.

Este tipo de intercambiadores se utiliza cuando los fluidos no pueden ponerse en contacto directo como sistemas de gas-gas, líquidos miscibles, solidos solubles o productos reactivos.

1.2.10. Intercambiador de calor contacto directo

Los intercambiadores de calor por contacto directo según Levenspiel [38] son aquellas corrientes de sustancias que pueden contactarse íntimamente cediendo así, la corriente más caliente su calor a la corriente más fría.

Este tipo de intercambiadores de calor, trabajan con fluidos que se encuentran en estados liquido-gas y viceversa, pues al estar los fluidos en estos estados correspondientemente, el porcentaje de mezcla entre ambos se minimiza lo mayor posible y no se altera la composición química de los fluidos. Existen también intercambiadores de calor liquido-liquido como los sistemas de recuperación de calor que se muestra en la Figura 5.

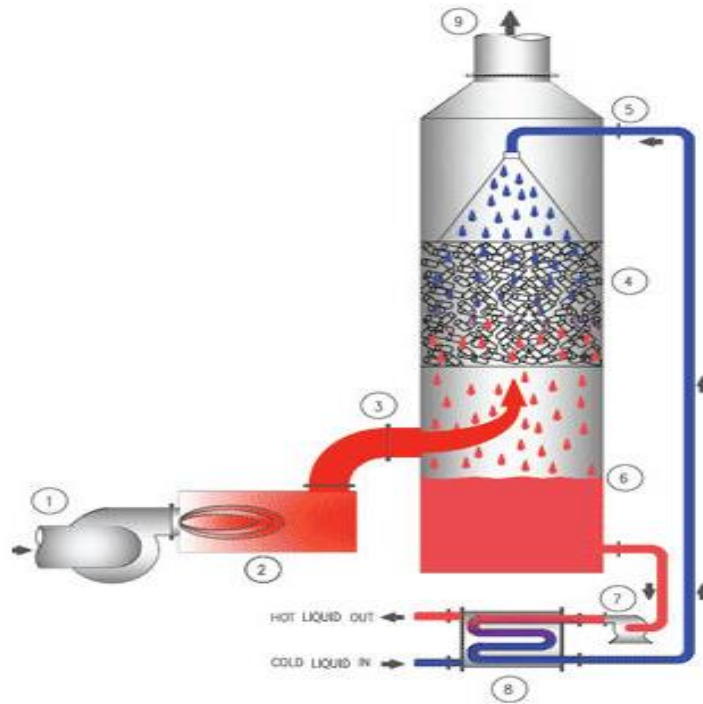


Figura 5. Sistema de recuperación de calor [39]

1.2.11. Calentamiento de piscinas

Los sistemas para calentamiento de agua mediante el uso de energía calórica proveniente de combustibles fósiles usados en calderas, representan una alta demanda de consumo energético, siendo la ganadería y comunidades aisladas los sectores que más demandan estos sistemas para la operación y buen vivir dentro de las mismas [40,41,42].

Una de las maneras en la que se pretende abastecer de agua caliente a zonas residenciales, es mediante el uso de calentadores solares, los cuales son depósitos de agua que se encuentran expuestos a la radiación solar, permitiendo así el intercambio de calor con el agua (que se encuentra inicialmente a temperatura ambiente) y elevando la temperatura de la misma al cabo de un determinado tiempo [43].

Investigadores como Weatherford y Zhai [44], y Colmenar-Santos et al [45], han estudiado el calentamiento del aire (con el uso de energía solar) que tiene como fin usarse en fermentadores, el aire al tener una mayor temperatura se puede usar

mediante transferencia de calor por convección y conducción para calentar agua que se encuentra a temperatura ambiente.

El aprovechamiento de la energía rechazada por otros procesos térmicos puede influenciar en la reducción de contaminantes ambientales por el uso de combustibles, como lo afirma Enes et al. [46] al estudiar el calentamiento de una piscina a partir de la energía rechazada por un chiller de absorción de una pista de patinaje sobre hielo.

Exponiendo el funcionamiento de un sistema de calentamiento de agua como el que se muestra en la Figura 6, se pretende tener una idea de los procesos o etapas que forman parte del mismo.

Mediante una tubería de succión el agua llega a la sala de máquinas, esta se encuentra con dos bombas que funcionan alternadamente según el plan de operación del sistema, la cual proporciona energía al fluido para que este circule a través del sistema de calentamiento de agua, cuando el fluido gana temperatura al momento de circular por la caldera es inyectada nuevamente a la piscina por medio del sistema de tuberías de descarga e impulsores situados uniformemente en todo el contorno de la piscina [47,48].

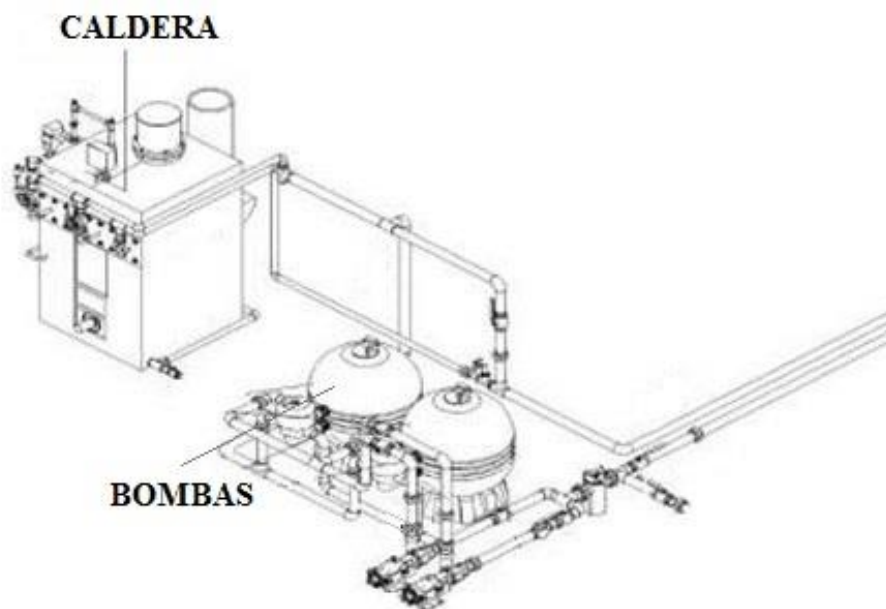


Figura 6. Sistema de calentamiento de agua para una piscina [47]

Las bombas de calor se usan para el calentamiento de agua para piscinas, siendo este sistema el mejor para el propósito tratado, según afirman Martínez et al. [49] ya que utiliza energía eléctrica como materia prima y su costo de operación es muy bajo.

Buscando reemplazar la fuente de energía primaria de una bomba de calor, Chow et al. [50] analizan el rendimiento y valores económicos de una bomba de calor asistida por energía solar Solar Assisted Heat Pump (SAHP), misma que se aplica al calentamiento de agua para una piscina y de donde se afirma que el factor de ahorro de energía que representa el uso de una SAHP frente a los sistemas convencionales, es del 79 %.

Se ha determinado que las configuraciones paralelas entre los colectores solares y una bomba de calor aire-agua son económicamente viables y que las configuraciones asistidas por energía solar presentan mejoras significativas en el rendimiento [51,52].

1.2.12. Dinámica de fluido computacional (CFD)

También conocida como Dinámica de Fluidos Computacional, consiste en el análisis de sistemas relacionados con el flujo de fluidos, transferencia de calor y otros fenómenos asociados dentro del proceso, tales como reacciones químicas, por medio de una simulación en un computador [53].

Las enormes capacidades de las computadoras y el desarrollo de los métodos numéricos, la técnica de CFD se está convirtiendo en una herramienta muy práctica y eficiente para el análisis de situaciones en las que estén involucrados fluidos y, por consiguiente, en una inestimable herramienta de análisis y diseño.

Según Xaman [54] son numerosos los sectores en los que se utilizan los métodos computacionales para el estudio. CFD puede ser muy útil en un amplio espectro de industrias y puede representar una poderosa ayuda al ingeniero de diseño, de la producción e incluso de mantenimiento, así como el ámbito académico y de investigación.

Foncubierta et al. [55] aplican un modelo de CFD para estimar la tasa de evaporación del agua en piscinas cubiertas con el fin de lograr un rendimiento energético adecuado de los sistemas de ventilación y deshumidificación. El modelo fue validado experimentalmente utilizando datos de tres cámaras de prueba diferentes y de una piscina real, con un error relativo de solo el 3 % en las simulaciones de la piscina real y un error relativo promedio total menor al 9 %.

1.3. Conclusiones del capítulo

- La ingeniería ha ido innovando la manera de prever el comportamiento de distintos procesos térmicos, dentro de un entorno y bajo especificaciones únicas del medio en que se pretende aplicar, usando diferentes metodologías y herramientas informáticas que facilitan y amplían el estudio en cuestión.
- Los distintos tipos de calderas, tienen propósitos específicos y para determinar el modelo más favorable de acuerdo a una necesidad, es necesario realizar un estudio previo tanto energético, como económico y medio ambiental.
- El sistema para la climatización de piscinas se ha mantenido por mucho tiempo y se ha caracterizado por la transferencia de calor por contacto directo, es decir, los fluidos (de la piscina y caldera) se mezclan para aumentar la temperatura del agua dentro de las piscinas.

CAPÍTULO II

OBSERVACIONES GENERALES SOBRE EL DISEÑO DE UN SISTEMA PARA CALENTAMIENTO DE AGUA DENTRO DE UNA PISCINA

El objetivo principal del capítulo presente es fundamentar teóricamente los medios que permitan analizar de manera analítica el caso propuesto para el estudio, considerando a la par los elementos que toman lugar dentro del mismo, es decir, la caldera pirotubular, piscina con agua fría y vapor de agua sobrecalentado recirculante principalmente.

Para este propósito, es necesario concretar a través de qué ecuaciones se llevarán a cabo el análisis de los factores tales como: el calor generado, flujo másico y volumétrico, así como el proceso de transferencia de calor que ocurre desde el vapor de agua sobrecalentada que sale de la caldera, hacia el agua en estado líquido dentro de la piscina.

2.1. Flujos de un fluido

Se define como flujo másico a la cantidad de masa de materia que circula a través de un área determinada (comúnmente de forma circular, debido a la forma de la tubería estandarizada a nivel mundial) en una unidad de tiempo, es posible realizar estimaciones muy aproximadas usando la Ecuación (1).

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A_C \quad (1)$$

Donde:

\dot{m} : Gasto (o flujo) másico, [m³/s].

ρ : Densidad, [kg/m³].

V : Velocidad, [m/s].

A_C : Área de sección transversal, [m²].

Otra magnitud que es de vital importancia manejar en cuanto a fluidos se refiere, es el flujo volumétrico o mejor conocido como caudal, la cual expresa, la cantidad de volumen de una sustancia específica que puede recorrer a través de un área

determinada en una unidad de tiempo [32]; esta expresión se puede calcular con la Ecuación (2).

$$\dot{V} = V \cdot A_c = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (2)$$

Donde:

\dot{V} : Flujo volumétrico, [m³/s].

Estos flujos son muy importantes de conocer tanto para el diseño como para el funcionamiento del sistema y los análisis del estudio propuesto.

Vale la pena mencionar que la masa, volumen y densidad de un cuerpo se relacionan con la Ecuación (3).

$$m = vol \cdot \rho \quad (3)$$

Donde:

m : Masa, [kg].

vol : Volumen [m³].

2.2. Medios de transferencia del calor

El calor es una de las formas en las que se manifiesta la energía capaz de transmitirse de un medio a otro y cuya característica peculiar es causar un diferencial de temperatura, la energía mencionada se puede comparar con respecto a un tiempo determinado dentro de una unidad de área, y se puede asignar valores numéricos a través de la Ecuación (4).

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (4)$$

Mientras que el calor como unidad de energía, se expresa con la Ecuación (5).

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (5)$$

Y a su vez, también se considera que:

$$C_p \cdot \Delta T = \Delta h \quad (6)$$

Donde:

\dot{Q} : Tasa de energía calórica, [W].

C_p : Calor específico a presión constante, [kJ/(kg K)].

ΔT : Diferencia de temperaturas, [K].

Q : Energía calórica, [J].

Δh : Diferencia de entalpías del fluido, [kJ/kg].

El calor puede propagarse a través de tres medios (conducción, convección y radiación), para cada uno se lleva a cabo un análisis distinto, dado el medio en el que se propagan cada cual.

La tasa de energía calórica puede usarse para determinar un tiempo aproximado en el que se libera esa energía, haciendo uso la Ecuación (7).

$$\dot{Q} = \frac{Q}{t} \quad (7)$$

Donde:

t : Tiempo, [s].

2.2.1. Conductividad térmica

La conductividad térmica depende del material tratado y su configuración, se define como la razón de transferencia de calor atravesando un espesor del material por unidad de área y por unidad de una diferencia de temperatura existente en el espesor del mismo [56].

La conductividad térmica respectiva de un material es una interpretación de la capacidad para conducir calor, por lo que un alto valor para la conductividad térmica, señala que el material es un buen conductor de calor y un bajo valor indica

que bien es un mal conductor o es un aislante, por lo que en base a este aspecto se eligen ciertos materiales para aislantes térmicos dentro de industrias [57].

2.2.2. Conducción

El calor se propaga a través de un cuerpo (independientemente del estado en el que se encuentre el mismo), dependiendo de su forma, espesor, tipo de material y diferencia de temperaturas en sus superficies la razón de conducción de calor de una capa plana es proporcional a la Ecuación (8).

$$\dot{Q}_{cond} = k \cdot A_s \cdot \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \quad (8)$$

Donde:

\dot{Q}_{cond} : Razón de calor por conducción, [W].

k : Conductividad térmica, [W/(m² K)].

A_s : Área superficial, [m²].

Δx : Espesor de la capa plana, [m].

2.2.3. Convección

Se produce en el contacto de un sólido con un fluido que está en movimiento y mientras más velocidad tenga el fluido, mayor es la magnitud de la transferencia de calor; en ausencia de movimiento del fluido, se considera que la transferencia de calor se da por conducción pura.

La transferencia de calor por convección se puede presentar de forma natural o forzada; la primera es producida por vientos y demás factores ambientales que crean alteraciones en los fluidos, en cambio la segunda es generada por ventiladores, bombas y demás mecanismos que alteran forzosamente los fluidos.

La ley de enfriamiento de Newton demuestra que la convección es proporcional a la diferencia de la temperatura, y se calcula haciendo uso de la Ecuación (9).

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) \quad (9)$$

Donde:

\dot{Q}_{conv} : Razón de calor por convección, [W].

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección, [W/(m² K)].

T_s : Temperatura de la superficie sólida, [K].

T_∞ : Temperatura del ambiente, [K].

2.3. Resistencia térmica

La resistencia térmica representa la oposición al flujo de calor a través de un medio, la misma llega a variar de acuerdo al material, su geometría y las condiciones en que se encuentre el mismo.

2.3.1. Resistencia a la conducción

En el mecanismo de conducción se hace presente la resistencia a la conducción, para una pared plana la ecuación, es la Ecuación (10).

$$R_{cond} = \frac{e}{k \cdot A} \quad (10)$$

Donde:

R_{cond} : Resistencia térmica de conducción, [K/W].

e : Espesor de la pared, [m].

2.3.2. Resistencia a la convección

Para el proceso de transferencia de calor por convección, se hace presente la resistencia a la convección, es decir, la oposición al flujo de calor a través de este mecanismo y la ecuación que describe esta propiedad es la siguiente:

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A_s} \quad (11)$$

Donde:

R_{conv} : Resistencia térmica de convección, [K/W].

2.3.3. Resistencia térmica total

La mayoría de procesos de transferencia de calor, involucran los tres medios (conducción, convección y radiación) simultáneamente, por lo que se suele generar matemáticamente un valor a una resistencia térmica total, sumando todas las resistencias involucradas de la forma en que se suman las resistencias eléctricas teniendo en cuenta si las mismas se encuentran en serie o paralelo.

Vale la pena mencionar que la resistencia térmica también esta relacionándola con energía calórica y cambios de temperatura, como se representa en la Ecuación (12).

$$R_{Total} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}_{Total}} \quad (12)$$

Donde:

R_{Total} : Resistencia térmica total, [K/W].

\dot{Q}_{Total} : Tasa de energía calórica total, [W].

2.4. Transferencia de calor en cilindros

Al estudiar un sistema como el propuesto en el presente documento, se analiza las resistencias térmicas que toman lugar en el proceso de calor realizando un diagrama de redes de resistencias térmicas, como se muestra en la Figura 7 [58].

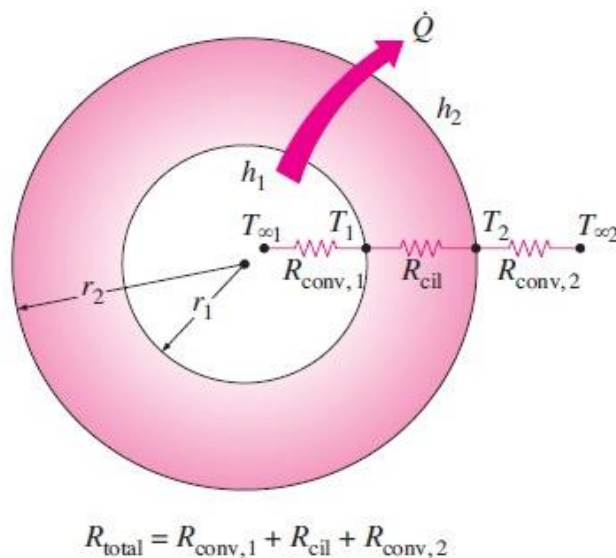


Figura 7. Red de resistencias térmicas de un cilindro [32].

Tomando como base la Ecuación (5) y reemplazando la ecuación del área de un cilindro (considerado como valor constante), se tiene como resultado la Ecuación (13).

$$\dot{Q}_{cond,cil} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cil}} \quad (13)$$

Donde:

$\dot{Q}_{cond,cil}$: Tasa de calor por conducción del cilindro, [W].

T_1 : Temperatura interna, [K].

T_2 : Temperatura exterior, [K].

R_{cil} : Resistencia térmica del cilindro, [K/W].

Y a su vez la resistencia térmica de un cilindro, está dada por la Ecuación (14).

$$R_{cil} = \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi Lk} \quad (14)$$

Donde:

D_e : Diámetro externo, [m].

D_i : Diámetro interno, [m].

L : Longitud, [m].

2.5. Número de Reynolds

El número de Reynolds, postulado por Osborne Reynold, es una cantidad numérica adimensional que establece una relación entre las fuerzas inerciales y viscosas de un fluido en movimiento. Las fuerzas inerciales son responsables de la aceleración máxima del fluido y las fuerzas viscosas se oponen al movimiento del fluido [59].

Propiedades del fluido tales como: densidad, viscosidad, velocidad del fluido y las dimensiones del recorrido de la corriente, dan lugar a la ecuación del número de Reynolds (15) y por medio de la misma poder predecir si un fluido adoptará un flujo laminar, turbulento o transitorio.

$$Re = \frac{V \cdot D_i}{\nu} \quad (15)$$

Vale la pena mencionar también que, las viscosidades (cinemática y dinámica) se relacionan entre sí, como se expresa en la Ecuación (16).

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (16)$$

Donde:

Re : Número de Reynolds.

μ : Viscosidad dinámica, [kg/(m s)].

ν : Viscosidad cinemática, [m²/s].

La Ecuación (17) describe el número de Reynolds para flujos de vapor dentro de tubos circulares [60].

$$Re = \frac{0.3536776 \cdot \dot{m}}{\mu \cdot D_i} \quad (17)$$

De manera muy general, se ha establecido que de acuerdo al número de Reynolds un flujo dentro de una tubería adopta cierto tipo de flujo como se indica en la Tabla 1.

Tabla 1. Flujos según número de Reynolds [32]

Tipo de flujo	Cuando
Laminar	$Re \leq 2300$
Transitorio	$2300 > Re < 4000$
Turbulento	$Re \geq 4000$
Totalmente desarrollado	$Re \geq 10000$

Un flujo depende del número de Reynolds y el mismo se ve afectado por factores físicos de la tubería, principalmente por la rugosidad propia del material por donde

fluye la sustancia; la rugosidad relativa de un ducto, es una relación entre la rugosidad absoluta del material de las paredes (ϵ) y el diámetro interno de la tubería (D_i), como se representa en la Figura 8.

Las rugosidades de los tubos son comúnmente tabuladas de acuerdo al material con el que se fabrican, estos valores varían de acuerdo los autores que estudian la temática.

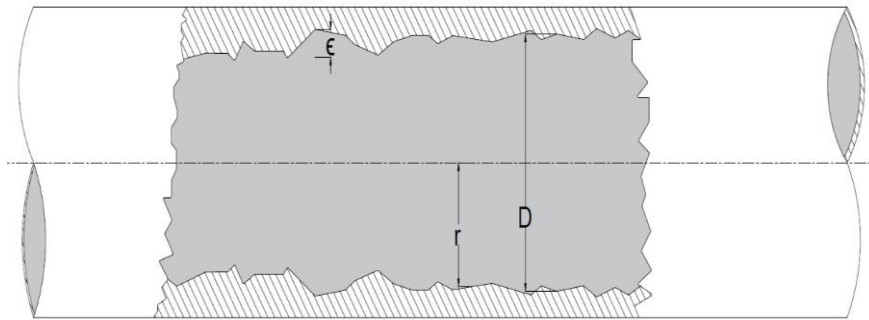


Figura 8. Rugosidad relativa de una tubería [59]

2.6. Convección forzada

La transferencia de calor por convección se considera de forma “forzada” cuando algún factor externo induce una velocidad al fluido que interactúa con el cuerpo sólido, afectando así el intercambio de calor existente [15].

2.6.1. Número de Prandtl

Este parámetro describe el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica, relacionando la difusividad molecular del calor y la difusividad molecular de la cantidad; como se expresa en la Ecuación (18).

$$Pr = \frac{\varphi}{\alpha} \quad (18)$$

Donde:

φ : Difusividad molecular de la cantidad de movimiento, [m^2 / s].

α : Difusividad molecular del calor, [m^2 / s].

La Ecuación (19) permite obtener valores numéricos para el parámetro de la difusividad molecular del calor.

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot C_p} \quad (19)$$

Donde:

$\rho \cdot C_p$: Capacidad calorífica por unidad de volumen, [J/(m³ K)].

El valor del número de Prandtl para gases es aproximadamente 1, lo cual indica que tanto la cantidad de movimiento como el calor se disipan a través del fluido se presentan casi a la misma velocidad.

2.6.2. Número de Nusselt

El número de Nusselt es un valor adimensional que mide el aumento de la transferencia de calor desde una superficie en contacto a un fluido, la Ecuación (20) detalla esta expresión [61].

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (20)$$

Donde:

Nu : Número de Nusselt.

L_c : Longitud característica, [m].

El presente estudio involucra a un fluido que adopta un flujo turbulento completamente desarrollado dentro de una tubería lisa, la expresión matemática (21) sirve para obtener el número de Nusselt bajo estas condiciones [13].

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (21)$$

Donde:

Pr : Número de Prandtl.

$$n = \begin{cases} 0.4 & \rightarrow \text{calentamiento} \\ 0.3 & \rightarrow \text{enfriamiento} \end{cases}$$

Mientras mayor sea el valor de Nusselt, más eficaz es la convección que se lleva a cabo.

2.7. Convección natural

El proceso de transferencia de calor a través de la convección natural sobre una superficie depende de la configuración geométrica de dicha superficie y las propiedades del fluido que interviene en este proceso.

La convección natural ocurre con el movimiento de un flujo adyacente a una superficie sólida, este movimiento comúnmente se debe a la variación en la densidad del fluido que se presenta de acuerdo a la temperatura a la que se encuentra la superficie sólida [13].

2.7.1. Número de Grashof

Esta magnitud adimensional representa la razón entre la fuerza de flotabilidad y la fuerza viscosa que actúan sobre el fluido que se presentan para un flujo en la capa límite de velocidad, comúnmente en un proceso de convección natural. Este valor se puede obtener de la expresión matemática (22).

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_c^3}{\nu^2} \quad (22)$$

Donde:

Gr : Número de Grashof.

g : Gravedad, [m/s²].

β : Coeficiente de expansión volumétrica, [1/K].

L_c : Longitud característica, [m].

Vale la pena mencionar que el coeficiente de expansión volumétrica se puede obtener de la Ecuación (23).

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\rho_{\infty} - \rho}{T_{\infty} - T} \quad (23)$$

Donde los subíndices de “infinito” representan las propiedades del fluido que se encuentra lo suficientemente lejos del cuerpo de estudio, comúnmente refiriéndose al ambiente.

La Ecuación (23) generalmente cuando se trata de gases, se reduce a la Ecuación (24) que se presenta a continuación:

$$\beta_{gas} = \frac{1}{T} \quad (24)$$

Donde:

β_{gas} : Coeficiente de expansión volumétrica de un gas, [1/K].

Asumiendo que este proceso se lleva a cabo sin ninguna otra influencia externa, el sentido de desplazamiento del fluido es siempre contrario al sentido de la gravedad y se puede determinar qué tipo de convección es según el valor de la expresión (25) que se contrasta en la Tabla 2.

$$\frac{Gr}{Re^2} \quad (25)$$

Tabla 2. Procesos de convección [16]

Valor	Proceso
$Gr/Re^2 \gg 1$	Convección natural
$Gr/Re^2 \ll 1$	Convección forzada
$Gr/Re^2 \approx 1$	Convección mixta

La Ecuación (26) sirve para obtener el número de Nusselt en un proceso de transferencia de calor que se sujeta a las condiciones de convección natural y ocurre en un cilindro horizontal.

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (26)$$

2.7.2. Número de Rayleigh

Este valor resulta del producto de los números de Grashof y de Prandtl, describiendo la relación entre las fuerzas de flotabilidad y las difusividades térmicas y de cantidad de movimiento que existen en el flujo. El valor adimensional de esta propiedad se puede obtener con la Ecuación (27).

$$Ra = Pr \cdot Gr \quad (27)$$

Donde:

Ra : Número de Rayleigh

2.8. Cambiadores de calor

El sistema propuesto para el estudio, consta de un ducto por donde internamente se desplaza vapor sobrecalentado, y fuera del mismo se encontrará agua líquida saturada (a temperatura ambiente) rodeando gran parte de su superficie, produciendo una transferencia de calor, llega a funcionar como un cambiador de calor [14].

2.8.1. Tasa de capacidad calorífica

La capacidad calorífica representa la ratio de transferencia de calor necesario para cambiar la temperatura del fluido en 1 °C a medida que fluye a través del intercambiador de calor.

Para procesos de cambiadores de calor, se analiza la capacidad calórica del fluido frío y caliente por medio de las siguientes Ecuaciones (28) y (29) identificando a los fluidos caliente y frío con los subíndices “h” y “c” respectivamente.

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{ph} \quad (28)$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{pc} \quad (29)$$

Donde:

C : Capacidad calórica del fluido caliente, [kW/K].

2.8.2. Coeficiente de transferencia de calor global

El coeficiente de transferencia de calor global expresa un valor que aproxima la resistencia térmica tanto de los fluidos que interactúan en un intercambiador de calor, así como del material que los separa y se puede determinar dicha expresión haciendo uso de la Ecuación (30) [62].

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + (R_{cil} \cdot A_w) + \frac{1}{h_o}} \quad (30)$$

Donde:

U : Coeficiente de transferencia de calor global, [W/(m² · K)].

L : Longitud de la tubería, [m].

A_w : Área de la pared de tubería, [m²].

2.8.3. Diferencia media logarítmica de temperaturas

El parámetro de la diferencia media logarítmica de temperaturas (DMLT) relaciona las diferencias de temperaturas que experimentan dos fluidos en un proceso de transferencia de calor, el valor numérico de este parámetro se puede obtener haciendo uso de la Ecuación (31).

$$DMLT = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (31)$$

Donde:

$DMLT$: Diferencia media logarítmica de temperaturas, [K].

Para la aplicación de esta expresión matemática, es necesario reconocer que tipo de relación tienen los flujos dentro y fuera de la tubería, es decir, si tienen el mismo sentido (flujo paralelo) o tienen sentido contrario (contraflujo). De acuerdo a esto, se deduce que:

- Flujos paralelos

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,in} \quad (32)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,out} \quad (33)$$

- Contraflujo

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \quad (34)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in} \quad (35)$$

Donde:

$T_{h,in}$: Temperatura de entrada del fluido caliente, [K].

$T_{h,out}$: Temperatura de salida del fluido caliente, [K].

$T_{c,in}$: Temperatura de entrada del fluido frio, [K].

$T_{c,out}$: Temperatura de salida del fluido frio, [K].

Para el estudio propuesto en el presente documento, al tener fluidos en flujo cruzado dentro de la piscina, lo más acertado sería considerar un enfoque para el cálculo del parámetro $DMLT$, como se explicará más adelante.

2.8.4. Energía calórica

La ratio de energía calórica transferida en este proceso se puede cuantificar teóricamente con la Ecuación (36), misma que relaciona, el coeficiente de transferencia de calor total del sistema, área de transferencia de calor y la diferencia media logarítmica de temperaturas ($DMLT$) [63].

$$\dot{Q} = U \cdot A_s \cdot DMLT \quad (36)$$

Adicional a esto, para obtener un valor del calor total que se presenta en el estudio, se suman los calores de la convección y conducción que permiten los materiales usados. Como se expone en la Ecuación (37).

$$Q_{Total} = Q_{conv} + Q_{cond} \quad (37)$$

2.8.5. Intercambiadores de calor con flujo cruzado

Dado que en la piscina los fluidos tienen un comportamiento de flujo cruzado (producto de la convección natural), los cálculos realizados por el método de DMLT se ajustan con un factor de corrección para intercambiadores de calor de flujo cruzado (F), como se expresa en la Ecuación (38).

$$DMLT = F \cdot DMLT_{CF} \quad (38)$$

Donde:

F : Factor de corrección para flujos cruzados.

$DMLT_{CF}$: Diferencia media logarítmica de temperaturas para flujo cruzado, [K].

El parámetro F depende de dos ratios de temperatura denominados P y R que se pueden calcular a través de las Ecuaciones (39) y (40) respectivamente.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (39)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (40)$$

La Figura 9 muestra la disposición de fluidos para el intercambiador de calor de flujo cruzado, una vez determinados los valores de P y R, se estima un valor para F [32].

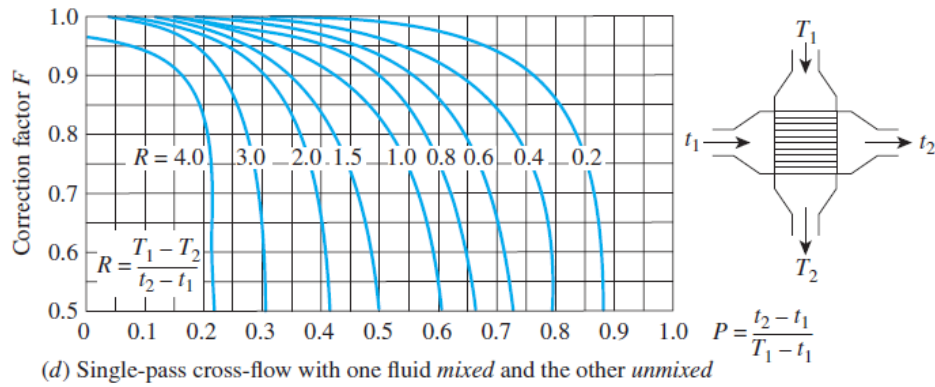


Figura 9. Factor de corrección para flujo cruzado [32]

2.9. Caída de presión

La caída de presión es importante en el estudio de líneas de vapor, pues influye directamente en la densidad del fluido, la Ecuación (41) y (42) sirven para calcular caídas de presión dentro de un ducto de vapor [64].

$$\frac{P_1 - P_2}{L} = \frac{f \cdot V^2}{2 \cdot D_i \cdot v_e} \quad (41)$$

$$f = \left[-2 * \log \left[\frac{\varepsilon}{3.7 D_i} + \left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} \right] \right]^{-2} \quad (42)$$

Donde:

P_1 : Presión a la entrada de la tubería, [kPa].

P_2 : Presión a la salida de la tubería, [kPa].

f : Factor de fricción de tubería.

v_e : Volumen específico del fluido, [m³/kg].

ε : Rugosidad absoluta de tubería, [m].

2.10. Conclusiones del capítulo

- A manera de conclusión para el capítulo presente, el número de Nusselt junto con el número de Reynolds, son los parámetros que más varían de acuerdo a las condiciones de flujo y propiedades de un fluido, ya que en relación a estas especificaciones se ve afectado su valor numérico y a su vez la transferencia de calor que involucran.

- Es necesario hallar una expresión matemática que se adecue a las condiciones específicas de un estudio en concreto, ya que los valores numéricos que se calculan, se aproximarán más a las magnitudes reales del proceso o en algunos casos (por el contrario) solo contemplan ciertos escenarios específicos de operación.

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DEL CALENTAMIENTO DE LA PISCINA MEDIANTE USO DEL VAPOR DE AGUA SOBRECALENTADA

En el capítulo presente, toma lugar el cálculo del proceso de calentamiento de agua dentro de una piscina cubierta, con vapor de agua sobrecalentado (procedente de una caldera pirotubular) que circula a lo largo de la periferia de la piscina. El proceso de diseño se lleva a cabo considerando varias especificaciones que serán tratadas más adelante.

Es necesario diseñar un prototipo en el cual las geometrías favorezcan a la transferencia de calor para que el proceso se realice en su totalidad en un tiempo aceptable y sea apto para el propósito establecido, es decir, que sea amigable con el cuerpo humano.

3.1. Sistema de climatización

El sistema presentara las siguientes características dentro de su proceso:

- La piscina de 25 m³ de capacidad cuyas dimensiones y geometría se muestran en la Figuras 10, 11, 12, 13 y 14, inicialmente contiene agua a temperatura ambiente, es decir, aproximadamente entre 16 - 20 °C y se pretende que la temperatura del agua al final del proceso sea de aproximadamente 30 °C.
- El vapor de agua sobrecalentada por medio de transferencia de calor sede energía al agua de la piscina, la tubería a usarse debe contar con características que faciliten la transferencia de calor y a la vez soporten presiones, temperaturas necesarias para el proceso.
- El vapor de agua sobrecalentada no entra en contacto con el agua a temperatura ambiente en ningún momento del proceso.

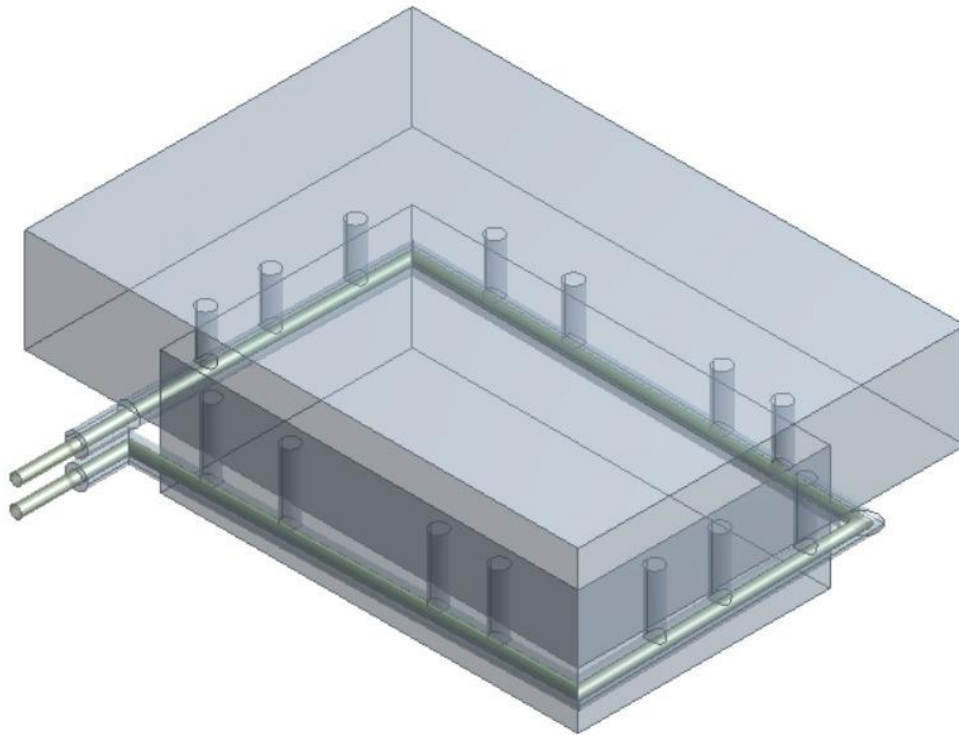


Figura 10. Piscina de 25 m³ de capacidad

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS

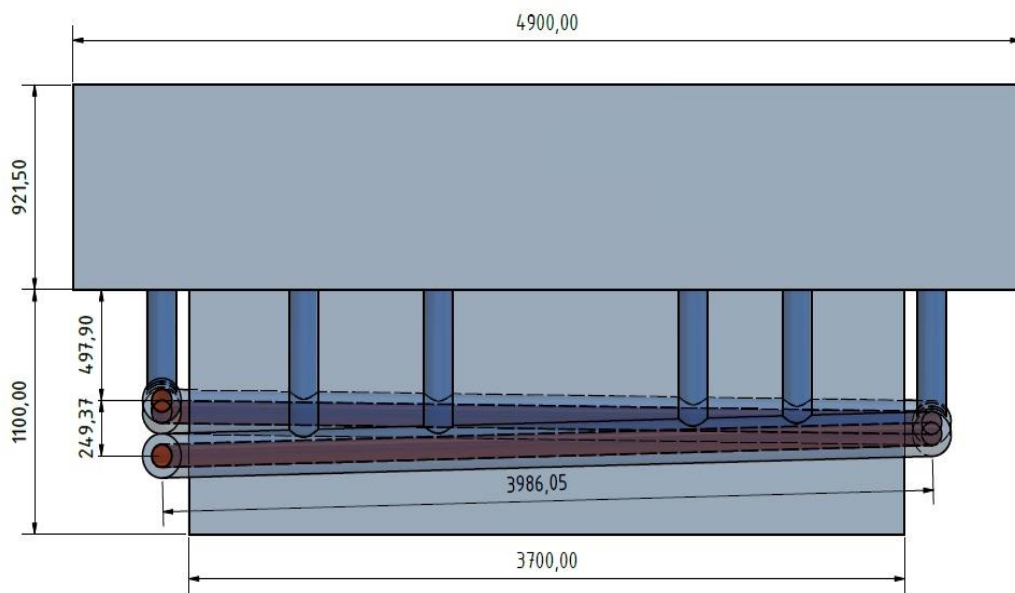


Figura 11. Dimensiones del diseño de piscina

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS

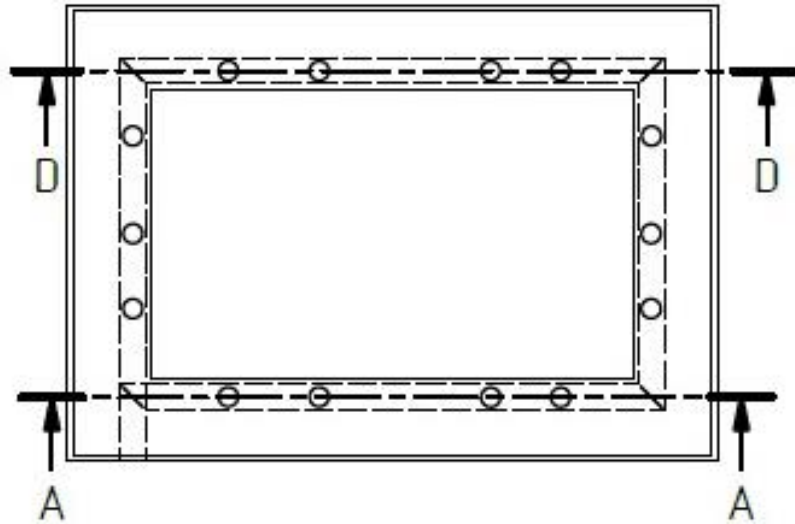


Figura 12. Cortes A y D en accesos de la piscina

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS

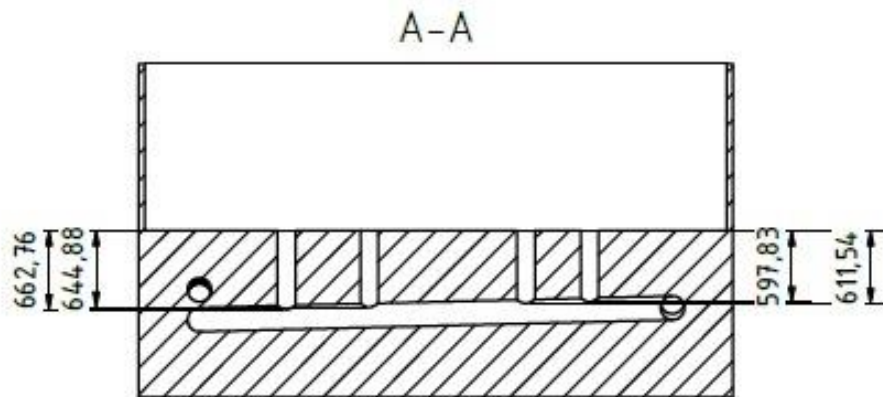


Figura 13. Sección de corte A en accesos de tubería

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS

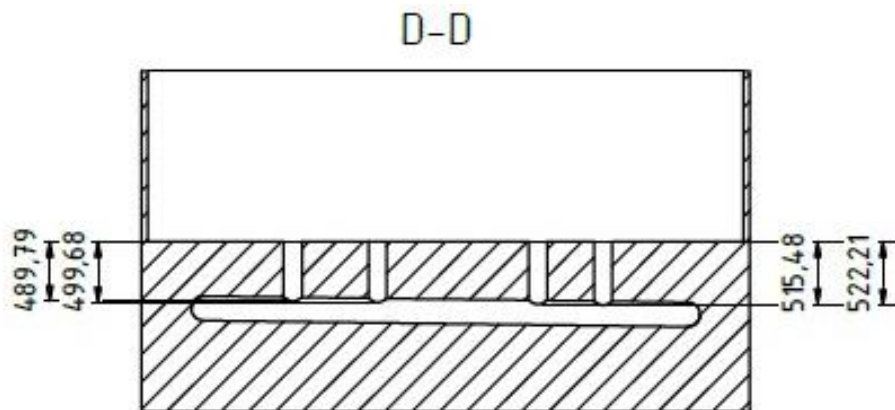


Figura 14. Sección de corte D en accesos de tubería

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS

3.2. Análisis previo del sistema

El vapor que surge de la caldera y que circula dentro del ducto que rodea la periferia de la piscina crea un mecanismo de transferencia de calor por convección forzada debido a las altas velocidades con que se desplaza el mismo, seguido de este proceso se presenta una transferencia de calor por conducción a través de la pared del tubo y por último una convección natural entrega calor al agua estática de la piscina. La distribución del diseño de la piscina en la que se enfoca el estudio, se expone gráficamente en las Figuras 15, 16 y 17.

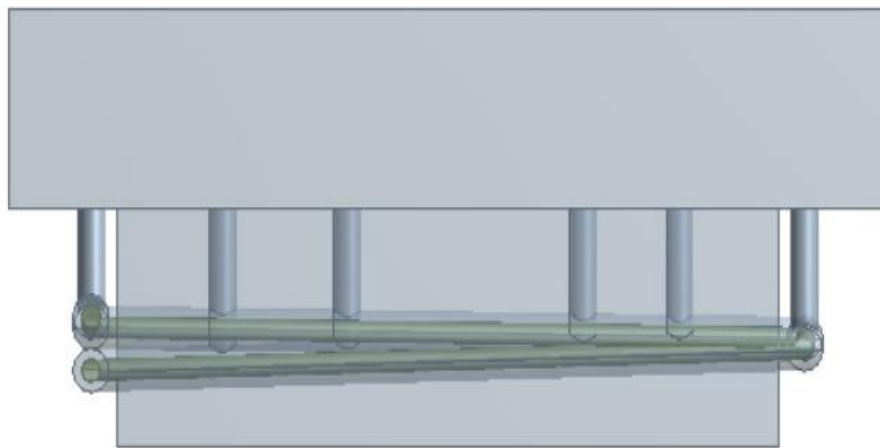


Figura 15. Vista frontal de la piscina.

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS

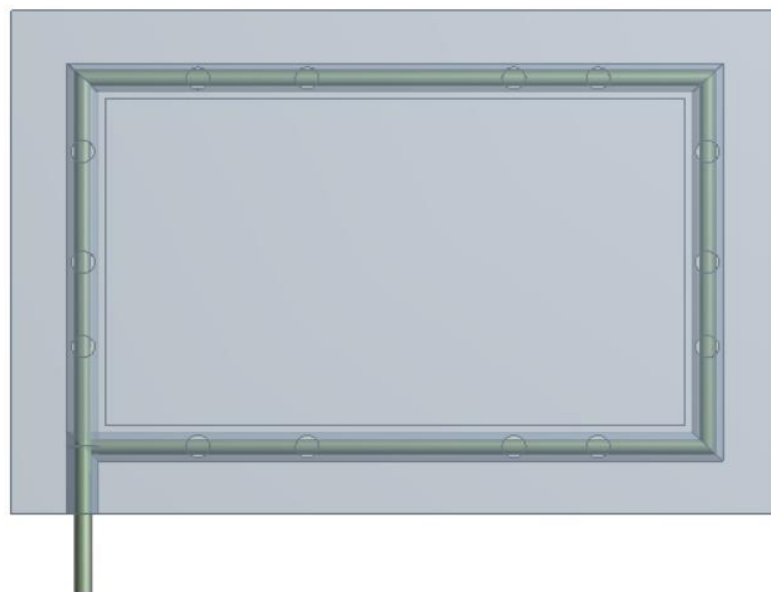


Figura 16. Vista superior de la piscina.

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS

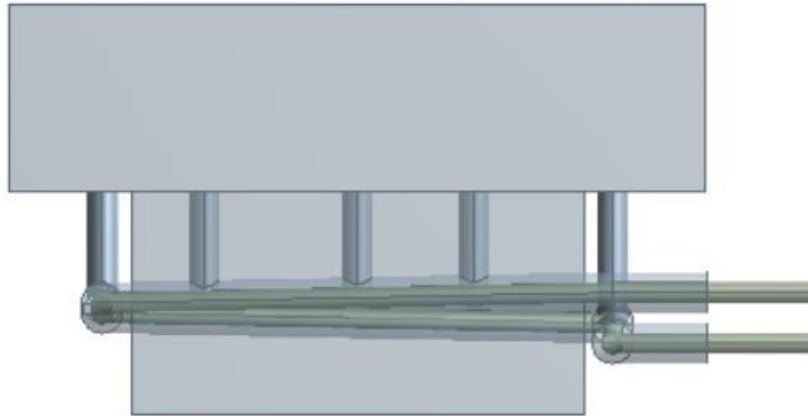


Figura 17. Vista lateral de la piscina.

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS

Una sección de tubería a lo largo de una de las paredes que conforman la piscina tiene una leve inclinación de 3° , con el propósito de brindar una salida al vapor de agua sobrecalentado una vez se haya recorrido completamente la periferia de la piscina; se busca que el ángulo de inclinación sea el menor, para que el recorrido sea lo más corto posible.

3.3. Aspectos generales

Para una piscina que contiene agua en reposo a temperatura ambiente, puede considerarse que el fluido en cuestión tiene una temperatura promedio de 18°C , se trabaja con las propiedades del agua bajo las especificaciones mencionadas haciendo uso de la herramienta informática “*Steam Calculator*” [65]; como complemento, se considerará una presión atmosférica de 101.3 kPa.

Las propiedades del agua que corresponden a las condiciones de 18, 24 y 30°C , se muestran en la Tabla 3, siendo la temperatura de 24°C la temperatura promedio del proceso.

Tabla 3. Propiedades del agua de la piscina [65]

T [°C]	C_p $\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$	C_v $\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$	k $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	μ $\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$	ρ $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	ν $\left[\frac{m^2}{s}\right]$
18	4.1863	4.1647	0.59619	0.001053	998.6	0.001001
24	4.1824	4.1422	0.60595	0.000911	997.3	0.001003
30	4.18	4.1175	0.615	0.000797	995.65	0.001004

Tomando como referencia el catálogo de tubos para agua, gas y refrigeración (Anexo 1), se ha optado por trabajar con una tubería de cobre tipo M con diámetro nominal de 4 pulgadas.

Para tener una idea de los valores iniciales dentro del sistema a estudiar, se ha tomado como referencia una caldera U-MB de la marca BOSCH, algunas de las especificaciones de este modelo se detallan en la Tabla 4.

Tabla 4. Características de la caldera [66]

Tipo	U-MB
Fluido de trabajo	Vapor sobrecalentado de alta presión
Producción de vapor [kg/h]	200 a 2000
Presión de diseño [Bar]	16
Temperatura máxima [°C]	204

Con estos datos y considerando los de la tubería, se podría trabajar con una presión de 16 Bar y 204 °C, no obstante, con fines de apegarse a la realidad de operación del diseño, las condiciones iniciales del fluido serán de 400 kPa y 150 °C.

Con ayuda de la herramienta informática EES [67] se determina la temperatura de saturación del vapor a presión de 400 kPa el elemento es líquido saturado a una temperatura de 144 °C, por lo que, para los cálculos se opta por trabajar con un vapor sobrecalentado a 400 kPa y 150 °C con la seguridad de que no habrá presencia de condensación en el sistema; se espera que el fluido salga de la piscina en un estado cercano a líquido saturado.

Con ayuda del software “*Steam Calculator*”, se detalla las propiedades del vapor de agua a 150, 148.5 y 147 °C y 400 kPa en la Tabla 5.

Tabla 5. Propiedades del vapor sobrecalentado [65].

T [°C]	C_p [$\frac{kJ}{kg \cdot K}$]	C_v [$\frac{kJ}{kg \cdot K}$]	k [$\frac{W}{m \cdot K}$]	μ [$\frac{kg}{m \cdot s}$]	ρ [$\frac{kg}{m^3}$]	v [$\frac{m^3}{kg}$]
150	2.2749	1.674	0.03023	1.4009x10 ⁻⁵	2.1236	0.47089
148.5	2.2877	1.6826	0.03015	1.3946x10 ⁻⁵	2.1326	0.46891
147	2.3019	1.692	0.03007	1.3883x10 ⁻⁵	2.1417	0.46692

Para el propósito de este estudio, el flujo másico que entregue la caldera al sistema debe ser moderada, para mejorar los efectos de transferencia de calor en base a la velocidad que adopta el fluido, por lo que el flujo másico se considera de 1000 kg/h ó 0.27778 kg/s.

3.4. Convección interna forzada

El área transversal de la tubería depende del diámetro interno de la tubería, el cual se obtiene del cálculo siguiente:

$$D_{int} = D_{ext} - (2 \cdot e)$$

Donde los sufijos “int” y “ext” diferencian el diámetro interior del exterior, respectivamente y e , representa el espesor de la tubería.

Conociendo que: $D_{ext} = 104.78$ mm y $e = 2.47$ mm, resulta:

$$D_{int} = 99.96 [mm]$$

Con lo que se puede determinar el área de sección transversal interna de la tubería.

$$A_c = \frac{\pi \cdot D_{int}^2}{4}$$

$$A_c = \frac{\pi \cdot 0.09996^2}{4}$$

$$A_c = 0.0078477 \text{ [m}^2\text{]}$$

Para calcular una velocidad aproximada del fluido que se desplaza a través de la tubería, se utiliza la Ecuación (1). De la que resulta la expresión:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_c}$$

Entonces, reemplazando valores:

$$V = \frac{0.27778}{2.1326 \cdot 0.0078477}$$
$$V = 16,5976 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Conociendo la velocidad con la que se propaga el vapor de agua dentro de la tubería, se puede determinar el número de Reynolds usando la Ecuación (16), de donde resulta el siguiente valor:

$$Re = \frac{0.3536776 \cdot \dot{m}}{\mu \cdot D_i}$$
$$Re = \frac{0.3536776 \cdot 0.277778}{1.3946 \times 10^{-5} \cdot 0.9996}$$
$$Re = 70474.04$$

Como paso siguiente, se procede a determinar un valor para el número de Prandtl haciendo uso de las Ecuaciones (18) y (19), sustituyendo términos comunes, se tiene que:

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{k}$$

Por consiguiente, el valor para este parámetro se obtiene a partir del cálculo:

$$Pr = \frac{1.3946 \times 10^{-5} \cdot 2.2877}{\frac{0.030148}{1000}}$$

$$Pr = 1.058$$

El valor para el número de Nusselt, se obtiene usando la Ecuación (21).

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n$$

$$Nu = 0.023 \cdot 70474.04^{0.8} \cdot 1.058^{0.3}$$

$$Nu = 176.82$$

Conociendo los valores de estos parámetros, es posible asignar un valor a el coeficiente de transferencia de calor por convección (h) a través de la Ecuación (20).

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k}$$

Despejando la incógnita y sustituyendo valores, resulta:

$$h = \frac{176.82 \cdot 0.030148}{0.09996}$$

$$h = 53.3286 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

El valor de h calculado en este apartado, corresponde al coeficiente de transferencia de calor por convección del vapor que fluye dentro de la tubería de cobre.

3.5. Caída de presión

Para determinar el valor correspondiente a esta incógnita, es indispensable conocer el valor de la longitud total de la tubería, además de la rugosidad absoluta del cobre, misma que tiene un valor de 0.0015 mm [68]. La longitud total de recorrido de tubería para el diseño propuesto es de 13.33 m.

Haciendo uso de la Ecuación (42) se asigna un valor numérico al coeficiente de fricción propio del sistema, de manera que resulta:

$$f = \left[-2 \cdot \log \left[\frac{\frac{\varepsilon}{D_i}}{3.7} + \left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} \right] \right]^{-2}$$

$$f = \left[-2 \cdot \log \left[\frac{\frac{0.0015}{99.96}}{3.7} + \left(\frac{7}{70474.04} \right)^{0.9} \right] \right]^{-2}$$

$$f = 0.01934$$

A continuación, con el factor de fricción ya obtenido, se procede a determinar la caída de presión existente en el sistema propuesto haciendo uso de la Ecuación (41), sin considerar los accesorios dentro del mismo.

$$\frac{P_1 - P_2}{L} = \frac{f \cdot V^2}{2 \cdot D_i \cdot v_e}$$

Despejando la diferencia de presiones y reemplazando valores, resulta:

$$P_1 - P_2 = \frac{0.0193 \cdot 16.5976^2 \cdot 13.33}{2 \cdot 0.09996 \cdot 0.46891} [Pa]$$

$$\Delta P = 0.75747 [kPa]$$

Se puede deducir que la caída de presión no es muy alta, debido al corto tramo de recorrido del vapor sobrecalentado dentro del sistema de climatización y la velocidad que tiene el mismo fluido.

Adicional a este cálculo, se puede determinar la presión con la que el fluido abandona el sistema, de modo que:

$$P_1 - P_2 = 0.75747 [kPa]$$

$$P_2 = 400 - 0.75747 [kPa]$$

$$P_2 = 399.24 [kPa]$$

3.6. Convección natural

Para calcular el calor liberado por convección natural que se efectúa en el proceso, es necesario conocer principalmente un número de Prandtl, tal como se procedió en el apartado 3.4; resultando que:

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{k}$$
$$Pr = \frac{9.1068 \times 10^{-4} \cdot 4.1824}{\frac{0.60595}{1000}}$$
$$Pr = 6.28571$$

El valor de β se obtiene usando la Ecuación (24) para posteriormente calcular el número de Grashof mediante la Ecuación (22).

$$\beta_{gas} = \frac{1}{T}$$
$$\beta = -\frac{1}{24 + 273}$$
$$\beta = 0.003367 \left[\frac{1}{K} \right]$$

Entonces el número de Grashof, resulta:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_c^3}{\nu^2}$$
$$Gr = \frac{9.81 \cdot 0.003367 \cdot (86.25 - 24) \cdot 0.09996^3}{(9.1068 \times 10^{-7})^2}$$
$$Gr = 4.92584 \times 10^9$$

Es necesario conocer el número de Rayleigh con el uso de la Ecuación (27) para poder determinar el número de Nusselt que identifica a la convección natural en este diseño, mediante la Ecuación (26).

$$Ra = Pr \cdot Gr$$
$$Ra = 6.28571 \cdot 4925844436$$

$$Ra = 3.09624 \times 10^{10}$$

Por ende, el parámetro de Nusselt resulta:

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 \cdot (3.096245 \times 10^{10})^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{6.28571} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 435.48474$$

Por último, se determina el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección usando la Ecuación (20), resultando que:

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k}$$

$$h = \frac{435.48474 \cdot 0.60595}{0.09996}$$

$$h = 2639.87573 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

3.7. Análisis de energía calórica

Todo el volumen de agua que contiene la piscina requiere una cantidad de calor concreta para aumentar su temperatura, dadas las propiedades del agua detalladas en la Tabla 5, se puede calcular el calor que necesita recibir la piscina para aumentar su temperatura de 18 °C a 30 °C conociendo la masa del volumen de agua existente dentro de la misma a través de la Ecuación (2).

$$m = V \cdot \rho$$

$$m = 25 \cdot 997.3$$

$$m = 24932.5 [kg]$$

Entonces usando la Ecuación (4), la cantidad de energía calórica necesaria para el proceso dentro de la piscina es de:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$Q = 24932.5 \cdot 4.1824 \cdot (30 - 18)$$

$$Q = 1251332.256 \text{ [kJ]}$$

Conociendo la cantidad de energía que requiere el volumen total de agua para el proceso de transferencia de calor, se procede a determinar la cantidad de energía que entrega el vapor sobrecalentado al sistema, para ello se recurre al DMLT pues involucra los coeficientes de transferencia de calor antes calculados, en un solo coeficiente global para el sistema (U).

Para determinar U es indispensable conocer la resistencia térmica por conducción que se genera en las paredes de la tubería, usando la Ecuación (14) y el software EES para determinar que $k = 372.8 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$, este parámetro resulta:

$$R_{cil} = \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi Lk}$$

$$R_{cil} = \frac{\ln(104.78/99.96)}{2 \cdot \pi \cdot 13.33 \cdot 372.8}$$

$$R_{cil} = 1.50824 \times 10^{-6} \left[\frac{K}{W} \right]$$

Conociendo el valor de R_{cil} se procede a determinar el parámetro U haciendo uso de la Ecuación (30), resultando que:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + (R_{cil} \cdot A_w) + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{53.3286} + (1.508 \times 10^{-6} \cdot 0.2) + \frac{1}{2639.8757}}$$

$$U = 52.27184 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

El parámetro DMLT se rige en la Ecuación (31) en conjunto con las Ecuaciones (34) y (35) para este caso de estudio, teniendo que:

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,in}$$

$$\Delta T_1 = 150 - 30$$

$$\Delta T_1 = 120 [K]$$

Y también:

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,out}$$

$$\Delta T_2 = 147 - 18$$

$$\Delta T_2 = 129 [K]$$

Entonces el parámetro DMLT resulta:

$$DMLT = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$DMLT = \frac{120 - 129}{\ln\left(\frac{120}{129}\right)}$$

$$DMLT = 124.44576 [K]$$

El factor de corrección para intercambiadores de calor de flujo cruzado (F), se obtiene a partir de la Figura 9, en función de los parámetros R y P que se calculan a partir de las Ecuaciones (39) y (40) respectivamente, resultando:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$P = \frac{147 - 150}{18 - 150}$$

$$P = 0.043$$

Y a su vez la ratio R:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R = \frac{18 - 30}{147 - 150}$$

$$R = 4$$

Como se detalla en la Figura 18, el valor aproximado de corrección para el parámetro F es de 0.94

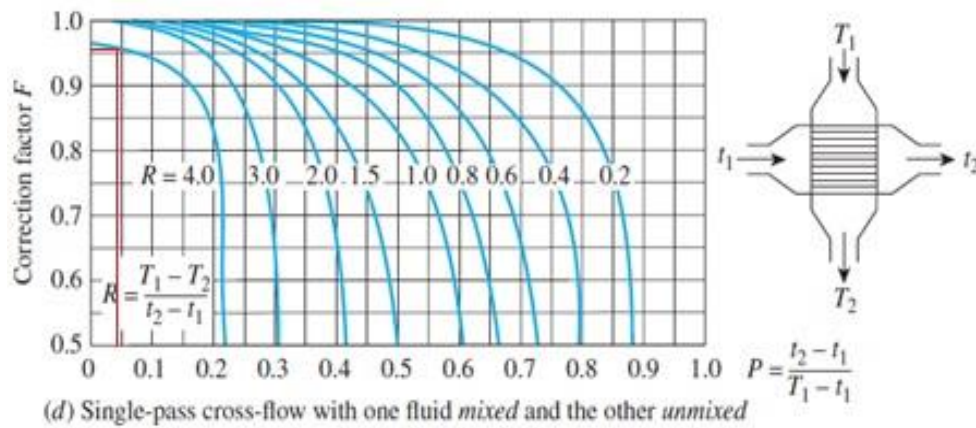


Figura 18. Factor de corrección para flujo cruzado [32]

La tasa de calor total que es liberado por el vapor de agua, se calcula a partir de las Ecuaciones (36) y (38), obteniendo así la expresión:

$$\dot{Q} = U \cdot A_s \cdot DMLT_{CF} \cdot F$$

$$\dot{Q} = 52.2718 \cdot 4.18606 \cdot 124.44576 \cdot 0.94$$

$$\dot{Q} = 25596.5608 [W]$$

3.7.1. Tiempo de calentamiento

Conociendo la cantidad de energía calórica que demanda la piscina para cumplir con el proceso de calentamiento y también la tasa de calor que libera el vapor de agua al sistema de estudio, se puede estimar el tiempo que tomará dicho proceso de calentamiento por medio de la Ecuación (6).

$$t = \frac{Q}{\dot{Q}}$$

$$t = \frac{1251332.256}{25.5966}$$

$$t = 48886.734 \text{ [s]}$$

$$t = 13 \text{ h } 35 \text{ min}$$

Tomando como referencia los estudios realizados por Martínez et al. [49] donde se estudia el calentamiento de una piscina de 30 m³ con una bomba de calor, se ha determinado que con este método se logra cambiar la temperatura de la piscina de 11.4 °C a 26 °C en un tiempo aproximado de 8 horas; considerando que el estudio tratado en el presente documento no realiza mezcla de los líquidos de trabajo, se refuta que el tiempo que tarda en llevarse a cabo el proceso, es aceptable.

3.8. Estudio de parámetros

Con el fin de profundizar en el estudio, se ha creado algunas graficas en el software Excel que describen el comportamiento de ciertas variables dependientes existentes en el sistema propuesto.

En la Figura 19 se puede apreciar la influencia que tiene la longitud de tubería en el tiempo que le toma calentarse a la piscina hasta los 30 °C, el tiempo que demanda el sistema disminuye puesto que aumenta el área de transferencia de calor, no obstante, hay que tener en cuenta la pérdida de calor a lo largo del recorrido y la condensación que pueda existir dentro del mismo.

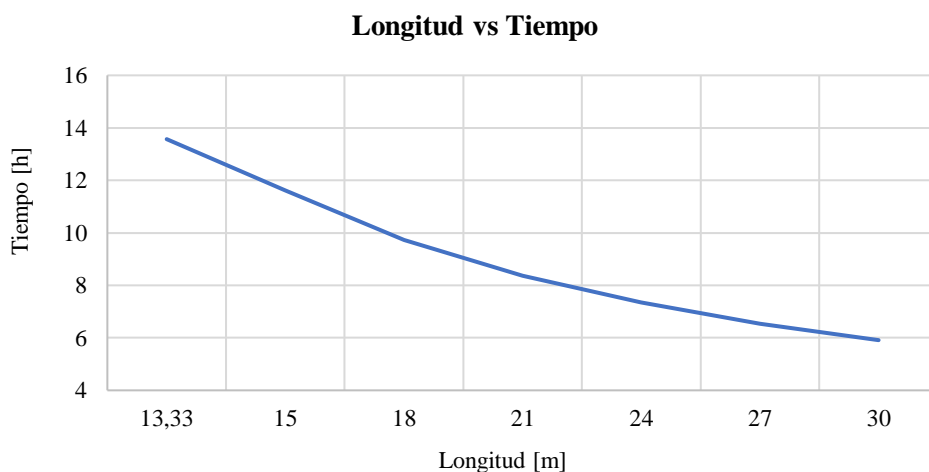


Figura 19. Longitud de tubería vs Tiempo de calentamiento.

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa Excel.

El parámetro de longitud influye también en la caída de presión que se efectuó en el sistema, tal como se detalla en la Figura 20; vale la pena mencionar que este diferencial de presión contempla únicamente la fricción que se produce en la tubería mas no la presencia de accesorios.

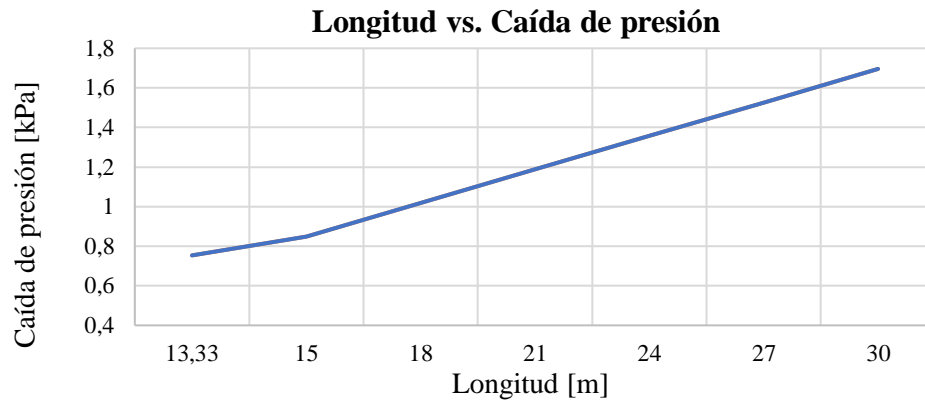


Figura 20. Longitud de tubería vs Caída de presión por fricción
Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa Excel.

Otro parámetro que tiene gran impacto en el tiempo que requiere el calentamiento de la piscina, es la producción de vapor sobrecalentado que proviene de la caldera; el flujo másico de vapor sobrecalentado afecta la velocidad del fluido, al tener menos tiempo para enfriarse el fluido, más calor genera y menos tiempo requiere el proceso en general, tal como se indica en la Figura 21.

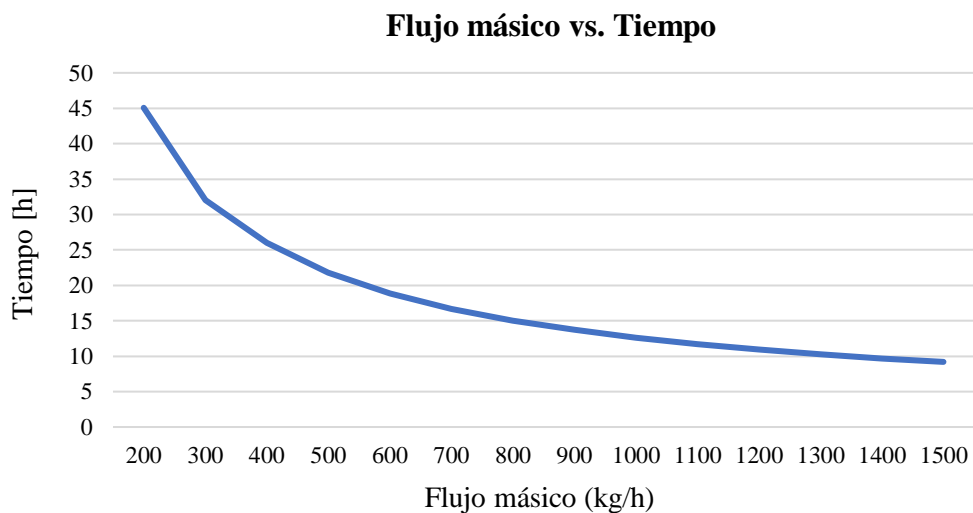


Figura 21. Flujo másico vs. Tiempo de calentamiento
Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa Excel.

Al variar el flujo másico del vapor de agua, el diámetro de tubería va a ser un limitante ya que velocidades demasiado altas en una línea de vapor, puede producir la obsolescencia del sistema.

3.9. Conclusiones del capítulo

- El tiempo de calentamiento de la piscina se ve influenciado más directamente con el flujo másico de vapor y el área de transferencia de calor resultante de la longitud de tubería.
- Analizando los gráficos de parámetros variables expuestos en el capítulo presente, es posible disminuir el tiempo de calentamiento al aumentar el área de transferencia de calor ya sea seleccionando una tubería con mayor diámetro nominal o aumentando el tramo de recorrido de la línea de vapor.
- Variando el flujo másico de vapor sobrecalentado, varía proporcionalmente la velocidad a la que se desplaza el fluido dentro de la tubería, para evitar fallos en el sistema hay que tener en cuenta los esfuerzos internos que se producen al aumentar excesivamente la velocidad, lo recomendable es no exceder los 25 m/s.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS NUMÉRICO DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE LA PISCINA MEDIANTE EL USO DE VAPOR DE AGUA SOBRECALENTADA

El capítulo a continuación expone la simulación mediante el software ANSYS Fluent, para obtener resultados numéricos variando parámetros del estudio, los cuales serán comparados entre sí y con la parte analítica del capítulo anterior. Se estudia variables como: temperatura, presión, velocidad, entre otras. Con el fin de sustentar el estudio del calentamiento en el diseño de la piscina.

4.1. Diseño de la piscina

El diseño de la piscina presenta cambios de sección geométrica, tipo grada, con ranuras circulares direccionadas hacia la sección de tubería para producir el intercambio de calor, además, la tubería se coloca en la parte inferior de la piscina ya que el agua experimenta un intercambio de calor por convección natural, es decir, al momento que su temperatura aumenta, su densidad disminuirá dirigiéndose hacia la parte superior de la piscina.

El diseño cuenta con una primera etapa de construcción civil, en la cual se instala la línea de vapor en la sección correspondiente, posterior a la colocación de la tubería se continua con la integración de grada de hormigón para el confort del usuario. Además, los accesos que presenta el diseño son de difícil acceso para el usuario, como medida de seguridad hacia el mismo.

Para realizar el diseño de la piscina se utiliza el software AUTODESK INVENTOR ya que presta facilidades de compatibilidad con el software de simulación ANSYS, en la Figura 22, se muestra el diseño para el estudio del calentamiento.

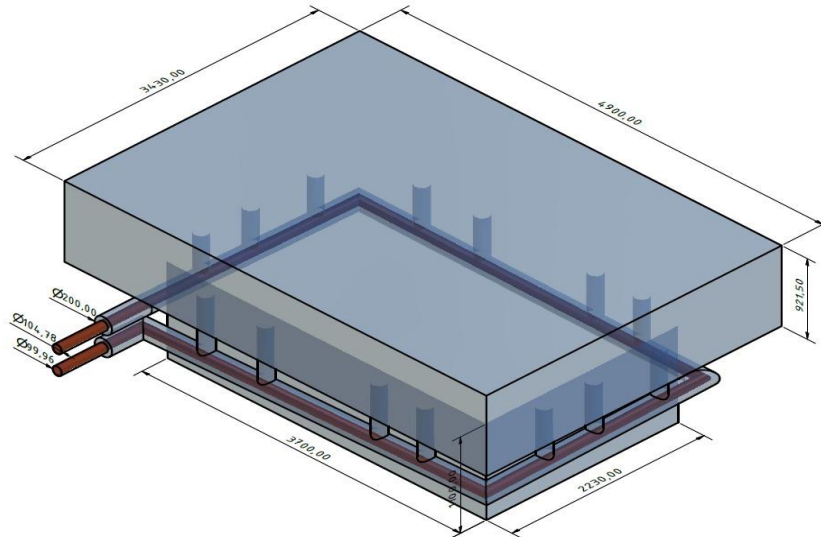


Figura 22. Diseño de la piscina

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

4.2. Parámetros de malla

El software ANSYS presta grandes ventajas al poder realizar cambios en el mallado con el fin de presentar resultados confiables, en la Figura 23 que se presenta a continuación, se muestra el mallado específico y propio para la piscina con la respectiva entrada y salida de vapor sobrecalentado.

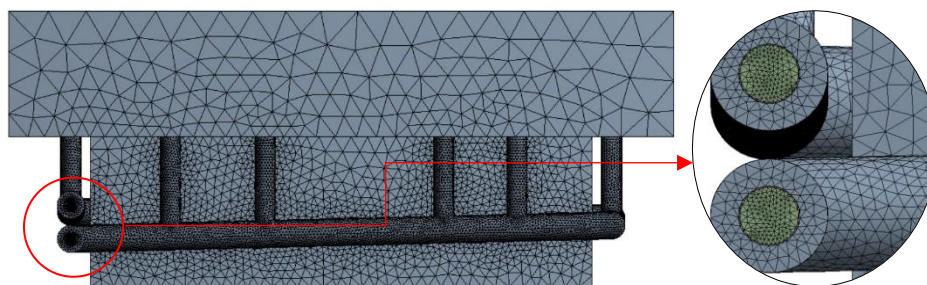


Figura 23. Mallado de la piscina

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

La calidad del mallado es de suma importancia, ya que de esto depende que los datos generados por la simulación sean correctos, por lo tanto, el programa se encarga de generar la convergencia de malla a través de su herramienta “skewness”. En la actualidad investigadores acreditan que el valor de este parámetro debe encontrarse entre 0 – 0.25.

En la Figura 24, se detalla la calidad del mallado que tiene la piscina con una media de 0.24605, otorgando credibilidad al mallado obtenido. Es de suma importancia designar los nombres correspondientes a la entrada y salida del vapor sobrecalentado y no menos importante, a la pared que influye en el intercambio de calor, esto con el fin de facilitar el proceso de las condiciones de borde.

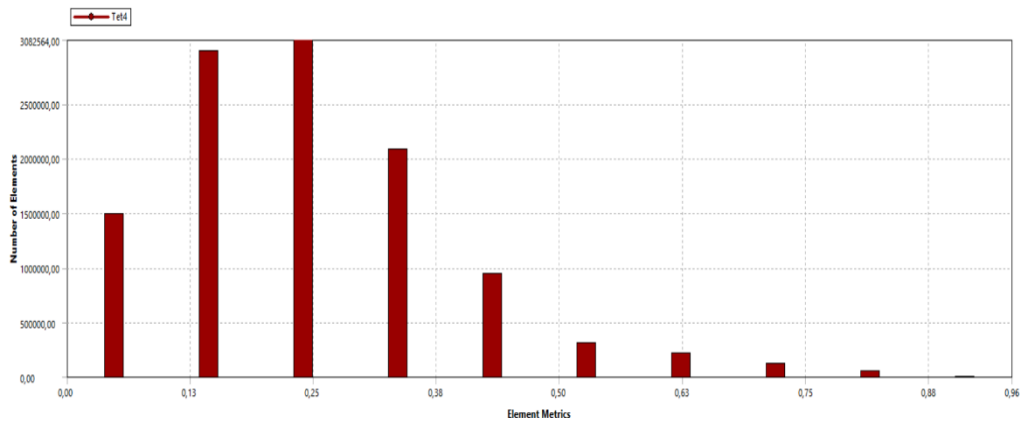


Figura 24. Convergencia del mallado par la piscina

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

4.3. Modelos que intervienen en la simulación

El software de simulación ANSYS cuenta con varios modelos que se pueden utilizar dependiendo de la necesidad para la simulación, es así que, para el proceso de intercambio de calor se implementa principalmente los siguientes modelos: Multifásico, Energía y Viscosidad.

El modelo multifásico simula el comportamiento de los fluidos y los fenómenos físicos que experimenta el mismo durante el estudio. Esta investigación trata de un intercambio de calor entre el vapor sobrecalentado y el agua dentro de la geometría de una piscina a través de una tubería de cobre, el modelo multifásico presenta varias opciones para el análisis, entre ellas se puede resaltar Eurlian model.

Eurlian model permite el modelado de múltiples fases separadas e interactivas. Las fases pueden ser líquidos, gases o sólidos en casi cualquier combinación. Se utiliza un tratamiento euleriano para cada fase, en contraste con el tratamiento euleriano – lagrangiano, que se utiliza para el modelo de fase discreta.

4.4. Aplicación de Modelos

A continuación, se presenta las ecuaciones con las cuales el software trabaja la resolución de los volúmenes finitos en específico para este ejercicio, existen diferentes ecuaciones con las que se puede trabajar y cabe recalcar que las ecuaciones se adecuan con el modelo seleccionado.

4.4.1. Ecuación de la continuidad

Conocida también como la ecuación de la conservación de masa, define el incremento y disminución de masa que ocurre en el cambio de fase teniendo en cuenta el principio de conservación de la masa.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q v_q) = \sum_{p=1}^n (m_{pq} m_{qp}) + S_q \quad (43)$$

4.4.2. Ecuación de conservación de momento

La ecuación principal para el balance de momento en las fases de la simulación se representa como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q v_q) = -\alpha_q \nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{t}}_q + \alpha_q \rho_q \vec{g} \quad (44)$$

$$\sum_{p=1}^n (\vec{R}_{pq} + \dot{m}_{pq} \vec{v}_{pq} - \dot{m}_{pq} \vec{v}_{pq}) + (\vec{F}_q + \vec{F}_{lift,q} + \vec{F}_{wl,q} + \vec{F}_{fvm,q} + \vec{F}_{ld,q}) \quad (45)$$

La ecuación relaciona las fuerzas que actúan en el cambio de fase producidas de manera natural, siendo estas fuerzas externas responsables del movimiento de la masa, las fuerzas que actúan sobre las superficies y fuerzas producidas por la turbulencia del fluido.

4.4.3. Ecuación de conservación de la energía

El software cuenta con una ecuación general para la conservación de la energía, dado que en el proceso existe un intercambio de calor entre el agua y el vapor sobrecalentado circulante por la tubería, en dicho intercambio de calor, debe aplicarse la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q h_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q u_q h_q) = \alpha_q \frac{\partial p_q}{\partial t} + \bar{t}_q: \nabla \vec{u}_q - \nabla \vec{q}_q + S_q + \sum_{p=1}^n (Q_{pq} + \dot{m}_{pq} h_{pq} - \dot{m}_{qp} h_{qp}) \quad (46)$$

4.4.4. Ecuación del área de concentración interfacial

El área de concentración interfacial corresponde un parámetro importante ya que permite predecir de una manera acertada la transferencia de masa, transferencia de energía producida en el proceso de transferencia de calor. Teniendo en cuenta que corresponde al área entre las dos fases por unidad de volumen.

$$A_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{\frac{1}{6} \pi d_p^3} = \frac{1}{d_p} \quad (47)$$

4.4.5. Modelo de Condensación

El software ANSYS, en el modelo multifásico, cuenta con un componente el cual se lo define como modelo de evaporación - condensación, este modelo utiliza un submodelo diferente conocido como el modelo de Lee, el cual cuenta con una ecuación de transporte de vapor con la cual se resuelve la transferencia de masa líquido - vapor.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \vec{v}_v) = \dot{m}_{lv} - \dot{m}_{vl} \quad (48)$$

Dado que el software no puede por sí solo identificar cual es el proceso que va a realizar, la ecuación de Lee resuelve ejercicios de condensación y evaporación, la misma ecuación se complementa con dos ecuaciones adicionales que le sirven al software para reconocer cuál de los dos procesos se va a aplicar en el estudio.

Si se requiere realizar un ejercicio de evaporación se debe cumplir que:

$$T_l > T_{sat}$$

$$\dot{m}_{lv} = coef f \cdot \alpha_l \cdot \rho_l \cdot \frac{T_l - T_{sat}}{T_{sat}} \quad (49)$$

Si se requiere realizar un ejercicio de condensación se debe cumplir que:

$$T_l < T_{sat}$$

$$\dot{m}_{lv} = coef f \cdot \alpha_l \cdot \rho_l \cdot \frac{T_l - T_{sat}}{T_{sat}} \quad (50)$$

La constante coef se puede determinar de la siguiente manera.

$$coef = \frac{6}{d_b} \beta \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_{sat}}} L \left(\frac{\alpha_v \rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right) \quad (51)$$

4.4.6. Ecuación de transferencia de calor

Para el software ANSYS en el modelo Euleriano debe existir un balance energético interno, que se describe en términos de entalpia de fase, y está definida por:

$$H_q = \int C_{p,q} dT_q \quad (52)$$

Donde $C_{p,q}$ expresa el calor específico a presión constante de la fase; las condiciones de límites térmicos utilizadas como flujos multifásicos son las mismas que para un flujo monofásico.

La transferencia de energía entre fases es una función de la diferencia de temperatura, el coeficiente de transferencia de calor está relacionado con el número de fase de Nusselt.

En el caso de la multifase fluido - fluido, ANSYS FLUENT utiliza la correlación de Ranz y Marshall, en el caso de flujos granulares, ANSYS FLUENT utiliza una correlación de números de Nusselt por Gunn, aplicable a un rango de porosidad de 0.35 - 1.0 y un número de Reynolds de hasta 10^5 .

4.5. Simulación en ANSYS FLUENT

La simulación representa el intercambio de calor mediante el ingreso de vapor sobrecalentado, recorriendo una tubería de cobre de 4 in de diámetro a una velocidad de 16.667 m/s y con una temperatura inicial de 150 °C, dadas estas condiciones, se efectúa un calentamiento de la piscina.

Con los datos establecidos, se presenta la Figura 25, correspondiente a la descripción de temperatura de la tubería circundante con vapor sobrecalentado, permitiendo así un flujo de calor, ocasionando que, por transferencia de calor el fluido dentro de la tubería eleve la temperatura del agua en la piscina.

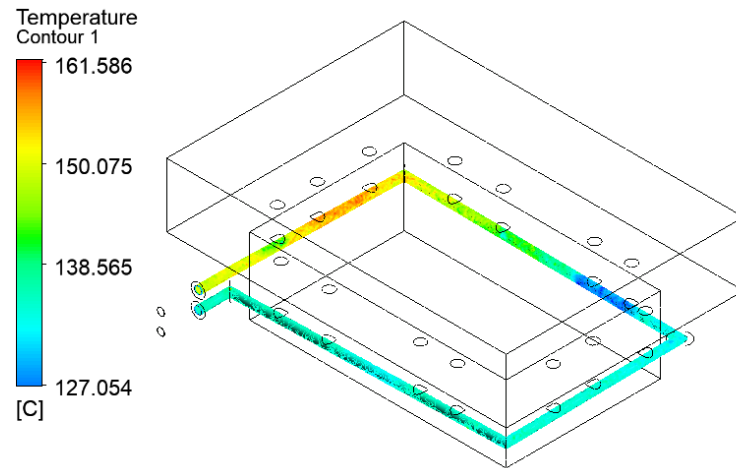


Figura 25. Transferencia de calor

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

La información presentada en la figura anterior, se la puede complementar con la Figura 26, en la cual se puede apreciar de una manera más detallada el cambio de temperatura del agua dentro de la piscina, una representación del proceso de transferencia de calor donde, el agua en la piscina se encuentra a una temperatura de 18 °C y llega a una temperatura final de 30 °C.

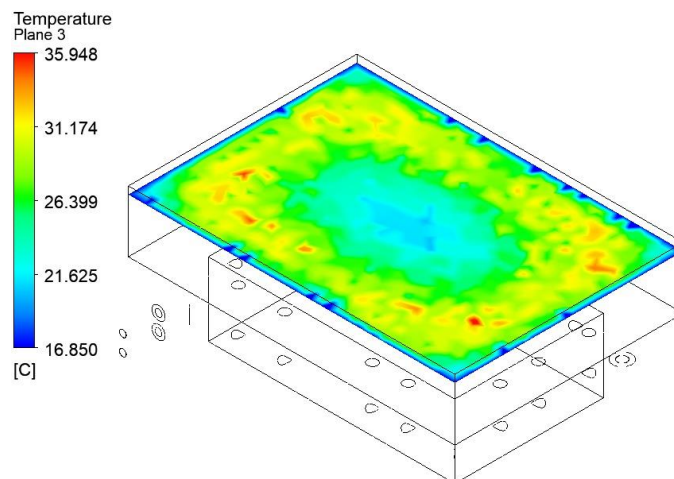


Figura 26. Temperatura del agua en la piscina

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

Con el fin de demostrar que la geometría de la piscina es adecuada y, sobre todo, que es capaz de cumplir su función principal de calentamiento del agua dentro de la piscina, se ha destinado diferentes análisis, en los cuales se realizan variaciones de parámetros inmersos en el proceso de climatización, estos análisis se llevan a cabo en variaciones de los parámetros: flujo de calor, velocidades del fluido, diámetro de tubería y temperaturas de la piscina.

Para el estudio de las variables en la simulación, como: temperaturas, velocidades, presiones, entre otros. El análisis numérico realizado, refuta los resultados teóricos obtenidos; también se puede apreciar en la Figura 27 el proceso exitoso de iteraciones para la simulación propuesta.

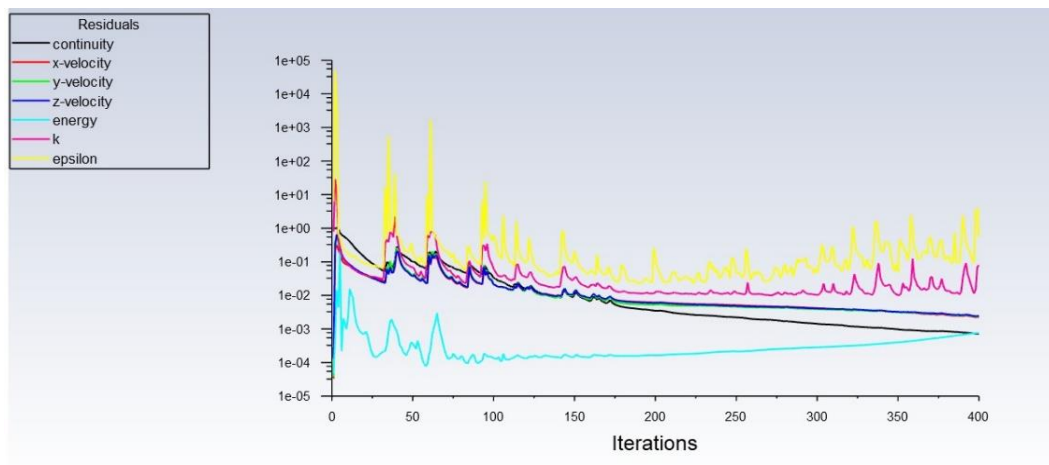


Figura 27. Proceso de iteraciones en el simulador ANSYS

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

Es importante mencionar que mientras mayor flujo de calor ceda el vapor sobrecalentado hacia la piscina, menor será el tiempo de calentamiento y mayor será la temperatura que alcanza el agua dentro de la piscina.

A continuación, se muestra una serie de imágenes correspondientes a las simulaciones descritas en la Tabla 6.

Tabla 6. Variación en la velocidad del vapor sobrecalentado

Simulación	Temperatura Inicial Piscina	Velocidad ingreso del Vapor sobrecalentado	Temperatura Final Piscina
A	18 °C	10 m/s	35.85 °C
B	18 °C	15 m/s	31.07 °C
C	18 °C	20 m/s	28.42 °C
D	18 °C	25 m/s	25.89 °C
E	18 °C	30 m/s	24.02 °C

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez

En la Figura 28, la sección A) se muestra un cambio en la temperatura, alcanzando los 35.85 °C, producto de la liberación de energía calórica del vapor sobrecalentado tras recorrer la tubería de cobre a una velocidad de 10 m/s; en B) se aprecia que la temperatura alcanza los 24.02 °C con una velocidad de 30 m/s circulando por la tubería de cobre.

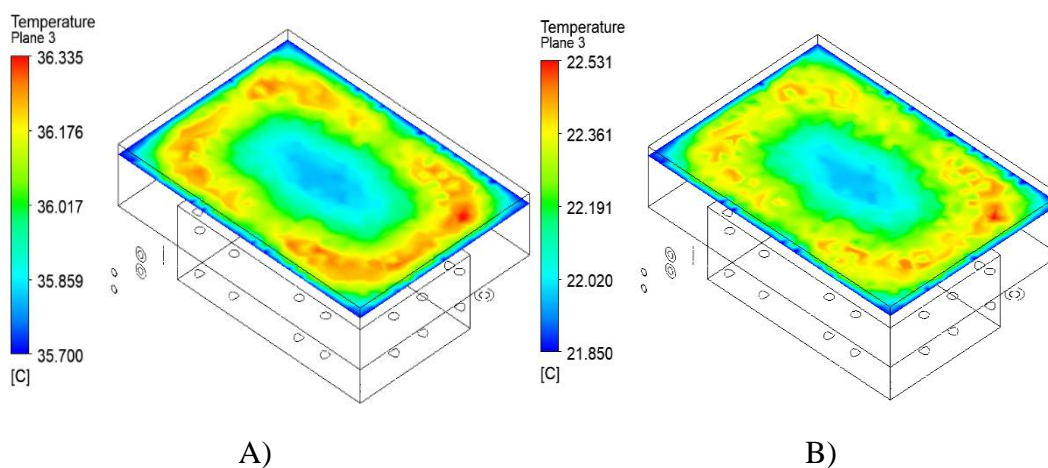


Figura 28. Simulación a diferentes velocidades

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

Con los resultados pronunciados anteriormente, se obtiene una curva que describe este proceso, tal como se detalla en la Figura 29; mientras mayor sea la velocidad del fluido dentro de la tubería, menor va a ser el cambio de temperatura del fluido dentro de la piscina, obteniendo una relación inversamente proporcional entre la temperatura y velocidad del fluido dentro de la tubería.

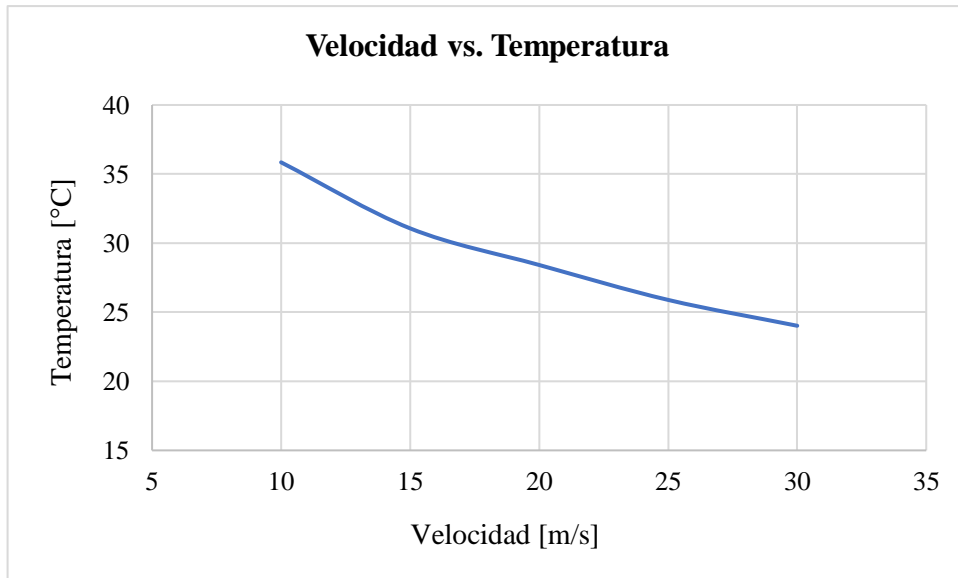


Figura 29. Análisis de simulaciones entre temperatura del agua vs velocidad del vapor sobrecalentado

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa Excel.

También se analiza una variante en la tubería, un nuevo diámetro de tubería se reemplaza en la simulación para realizar una comparación, entre los resultados obtenidos con el diámetro propuesto y los obtenidos de un diámetro de tubería distinto, en este caso 2 in, de este modo se determina la influencia del diámetro de tubería en el proceso de calentamiento de la piscina.

Para este nuevo análisis se realizan varias simulaciones con sección de tubería de 2 in, además de contar con distintos valores para la velocidad, también se logra distinguir que la caída de presión es similar al estudio original, esto quiere decir que se encuentra con un margen de error del 0.16 % aproximadamente.

A continuación, en la Tabla 7 se encuentran enlistadas las diferentes condiciones y resultados obtenidos de las respectivas simulaciones con diámetro de 2 in, para su posterior análisis comparativo.

Tabla 7. Variación en la temperatura del agua tubería 2 in

Simulación	Temperatura Inicial Piscina	Velocidad ingreso del Vapor sobrecalentado	Temperatura Final Piscina
A	18 °C	10 m/s	26.61 °C
B	18 °C	15 m/s	24.82 °C
C	18 °C	16.67 m/s	22.83 °C
D	18 °C	20 m/s	20.77 °C
E	18 °C	25 m/s	19.63 °C

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

Cada simulación que se presenta a continuación, cuenta con variaciones en el parámetro inicial de velocidad del fluido dentro de una tubería de 2 in, los resultados obtenidos se los puede explicar de la siguiente manera; al reducir el diámetro de la tubería, el área de transferencia de calor disminuye en un 50 %, ocasionando un proceso de calentamiento más lento.

Esto quiere decir que la modificación de diámetro, afecta en gran medida al intercambio de calor entre la tubería que contiene el vapor sobrecalentado y agua de la piscina, en la Figura 30 se evidencia los cambios en la temperatura dentro de la piscina.

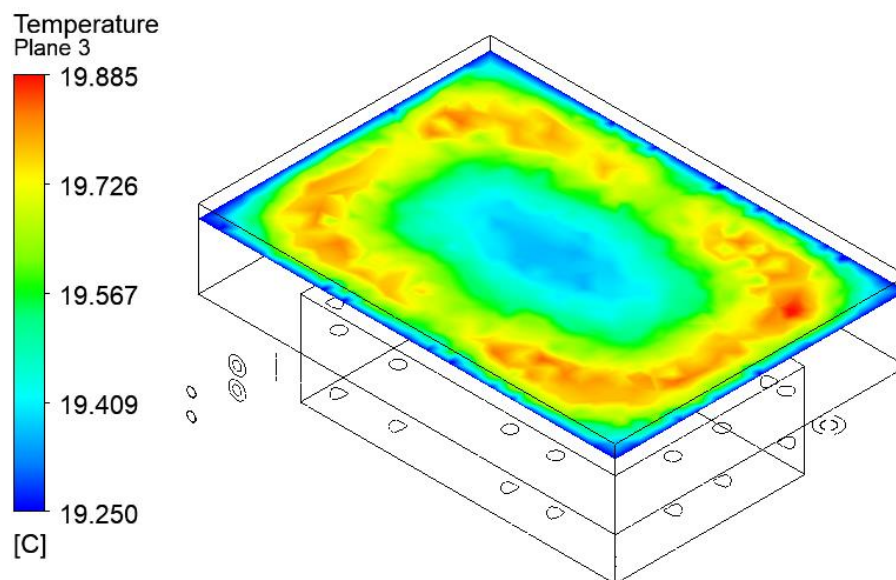


Figura 30. Simulación a 25 m/s dentro de la tubería con diámetro de 2 in
Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

Ya que la velocidad del vapor sobrecalentado disminuye a medida avanza el fluido, se logra un diminuto cambio de temperatura, también se puede visualizar en las Figuras 31 y 32, las secciones: A) Simulación con velocidad de fluido de 20 m/s, B) Simulación a 16.67 m/s dentro de la tubería, C) Simulación a 15 m/s dentro de la tubería, D) Simulación a 10 m/s dentro de la tubería, respectivamente.

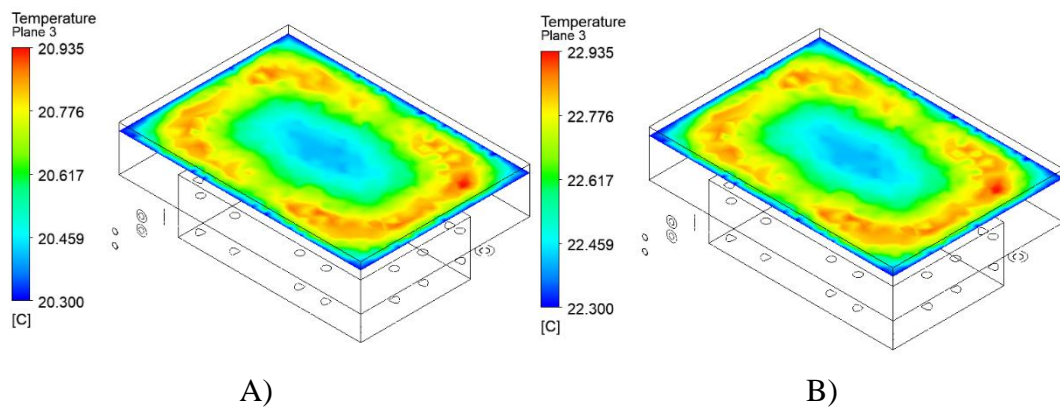


Figura 31. Simulación a diferentes velocidades dentro de la tubería con diámetro de 2 in
Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

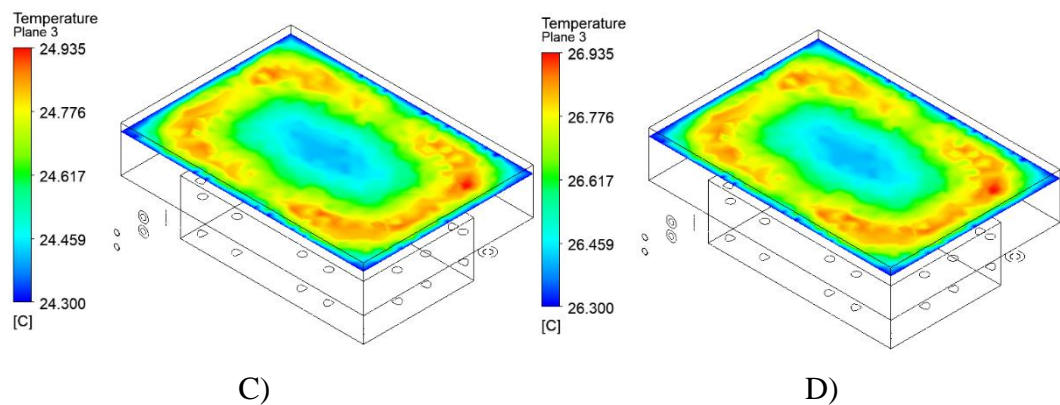


Figura 32. Simulación a diferentes velocidades dentro de la tubería con diámetro de 2 in
Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

Observando los resultados obtenidos de varias simulaciones, se afirma que, el diámetro de la tubería, al ser menor, el agua de la piscina capta una menor cantidad de energía calórica proveniente del vapor sobrecalentado, es decir, el flujo de calor generado es mucho menor, afectando directamente al tiempo que requiere el proceso en completarse.

A través de las simulaciones efectuadas con diferentes diámetros, se logra obtener dos curvas descriptivas del proceso de calentamiento, tal como se muestra en la Figura 30, las cuales permiten comparar de una mejor manera los datos obtenidos de las simulaciones efectuadas con variación de diámetros en la tubería.

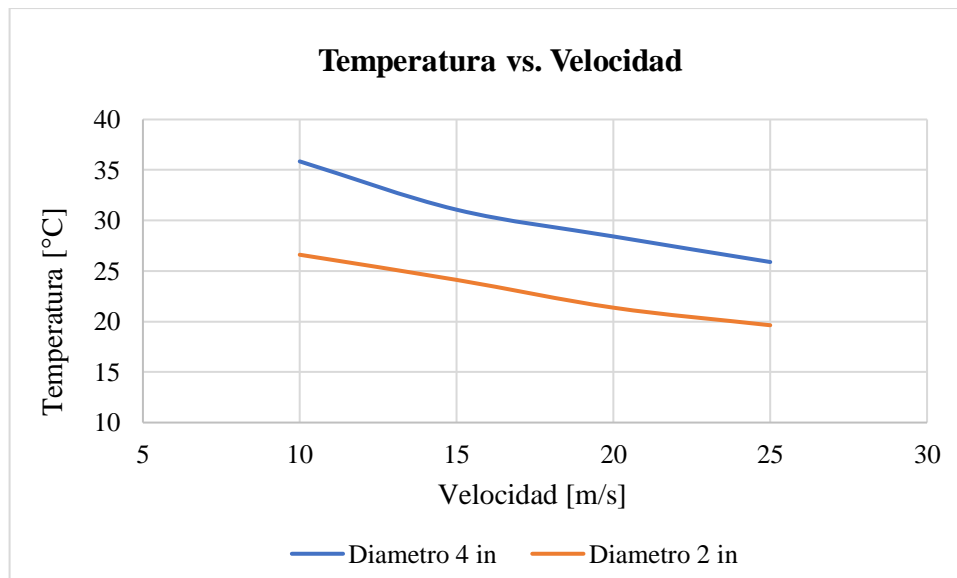


Figura 33. Comparación del calentamiento de la piscina entre tuberías de diámetro 4 in vs 2 in
Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

Analizando la gráfica obtenida se puede corroborar que, mientras la sección transversal de la tubería sea menor, el intercambio de calor entre el agua de la piscina y el vapor sobrecalentado va a ser directamente proporcional, además, el tiempo que le toma calentarse a la piscina, aumenta significativamente.

A continuación, se detalla los cambios de temperatura que se efectúan dentro de la línea de vapor del sistema, para diámetros de tubería de 2 in y 4 in, en la Figura 31 la simulación en tubería de 2 in, indica una temperatura de salida del vapor, cercana a los 148.57 °C, mientras que en la Figura 32, la simulación en tubería de 4 in, representa una temperatura de salida del vapor cercana a los 147.86 °C.

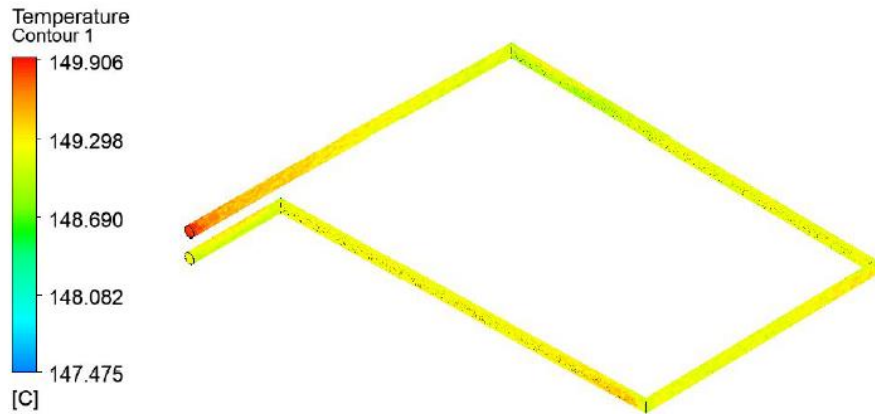


Figura 34. Cambio de temperatura en línea de vapor de 2 in
Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

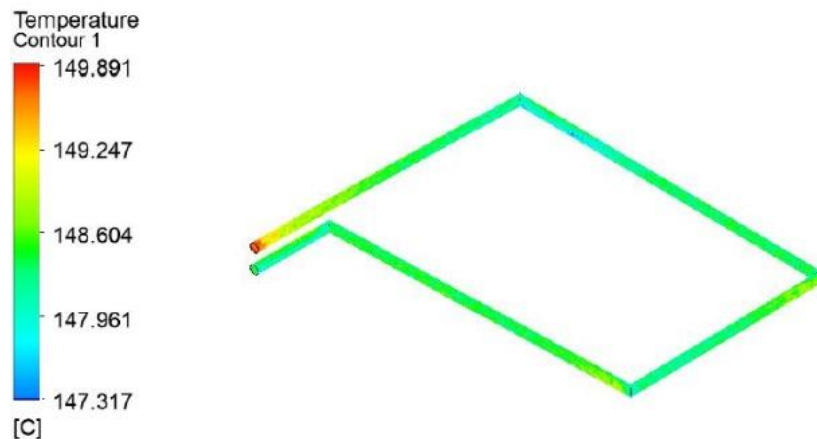


Figura 35. Cambio de temperatura en línea de vapor de 4 in
Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

Con los resultados obtenidos se corrobora que la caída de temperatura del vapor sobrecalentado es mínima, puesto que la tubería de cobre tiene un tramo de 13.33 m, es decir, para la velocidad del fluido y la distancia que recorre el mismo, el tiempo que tiene el vapor sobrecalentado para liberar calor al ambiente es muy corto y a su vez, el calor que logra liberar.

La caída de temperatura en una línea de vapor de 2 in de diámetro aumenta, debido a que la producción de vapor es mucho menor, para lograr la misma velocidad en ambos casos, por ende, el calor total que puede ceder el vapor sobrecalentado a la piscina es menor y se refleja en la temperatura que tiene el mismo.

Apreciando la naturaleza del clima en la región sierra para un estudio más completo, se simula el proceso de calentamiento a temperaturas iniciales de 12 y 14 °C, como se muestra en la Tabla 8, las temperaturas son de las menos favorables en el sector.

Tabla 8. Estudio del proceso de calentamiento en la región Sierra

Simulación	Temperatura Inicial	Velocidad ingreso del	Temperatura Final
	Piscina	Vapor sobrecalentado	Piscina
A	12 °C	10 m/s	26.18 °C
A.1	12 °C	15 m/s	20.88 °C
B	14 °C	10 m/s	28.74 °C
B.1	14 °C	15 m/s	24.69 °C

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

La Figura 33 describe las distintas temperaturas que llega a tener la piscina tras el proceso de transferencia de calor, con una temperatura inicial de 12 °C y velocidades de vapor sobrecalentado de 10 y 15 m/s respectivamente, alcanzando así temperaturas de 26.18 y 20.88 °C respectivamente.

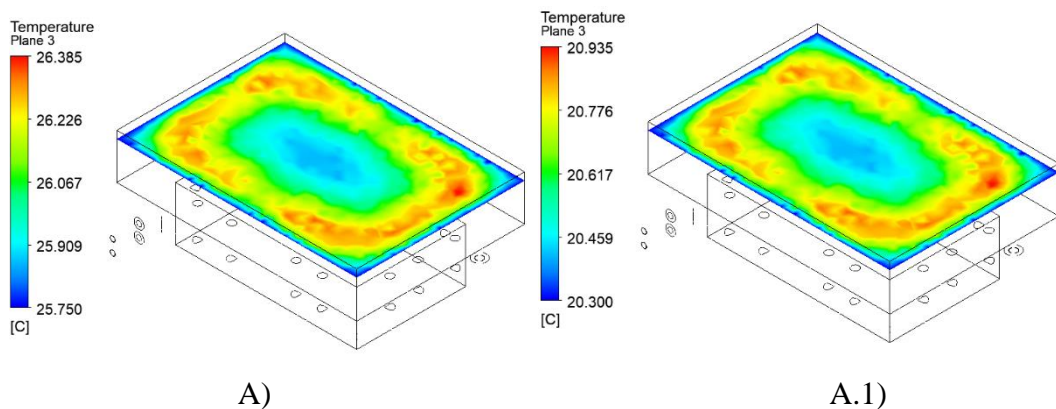


Figura 36. Calentamiento del agua de la piscina a 12 °C y velocidades variables

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

La Figura 34 describe las distintas temperaturas que llega a tener la piscina tras el proceso de transferencia de calor, con una temperatura inicial de 14 °C y velocidades de vapor sobrecalentado de 10 y 15 m/s respectivamente, alcanzando temperaturas de 28.74 y 24.69 °C respectivamente.

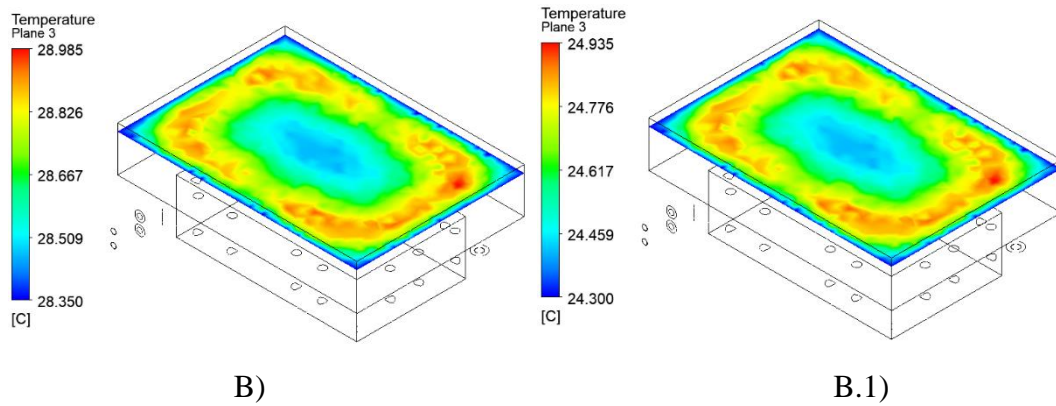


Figura 37. Calentamiento del agua de la piscina a 14 °C y velocidades variables

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

Desde otra perspectiva, muy por el contrario, los climas favorables en la región costa permiten trabajar con temperaturas aproximadas de 22 y 24 °C, los estudios realizados para estas condiciones, se detallan en la Tabla 9.

Tabla 9. Estudio del proceso de calentamiento en la región Costa.

Simulación	Temperatura Inicial		Velocidad ingreso del Vapor sobrecalentado	Temperatura Final Piscina
	Piscina			
A	20 °C		10 m/s	33.27 °C
A.1	20 °C		15 m/s	31.58 °C
B	22 °C		10 m/s	36.18 °C
B.1	22 °C		15 m/s	32.47 °C

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

La Figura 35 describe las distintas temperaturas que llega a tener la piscina tras el proceso de transferencia de calor, con una temperatura inicial de 20 °C y velocidades de vapor sobrecalentado de 10 y 15 m/s respectivamente, alcanzando temperaturas de 33.27 y 28.58 °C respectivamente.

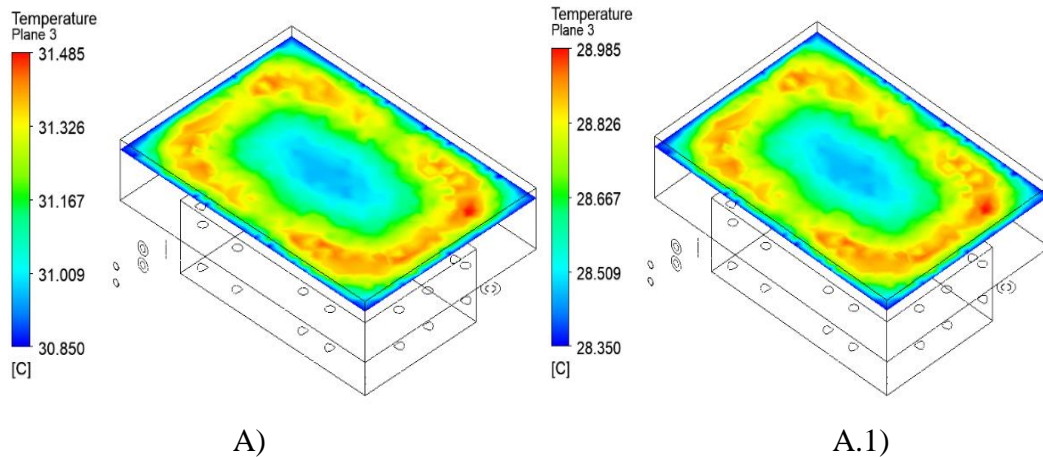


Figura 38. Calentamiento del agua de la piscina a 20° C y velocidades variables
 Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

La Figura 36 describe las distintas temperaturas que llega a tener la piscina tras el proceso de transferencia de calor, con una temperatura inicial de 25 °C y velocidades de vapor sobrecalentado de 10 y 15 m/s respectivamente, alcanzando temperaturas de 36.18 y 32.47 °C respectivamente.

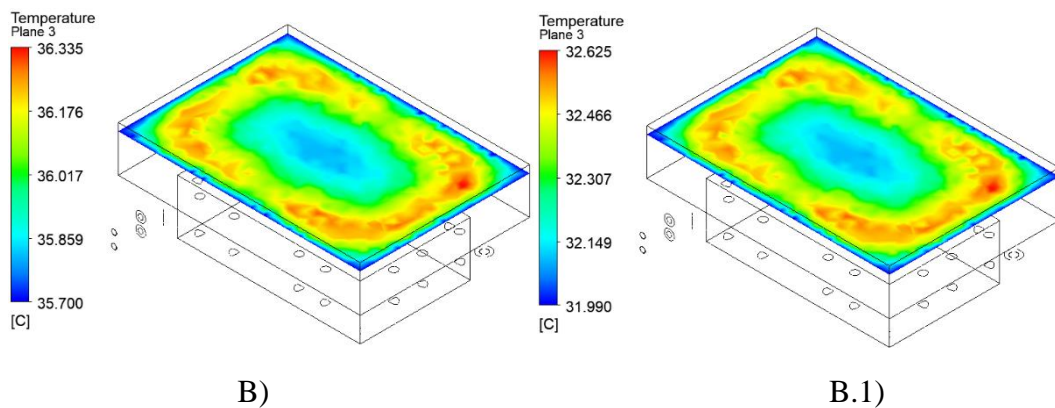


Figura 39. Calentamiento del agua de la piscina a 22 °C y velocidades variables

Como complemento, la Figura 40 describe las temperaturas del agua al nivel superior de los accesos hacia la línea de vapor, demostrando que dichas temperaturas no resultan ser dañinas al cuerpo humano y que la separación de la grada de hormigón respecto a la línea de vapor es la suficiente para un uso doméstico.

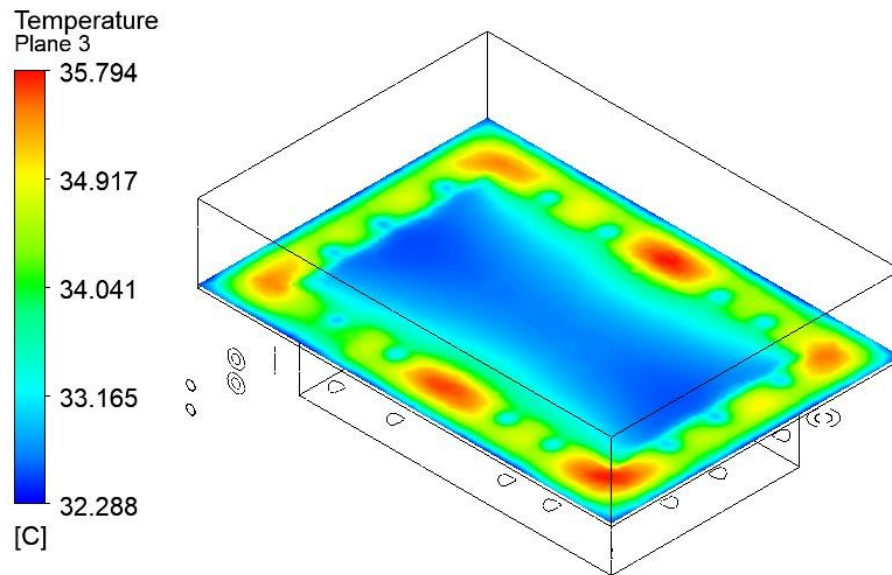


Figura 40. Temperaturas al nivel de la grada de hormigón

Elaborado por: Julio Heredia & Washington Gutiérrez. Programa ANSYS.

4.6. Conclusiones del capítulo

- Estudiando el desplazamiento de vapor sobrecalentado dentro de la tubería de cobre, este produce un flujo de calor ligero debido a la velocidad con la que se propaga en un tramo de 13.33 m, resultando de esto, una caída de temperatura baja, cerca de 3 °C.
- Interpretando el proceso de calentamiento de la piscina que efectúa el sistema propuesto, se deduce que, las temperaturas que interactúan con el usuario son cercanas a los 35.8 °C, demostrando que el sistema brinda temperaturas que el cuerpo humano es capaz de soportar.
- Analizando el proceso de transferencia de calor en el software de simulación ANSYS se considera un éxito, en una evaluación interna se detectó un error de 2 % en variables como área superficial en la tubería, El software valido los resultados de temperaturas obtenidas a la salida de la tubería siendo este valor de 147 °C mismo que aproxima al calculado teóricamente, otro dato importante que arrojó la simulación, fue conocer el comportamiento del vapor sobrecalentado circundante dentro de la tubería.

- El estudio que contempla el uso herramientas informáticas, es más vasto, debido a que parámetros que intervienen en el proceso de calentamiento de la piscina, se pueden variar con más facilidad obteniendo así referencias para entender el comportamiento del proceso de estudio, así como posibles modificaciones al diseño en cuestión y ambientes en que puede operar, ofreciendo así más consideraciones para su aplicación al campo real.

CONCLUSIONES GENERALES

- Estudiando el proceso de calentamiento de la piscina que efectúa el sistema propuesto, se deduce que, las temperaturas que interactúan con el usuario son cercanas a los 35.8 °C, demostrando que el sistema brinda temperaturas que el cuerpo humano es capaz de soportar.
- Analizando la tasa de energía calórica que llega a desprender el vapor de agua sobrecalentado dentro de la tubería (25,5966 kW) y el calor que necesita el volumen de agua para llegar a la temperatura propuesta (1251332.256 kJ), se estima que el tiempo de calentamiento se efectúa completamente después de transcurrir 13 horas y 35 minutos.
- Comparando con los sistemas de climatización actuales que mezclan los fluidos de trabajo, el sistema de estudio en el presente documento no se limita a una sola estación de calentamiento, debido a que, al completar el recorrido dentro de la piscina, el vapor se encuentra con temperatura cercana a los 147 °C, conservando aun energía calórica que se puede aprovechar para otros fines.
- Analizando los gráficos de parámetros variables expuestos en el documento presente, es posible disminuir el tiempo de calentamiento al aumentar el área de transferencia de calor ya sea seleccionando una tubería con mayor diámetro nominal o aumentando el tramo de recorrido de la línea de vapor, teniendo reducciones de tiempo significativas de entre 5 a 6 horas.
- Contemplando la magnitud de la caída de temperatura que sufre el vapor sobrecalentado a lo largo de su recorrido, siendo aproximadamente de 3 °C, no hay suficiente pérdida de calor para que el fluido llegue a condensarse, vale la pena recalcar que, esta ausencia de condensación se debe estrictamente a las condiciones planteadas para el estudio.

RECOMENDACIONES GENERALES

- Es posible reducir el tiempo que requiere el proceso, incrementando los parámetros de producción de vapor sobrecalentado y área de transferencia de calor, debido a que la tasa de energía calórica que libera el vapor de agua será mucho mayor. No obstante, hay que tener presente la condensación del vapor, por lo que se recomienda implementar trampas de condensado a lo largo de la línea de vapor
- El presente sistema es muy versátil para el sector industrial puesto que al ser posible la reutilización del vapor sobrecalentado se puede aprovechar este calor en estaciones secundarias como por ejemplo realizar tratamientos térmicos a piezas metálicas o climatizar la planta de operación.
- Variando el flujo másico de vapor sobrecalentado, varía proporcionalmente la velocidad a la que se desplaza el fluido dentro de la tubería, para evitar fallos en el sistema hay que tener en cuenta los esfuerzos internos que se producen al aumentar excesivamente la velocidad, lo recomendable es no exceder los 25 m/s.
- Trabajando con un programa de simulación como lo es el software fluent de ANSYS, se debe tomar en cuenta que, al instante de considerar un flujo de calor, el fluido dicta su valor matemático, es decir, si el fluido de estudio es el que cede energía al sistema, el flujo de calor se representara con un signo negativo indicando pérdida.
- Al estudiar el diseño propuesto en la región sierra, el diferencial de temperatura aumenta en comparación a la región costa, debido a la temperatura inicial del agua en dichas localidades, por lo que, para cubrir esta desigualdad, se sugiere operar con una producción alta de vapor sobrecalentado, cerca de 1600 kg/h.

REFERENCIAS

- [1] Y. Tu, A. Zhou, M. Xu, W. Yang, K. Boon Siah y P. Subbaiah, «NO_x reduction in a 40t/h biomass fired grate boiler using internal flue gas recirculation technology,» *Applied Energy*, n° 220, pp. 962-973, 2018.
- [2] J. Henrichs, D. Felsmann, S. S. De Bortoli, H.-J. Tomczak y H. Pitsch, «Numerical and experimental investigation of pollutant formation and emissions in a full-scale cylindrical heating unit of a condensing gas boiler,» *Applied Energy*, n° 229, pp. 977-989, 2018.
- [3] S. Thapa, E. Borquist y L. Weiss, «Thermal energy recovery via integrated small scale boiler and superheated,» *Energy*, n° 142, pp. 765-772, 2018.
- [4] A. Ayoobi, A. Faghih Khorasan, M. Reza Tavakoli y M. Reza Salimpour, «Experimental study of the time period of continued heating rate on pool boiling characteristics of saturated water,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 137, pp. 318-327, 2019.
- [5] R. Gonçalves, A. I. Palmero-Marrero y A. C. Oliveira, «Analysis of swimming pool solar heating using the utilizability method,» *Energy Report*, 2019.
- [6] M. Gui, Q. Bi, G. Zhu, J. Wang y T. Wang, «Experimental investigation on heat transfer performance of C-shape tube immersed in a water pool,» *Nuclear Engineering and Design*, vol. 346, pp. 220-229, 2019.
- [7] M. Jordaan y R. Narayanan, «A numerical study on various heating options applied to swimming pool for energy saving,» *Energy Procedia*, vol. 160, pp. 131-138, 2019.
- [8] S. Lugo, L. Morales, R. Best, V. Gómez y O. García-Valladares, «Numerical simulation and experimental validation of an outdoor-swimming pool solar heating system in warm climates,» *Solar Energy*, vol. 189, pp. 45-56, 2019.

- [9] S. Kumar Shukla, A. Naveen Samad y S. Ghosh, «CFD simulation of steam condensation in a subcooled water pool,» *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 2, pp. 80-86, 2017.
- [10] S. Echi, A. Bouabidi, Z. Driss y M. Salah Abid, «CFD simulation and optimization of industrial boiler,» *Energy*, nº 169, pp. 105-114, 2019.
- [11] S. Kumar, R. Grover, H. Yadav, P. Vijayan, U. Kannan y A. Agrawal, «Experimental and numerical investigation on suppression of thermal stratification in a water-pool: PIV measurements and CFD simulations,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 138, pp. 686-704, 2018.
- [12] H. Wei y Y.-T. Chen, «Numerical investigation of geometric size effect on the internal heated water pool natural convection behavior,» *Progress in Nuclear Energy*, vol. 112, pp. 34-50, 2019.
- [13] J. P. Holman, *Transferencia de Calor*, Madrid: McGraw-Hill, 1999.
- [14] O. Levenspiel, *FLUJO DE FLUIDOS E INTERCAMBIADOR DE CALOR*, España: Editorial Reveré S.A., 1993.
- [15] Y. Camaraza Medina, *Introduccion a la termotransferencia*, La habana: La habana: Editorial Universitaria, 2017.
- [16] Y. A. Cengel y M. A. Boles, *Termodinamica*, Mexico: McGraw-Hill Educacion, 2015.
- [17] A. J. Chapman, *transmision de calor*, Madrid: Libreria Editorial Bellisco, 1990.
- [18] J. R. Welty, *Transferencia de Calor Aplicada a la Ingenieria*, Mexico: EDITORIAL LIMUSA, SA, 1996.
- [19] S. E. Vidal y M. E. Chamarro, *FUNDAMENTOS DE TRANSMISION DE CALOR*, BARCELONA: Publicacions I Edicions de la Universitat de Barcelona, 2005.

- [20] Q. K. Donald, *Procesos de Transferencia de Calor*, Mexico: EDITORIAL CONTINENTAL, S.A., 1999.
- [21] R. Flórez, *Generacion Térmica*, Colombia: Ediciones de la U, 2012.
- [22] Y. Camaraza Medina, O. M. Cruz Fonticiella y O. F. García Morales, «Obtención de un modelo para la determinación del coeficiente medio de transferencia de calor por condensacion en sistemas de ACC,» *Tecnología Química*, vol. 38, nº 1, pp. 195-208, 2018.
- [23] L. E. Brito Rodríguez, «Diagrama de Fases de Un Componente, Ejemplos.,» <https://misapuntesyacimientos.wordpress.com/>, 25 Abril 2016. [En línea]. Available:
<https://misapuntesyacimientos.wordpress.com/2016/04/25/diagrama-de-fases-de-un-componente-ejemplos/>. [Último acceso: 06 Marzo 2020].
- [24] Universidad de Burgos, *Manual de Calderas Industriales*, Burgos: Universidad de Burgos, 2014.
- [25] A. Creus, *Instrumentacion industrial 8va edicion*, México: Alfaomega, 2010.
- [26] E. G. Pita, *Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas*, Mexico: Editorial Continental SA, 2002.
- [27] Absorsistem, «Tratamiento de aguas,» [En línea]. Available: <https://tratamientodeaguass.com/tratamiento-de-aguas-para-calderas/>. [Último acceso: 13 1 2020].
- [28] K. Rao, «Guía complementaria del código ASME para calderas y recipientes a presión,» *Prensa ASME*, vol. 3, 2009.
- [29] M. Muñoz Domínguez y A. J. Rovira de Antonio, *Máquinas Térmicas*, España: UNED-Universidad Nacional de Educación a Distancia, 2014.
- [30] Naturgy, «Calderas,» [En línea]. Available: <https://www.empresaeficiente.com/calderas/>. [Último acceso: 24 Febrero 2020].

- [31] G. Mascheroni y C. Pezzaglia, Consejos y proyectos del arquitecto para las piscinas, Parkstone International, 2017.
- [32] Y. Cengel y A. Ghajar, TRANSFERENCIA, Mexico: McGRAW-HILL, 2011.
- [33] C. R. Branan y J. Castellanos, Soluciones prácticas para el ingeniero químico: manual de soluciones rápidas y exactas para los problemas cotidianos en la ingeniería de procesos, Mexico: Mc Graw Hill, 2000.
- [34] C. M. Venier, «ResearchGate,» Marzo 2013. [En línea]. Available: https://www.researchgate.net/figure/Figura-13-Intercambiador-de-calor-de-tubos-y-coraza_fig1_303064727. [Último acceso: 04 Marzo 2020].
- [35] E. Cordoba Tuta y D. Fuentes Diaz, «Modelado y simulación del flujo de intercambiadores de calor,» *ELSEVIER*, vol. 1, 2016.
- [36] L. Tang, X. Du, J. Pan y B. Sundén, «Air inlet angle influence on the air-side heat transfer and flow friction characteristics of a finned oval tube heat exchanger,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, n° 145, pp. 118-128, 2019.
- [37] E. A. Medina, Transferencia de Calor, Peru: Facultad de Ingenieria Quimica y Metalurgia.
- [38] O. Levenspiel, Flujo de Fluidos e Intercambio de Calor, Barcelona: Editorial Reverte S.A., 1993.
- [39] B. I. Inc., «Direct Industry,» [En línea]. Available: <https://www.directindustry.es/prod/bionomicind/product-57983-1153837.html>. [Último acceso: 23 Marzo 2020].
- [40] J. Morales-Salas, C. Moreno-Figueroe y J. Mario-Pfann, «Modelo para diseñar y simular sistemas renovables de energía para calentar agua a dos niveles de temperatura,» *Ingeniería Mecánica*, vol. 18, n° 2, pp. 129-138, 2015.

- [41] J. Delgado Martín, F. Vera García y J. García Cascales, «Use of a predictive control to improve the energy efficiency in indoor swimming pools using solar thermal energy,» *Solar energy*, nº 179, pp. 380-390, 2019.
- [42] C. Isaza Roldan y S. Del Rio Rico, «Study of the homogenization of the water temperature in a heated pool under steady-state conditions to minimize the energy consumption of the heating system,» *Energy Procedia*, nº 57, pp. 2879-2887, 2014.
- [43] U. Diego-Ayala y J. Carrillo-Baeza, «Estudio del comportamiento térmico de agua para uso residencial en tinacos de concreto y polietileno en un clima cálido-subhúmedo,» *Ingeniería investigación y tecnología*, vol. 16, nº 4, pp. 573-583, 2015.
- [44] V. Weatherford y Z. Zhai, «Affordable solar-assisted biogas digesters for cold climates: Experiment, model, verification and analysis,» *Applied Energy*, nº 146, pp. 209-216, 2015.
- [45] A. Colmenar-Santos, J.-L. Bonilla-Gómez, D. Borge-Diez y M. Castro-Gil, «Hybridization of concentrated solar power plants with biogas production systems as an alternative to premiums: The case of Spain,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, nº 47, pp. 186-197, 2015.
- [46] M. Enes Kuyumcu, H. Tutumlu y R. Yumrutas, «Performance of a swimming pool heating system by utilizing waste energy rejected from an ice rink with an energy storage tank,» *Energy Conversion and Management*, nº 121, pp. 349-357, 2016.
- [47] L. E. Moreno Pinduisaca, J. C. Palacios Almache, L. F. Buenaño Moyano y O. B. Barrera Cárdenas, «Diagnóstico energético del sistema de calentamiento de agua en la piscina del Complejo de Natación Carlos Costales de la ciudad de Riobamba. Propuesta de alternativas de solución,» *Ciencia Digital*, vol. 3, nº 2,6, pp. 370-387, 2018.
- [48] L. Rodríguez Trejo, J. M. Medina Flores, A. Maeda Sánchez, Á. Sánchez Rodríguez y P. Yáñez Contreras, «Dimensionamiento hidráulico del sistema

de bombe para el movimiento del fluido de calentamiento del agua en una piscina prototipo,» *Pistas Educativas*, n° 126, pp. 309-319, 2017.

- [49] G. Martínez Laporta, L. Scheneider y N. Nuñez, «Calentamiento de una piscina de pequeña capacidad utilizando una bomba de calor,» *SCIENTIAMERICANA*, vol. 4, n° 2, p. 22, 2017.
- [50] T. Chow, Y. Bai, K. Fong y Z. Lin, «Analysis of a solar assisted heat pump system for indoor swimming pool water and space heating,» *Applied Energy*, n° 100, pp. 309-317, 2012.
- [51] A. Starke, J. Cardemil y S. Colle, «Multi-objective optimization of a solar-assisted heat pump for swimming pool heating using genetic algorithm,» *Applied Thermal Engineering*, n° 142, pp. 118-126, 2018.
- [52] A. Starke, J. Cardemil, R. Escobar y S. Colle, «Thermal analysis of solar-assisted heat pumps for swimming pool heating,» *Revista de la Sociedad Brasileña de Ciencias Mecánicas e Ingeniería*, vol. 39, n° 6, pp. 2289-2306, 2016.
- [53] ast Ingeniería, «ast ingeniería,» [En línea]. Available: <http://www.ast-ingenieria.com/capacidades-soluciones/simulacion-cfd>. [Último acceso: 06 Marzo 2020].
- [54] J. Xaman y M. Gijon-Rivera, *Dinamica de Fluidos Computacional para Ingenieros*, EE.UU: Palibrio, 2015.
- [55] J. L. Foncubierta Blázquez, I. R. Maestre, F. J. González Gallero y P. Álvarez Gómez, «A new practical CFD-based methodology to calculate the evaporation rate in indoor swimming pools,» *Energy and Buildings*, n° 149, pp. 133-141, 2017.
- [56] L. Acuña-Alegria, C. Salinas-Lira, V. Sepulveda-Villaruel, D. Vasco-Calle y R. A. Ananías, «Determinación inversa de la conductividad termica en madera de *Pinus radiata*,» *Maderas. Ciencia y tecnología*, vol. 4, n° 20, pp. 595-610, 2018.

- [57] A. L. Nieto Magdaleno, M. Á. Olivares Robles y J. J. Chanona Pérez, «Análisis de la conductividad térmica efectiva en un generador termoeléctrico segmentado usando Bi₂Te₃ y PbTe,» *Pistas Educativas*, n° 112, pp. 350-366, 2015.
- [58] J. R. Welty, C. E. Wicks y R. E. Wilson, Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa, España: Limusa, 1982.
- [59] R. L. Mott, Mecánica de fluidos, Mexico: Pearson, 2006.
- [60] L. E. Vega Peña y L. R. Rodrigo Gonzales, «Perdidas de presión en tuberías de vapor,» *Ciencias Holguin*, n° 13, p. 10, 2007.
- [61] J. D. Ponce Rocha y G. Martínez Rodríguez, «Determinación experimental de una correlación de transferencia de calor de colectores solares planos,» *Jovenes en la ciencia*, vol. 2, n° 1, pp. 1182-1187, 2016.
- [62] T. Bergman, A. Lavine, F. Incropera y D. Dewitt, Fundamentals of heat and mass transfer, EE.UU.: John Wiley & Sons, 2008.
- [63] E. Cao, Intercambiadores de calor, Buenos Aires, 1983.
- [64] C. Barrera Puigdollers, N. Betoret Valls, M. Castelló Gómez y E. Pérez Esteve, «Aspectos básicos relacionados con el funcionamiento de una caldera,» 2018. [En línea]. Available: <https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/104064/Barrera%3bBetoret%3bCastell%3b%20-%20Aspectos%20b%3ba%20sicos%20relacionados%20con%20el%20funcionamiento%20de%20una%20caldera.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. [Último acceso: 27 Febrero 2020].
- [65] Lextop, «Steam Calculator,» Google, 2017.
- [66] BOSCH, «Bosch Comercial e industrial,» Bosch, [En línea]. Available: <https://www.bosch-thermotechnology.com/es/es/ocs/comercial-e-industrial/caldera-de-vapor-universal-u-mb-669473-p/>. [Último acceso: 10 05 2020].

- [67] F-Chart Software, «EES,» 2012.
- [68] C. Peña, «Scribid,» [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/doc/168967429/Tablas-Coeficiente-de-Rugosidad>. [Último acceso: 20 06 2020].
- [69] C.-E. Lee, B.-J. Yu, D.-H. Kim y S.-H. Jang, «Analysis of the thermodynamic performance of a waste-heat-recovery boiler with additional water spray onto combustion air stream,» *Applied Thermal Engineering*, n° 135, pp. 197-205, 2018.
- [70] M. Sanz del Amo y R. Patiño Molina, Manual práctico del operador de calderas industriales, España: Paraninfo, 2014.
- [71] M. J. Lapido Rodríguez, D. A. Vidal Moya y J. A. Madrigal Monzón, Funcionamiento y pérdidas en calderas pirotubulares, estudios de casos, Cuba: Universo Sur, 2015.
- [72] J. Domínguez Cerdeira, J. S. Cid, J. Martínez, P. G. Otaola, J. Pequerul, J. Almeida y S. Spirax Sarco, Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes, Madrid: Fundación de la energía de la Comunidad de Madrid, 2013.
- [73] W. Severns, H. Degler y J. Miles, La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases, España: Reverté , 1982.
- [74] B. V. Karlekar y R. M. Desmond, Transferencia de calor, México: McGRAW-HILL, 1995.
- [75] Y. Pysmenny, G. Polupan, I. Carvajal y F. Sánchez, Manual para el calculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aletados, Mexico: Reverté, 2007.

ANEXOS

Tubos para agua, gas y refrigeración

Tubos de Cobre Sin Costura para Agua y Gas

Los tubos de cobre Termomecnica presentan desempeño excelente en la conducción de agua fría y caliente, sistemas de gas y de extinción de incendios, acumuladores de agua caliente, medidores, calentadores solares y otros. Los tubos son producidos según los estándares establecidos por la norma internacional ASTM B88 y B88M. Esta especificación comprende los tubos rígidos y blandos.

PROPIEDADES MECÁNICAS

DESIGNACIÓN DE TEMPLE		DUREZA ROCKWELL		LÍMITE DE RESISTENCIA A TRACCIÓN		PROMEDIO DE TAMAÑO DE GRANO
Estándar	Grado de Dureza	Escala	Valor	ksi	MPa	mm
O50	Recocido	F	55 max.	30	205	0,025 min.
H58	Duro	30T	30 min.	36	250	-

LA NORMA ASTM B88 DETERMINA LOS TIPOS M, L Y K, COMO SIGUE:

TUBO DE COBRE TIPO M - Dimensiones, pesos y presión:

MEDIDA ESTÁNDAR	DIÁMETRO EXTERNO		ESPESOR DE PARED		PESO TEÓRICO		PRESIÓN DE TRABAJO			LARGO		
(in)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(lb/ft)	(kg/m)	H58 (psi)	H58 (MPa)	O50 (psi)	O50 (MPa)	(ft)	(mm)
3/8	0,500	12,70	0,025	0,64	0,145	0,216	761,34	5,25	624,30	4,30	20	6096
1/2	0,625	15,88	0,028	0,71	0,202	0,301	672,29	4,64	551,28	3,80		
3/4	0,875	22,23	0,032	0,81	0,326	0,485	544,16	3,75	446,21	3,08		
1	1,125	28,58	0,035	0,89	0,463	0,689	463,04	3,19	379,69	2,62		
1.1/4	1,375	34,93	0,042	1,07	0,681	1,013	455,30	3,14	373,34	2,57		
1.1/2	1,625	41,28	0,049	1,24	0,933	1,388	446,25	3,08	365,93	2,52		
2	2,125	53,98	0,058	1,47	1,450	2,158	403,63	2,78	330,98	2,28		
2.1/2	2,625	66,68	0,065	1,65	2,016	3,000	366,02	2,52	300,14	2,07		
3	3,125	79,38	0,072	1,83	2,666	3,968	340,53	2,35	279,24	1,93		
3.1/2	3,625	92,08	0,083	2,11	3,567	5,308	338,44	2,33	277,52	1,91		
4	4,125	104,78	0,095	2,41	4,635	6,898	339,73	2,34	278,58	1,92		

TUBO DE COBRE TIPO L - Dimensiones, pesos y presión:

MEDIDA ESTÁNDAR	DIÁMETRO EXTERNO		ESPESOR DE PARED		PESO TEÓRICO		PRESIÓN DE TRABAJO			LARGO		
(in)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(lb/ft)	(kg/m)	H58 (psi)	H58 (MPa)	O50 (psi)	O50 (MPa)	(ft)	(mm)
1/4	0,375	9,53	0,030	0,76	0,125	0,186	1235,05	8,52	1012,74	6,98	20	6096
3/8	0,500	12,70	0,035	0,89	0,197	0,294	1076,41	7,42	882,65	6,09		
1/2	0,625	15,88	0,040	1,02	0,285	0,424	981,73	6,77	805,02	5,55		
5/8	0,750	19,05	0,042	1,07	0,361	0,538	852,68	5,88	699,20	4,82		
3/4	0,875	22,23	0,045	1,14	0,452	0,672	775,34	5,35	635,78	4,38		
1	1,125	28,58	0,050	1,27	0,652	0,970	668,03	4,61	547,78	3,78		
1.1/4	1,375	34,93	0,055	1,40	0,882	1,313	600,37	4,14	492,30	3,39		
1.1/2	1,625	41,28	0,060	1,52	1,135	1,690	550,07	3,79	451,06	3,11		
2	2,125	53,98	0,070	1,78	1,746	2,598	491,06	3,39	402,67	2,78		
2.1/2	2,625	66,68	0,080	2,03	2,466	3,669	452,42	3,12	370,98	2,56		
3	3,125	79,38	0,090	2,29	3,317	4,936	428,15	2,95	351,08	2,42		
3.1/2	3,625	92,08	0,100	2,54	4,273	6,359	408,97	2,82	335,36	2,31		
4	4,125	104,78	0,110	2,79	5,346	7,966	394,47	2,72	323,46	2,23		