



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Maestría

Diseño de un intercambiador de calor en el
interior de una losa de concreto

presentada por

Ing. Josafat Leyva Salmerón

como requisito para la obtención del grado
de

**Maestro en Ciencias en Ingeniería
Mecánica**

Director de tesis

Dr. Efraín Simá Moo

Codirector de tesis

Dr. Miguel Ángel Chagolla Aranda

Cuernavaca, Morelos, México. Junio de 2022.



Cuernavaca, Mor., **13/junio/2022**
No. Oficio: DIM/187/2022
Asunto Aceptación de documento de tesis

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del **LEYVA SALMERÓN JOSAFAT**, con número de control M19CE070 , de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis de grado titulado "**DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR EN EL INTERIOR DE UN TECHO DE CONCRETO**" y hemos encontrado que se han atendido todas las observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.

ATENTAMENTE

DR. EFRAÍN SIMÁ MOO
Director De Tesis

DRA. YVONNE CHÁVEZ CHENA
Revisor 1

DR. MIGUEL ÁNGEL CHAGOLLA ARANDA
Codirector De Tesis

DR. JESUS ARCE LANDA
Revisor 2

c.c.p: Departamento de Servicios Escolares
c.c.p: Dr. Carlos Manuel Astorga Zaragoza
c.c.p: Expediente
MAGJ/RMA





Cuernavaca, Mor.,
No. De Oficio:
Asunto:

16/junio/2022
SAC/86/2022
Autorización de
impresión de tesis

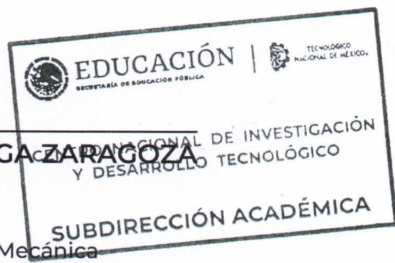
LEYVA SALMERÓN JOSAFAT
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
PRESENTE

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado "DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR EN EL INTERIOR DE UN TECHO DE CONCRETO", ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE
Excelencia en Educación Tecnológica®
"Educación Tecnológica al Servicio de México"

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



C. c. p. Departamento de Ingeniería Mecánica
Departamento de Servicios Escolares

CMAZ/CHG



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira, C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos
Tel. 01 (777) 3627770, ext. 4104, e-mail: acad_cenidet@tecnm.mx tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx





Cuernavaca, Mor., 14/junio/2022

No. Oficio: DIM/189/2022

Asunto: Autorización de impresión de tesis

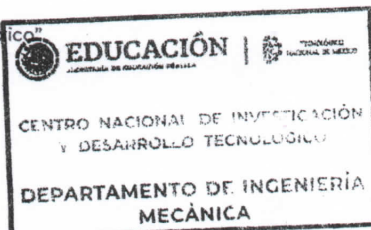
**ING. LEYVA SALMERÓN JOSAFAT
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS EN ING. MECÁNICA
P R E S E N T E.**

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR EN EL INTERIOR DE UN TECHO DE CONCRETO** han informado, que están de acuerdo con el documento presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su documento de tesis.

Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®
"Conocimiento y tecnología al servicio de México"



**DR. MARIO ALEJANDRO GÓMEZ JIMÉNEZ
JEFE DEL DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

C.c.p. Depto. de Servicios Escolares
Expediente
MAGJ/RMA



AGRADECIMIENTOS

A dios por todo lo que me ha dado.

A mis padres, **Josafat y Olivia** por apoyarme incondicionalmente en cada decisión que he tomado en este camino llamado vida. Y también, por transmitirme los valores que me han ido formado como persona.

A mis hermanos **Olivia y Ronald**, por siempre estar conmigo, ayudarme y aconsejarme en cualquier situación.

A mi director de tesis el **Dr. Efraín Simá Moo**, por todo el apoyo académico y personal que me proporcionó a lo largo de la maestría.

Al comité revisor: **Dra. Yvonne Chávez Chena, Jesús Arce Landa y al Dr. Jesús Perfecto Xamán Villaseñor** (Q.E.P.D), por sus siempre acertados consejos y recomendaciones para este trabajo y también por todos los conocimientos que me proporcionaron en cada una de sus asignaturas.

A mis compañeros y amigos de generación tanto los de sistemas térmicos como de diseño mecánico: **Isaac, Hugo, Alejandro y Víctor** que siempre estuvimos ahí para apoyarnos entre nosotros en todo lo relacionado con la escuela y fuera de ella.

A mis amigos: **Luis Guillermo Carreto, Ariel Francisco Y Alexis Mayo**, por todas aquellas asesorías académicas. También por su amistad y todos los momentos de diversión que pasamos dentro de las instalaciones del CENIDET como fuera de ella.
¡MUCHAS GRACIAS!

Al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) por abrirme las puertas y seguirme formando académicamente.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo económico adquirido.

CONTENIDO

	PÁG.
CONTENIDO.....	I
LISTA DE FIGURAS.....	III
LISTA DE TABLAS.....	VI
NOMENCLATURA.....	VII
RESUMEN.....	VIII
ABSTRACT.....	IX
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Antecedentes.....	2
1.2 Estado del arte.....	3
1.2.1 Estudios teóricos.....	3
1.2.2 Estudios experimentales.....	13
1.2.3 Estudios teóricos-experimentales.....	16
1.2.4 Conclusiones del estado del arte.....	19
1.3 Objetivo general.....	19
1.3.1 Objetivos específicos.....	19
1.4 Alcances.....	20
1.5 Productos y beneficios esperados.....	20
1.6 Descripción de los capítulos.....	20
CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO.....	22
2.1 Mecanismos de transferencia de calor.....	23
2.1.1 Conducción.....	23
2.1.2 Convección.....	23
2.1.3 Radiación.....	24
2.2 Generalidades del software comercial ANSYS Fluent®.....	25
2.2.1 Pre-procesamiento.....	26
2.2.2 Procesamiento.....	27
2.2.3 Post-procesamiento.....	27
2.3 Modelo físico y matemático.....	27
2.3.1 Modelo físico de una losa convencional y de una losa con intercambiador de calor en su interior.....	27
2.3.2 Consideraciones para el modelo matemático.....	30
2.3.3 Modelo matemático de la losa con el intercambiador de calor.....	30
2.4 Fundamentos de la ley constructal.....	31
2.5 Eficiencia térmica de un intercambiador de calor.....	32
CAPÍTULO 3. DISEÑO Y PARÁMETROS DE SIMULACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR EMPOTRADO EN LA PARTE MEDIA DE UNA LOSA DE CONCRETO.....	35

3.1 Geometría base.....	36
3.2 Diseño del intercambiador de calor con configuración de tubos paralelos.....	36
3.3 Diseño del intercambiador de calor con configuración tipo serpentín.....	38
3.4 Diseño del intercambiador de calor con configuración tipo colector.....	38
3.5 Diseño de la configuración tipo ICTH con ángulo de ramificación a 45° y 60°.....	39
3.5.1 Intercambiador de calor tipo hoja con ángulo de ramificación a 45°.....	39
3.5.2 Intercambiador de calor tipo hoja con ángulo de ramificación a 60°.....	41
3.6 Parámetros de las simulaciones.....	42
3.6.1 Consideraciones del modelo.....	42
3.6.2 Propiedades termofísicas de los materiales.....	42
3.6.3 Condiciones de frontera.....	42
3.7 Mallado.....	43
CAPÍTULO 4. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	43
4.1 Losa sin intercambiador de calor.....	44
4.2 Losa con intercambiador de calor con configuración tubos paralelos.....	45
4.3 Losa con intercambiador tipo serpentín.....	49
4.4 Losa con intercambiador de calor tipo colector.....	53
4.5 Losa con intercambiador de calor tipo hoja (ICTH) con un ángulo de ramificación a 45°.....	57
4.6 Losa con intercambiador de calor tipo hoja (ICTH) con un ángulo de ramificación a 60°.....	61
4.7 Losa con intercambiador de calor tipo hoja (ICTH) con un ángulo de ramificación a 45° con desviación en sus ramales.....	65
4.8 Eficiencias térmicas de los intercambiadores de calor.....	69
CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	71
5.1 Conclusiones.....	72
5.2 Recomendaciones.....	73
REFERENCIAS.....	74
APÉNDICE A. PROCEDIMIENTO PARA LA GENERACIÓN DE MALLA.....	81
APÉNDICE B. METODOLOGÍA DE LA SIMULACIÓN DE FLUENT.....	88
APÉNDICE C. TEMPERATURA A LA SALIDA DEL FLUIDO DE TRABAJO Y PROPIEDADES DEL AGUA.....	93
APÉNDICE D. CONSTANCIA DE LA PUBLICACIÓN DE UN ARTÍCULO EN CONGRESO.....	95

LISTA DE FIGURAS

	PÁG.
FIG 2.2 Sistema de estudio: a) cavidad en 3d, b) losa acoplada con la cavidad en 3d, c) corte transversal en la parte central de la losa y cavidad	28
FIG. 3.1 Geometría base	36
FIG. 3.2 Distribución de la tubería en la losa	37
FIG. 3.3 Distribución del intercambiador tipo serpentín en el interior de la losa.	38
FIG. 3.4 Distribución del intercambiador de calor tipo colector en la losa.	39
FIG. 3.5 Geometría de diseño del ictH a 45°	41
FIG. 3.6 GEOMETRÍA DE DISEÑO DEL ICTH A 60°	41
FIG.4.1 Resultados de la losa sin intercambiador de calor: a) resultados en 3d de la parte superior de la losa; b) resultados en la parte central de la losa y cavidad; c) resultados en la parte inferior de la losa.....	44
FIG.4.2 resultados en 3d de la parte superior de la losa, configuración tubos paralelos, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor; b) tubos paralelos a 0.12m de separación; c) tubos paralelos a 0.15m de separación; d) tubos paralelos a 0.17m de separación; e) tubos paralelos a 0.26m de separación; f) tubos paralelos a 0.29m de separación.	46
FIG.4.3 Resultados en la parte inferior de la losa, configuración tubos paralelos, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor; b) tubos paralelos a 0.12m de separación; c) tubos paralelos a 0.15m de separación; d) tubos paralelos a 0.17m de separación; e) tubos paralelos a 0.26m de separación; f) tubos paralelos a 0.29m de separación.	47
FIG.4.4 REsultados en la parte central de la losa y cavidad, configuración tubos paralelos, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor; b) tubos paralelos a 0.12m de separación; c) tubos paralelos a 0.15m de separación; d) tubos paralelos a 0.17m de separación; e) tubos paralelos a 0.26m de separación; f) tubos paralelos a 0.29m de separación.	48
FIG.4.5 Resultados en 3d de la parte superior de la losa, configuración tipo serpentín, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.26m de separación; f) caso (6) a 0.29m de separación.	50
FIG.4.6 Resultados en la parte inferior de la losa, configuración tipo serpentín, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.26m de separación; f) caso (6) a 0.29m de separación.	51
FIG.4.7 Resultados en la parte central de la losa y cavidad, configuración tipo serpentín, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor; b) caso (2) 0.12m de separación; c) caso (3) 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) 0.26m de separación; f) caso (6) 0.29m de separación.	52
FIG.4.8 Resultados en 3d de la parte superior de la losa, configuración tipo colector, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.26m de separación; f) caso (6) a 0.29m de separación.	54
FIG.4.9 Resultados en la parte inferior de la losa, configuración tipo colector, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de	

separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.26m de separación; f) caso (6) a 0.29m de separación.	55
FIG.4.10 Resultados en la parte central de la losa y cavidad, configuración tipo colector, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor; b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.26m de separación; f) caso (6) a 0.29m de separación.	56
FIG.4.11 Resultados en 3d de la parte superior de la losa, configuración tipo icht a 45°, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.	58
FIG.4.12 Resultados en la parte inferior de la losa, configuración tipo icht a 45°, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.	59
FIG.4.13 Resultados en la parte central de la losa y cavidad, configuración tipo icht a 45°, velocidad de 0.033m/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.	60
FIG.4.14 Resultados en 3d de la parte superior de la losa, configuración tipo icht a 60°, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.	62
FIG.4.15 Resultados en la parte inferior de la losa, configuración tipo icht a 60°, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.	63
FIG.4.16 Resultados en la parte central de la losa y cavidad, configuración tipo icht a 60°, velocidad de 0.033m/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.	64
FIG.4.17 Resultados en 3d de la parte superior de la losa, configuración tipo icht a 45° con modificación en sus ramales, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.	66
FIG.4.18 Resultados en la parte inferior de la losa, configuración tipo icht a 45° con modificación en sus ramales, velocidad de 0.033m/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.	67
FIG.4.19 Resultados en la parte inferior de la losa, configuración tipo icht a 45° con modificación en sus ramales, velocidad de 0.033m/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.	68
FIG. 4.20 Eficiencia térmica de los intercambiadores de calor.....	70
FIG. A1 Geometría del modelo físico.....	81
FIG. A2 Inserción de meshing en la geometría.	82
FIG. A3 Modificación de physics preference y solver preference.	83

FIG. A4 Inserción de un método de mallado.....	84
FIG. A5 Elección de un método de mallado.....	84
FIG. A6 Generación de malla.....	85
FIG. A7 Resultados de mallado.....	85
FIG. A8 Selección de la opción face.....	86
FIG. A9 Named selection.....	86
FIG. A10 Condiciones de frontera de la geometría del modelo físico.....	87
FIG. B1 Exportación del mallado a fluent.....	88
FIG. B2 Apertura de la ventana de trabajo de fluent.....	89
FIG. B3 Sección general de fluent.....	89
FIG. B4 Activación de la ecuación de la energía y selección de modelo.....	90
FIG. B5 Materiales.....	90
FIG. B6 Métodos de solución y controles de relajación.....	91
FIG. B7 Inicialización en fluent.....	91
FIG. B8 Run calculation.....	92
FIG. D1 Reconocimiento.....	95

LISTA DE TABLAS

	PÁG.
TABLA 3.1. Propiedades termofísicas de los materiales de construcción	42
TABLA 3.2. Condiciones de frontera.....	43
TABLA 3.3. Número de nodos y elementos de las configuraciones de intercambiadores de calor.	44
TABLA 4.1 Resumen de resultados de la losa sin intercambiador de calor	45
TABLA 4.2 Resumen de resultados de la losa con configuración de tubos paralelos.....	49
TABLA 4.3 Resumen de resultados del intercambiador de calor tipo serpentín.....	53
TABLA 4.4 Resumen de resultados del intercambiador de calor tipo colector.	57
TABLA 4.5 Resumen de resultados del intercambiador de calor tipo hoja a 45°.	61
TABLA 4.6 Resumen de resultados del intercambiador de calor tipo hoja a 60°.	65
TABLA 4.7 Resumen de resultados del intercambiador de calor tipo hoja a 45° con desviación en sus ramales	69
TABLA C.1 Intercambiador de calor tipo serpentín.	93
TABLA C.2 Intercambiador de calor tipo colector.	93
TABLA C.3 Intercambiador de calor tipo hoja a 45°.	93
TABLA C.4 Intercambiador de calor tipo hoja a 60°	93
TABLA C.5 Intercambiador de calor tipo hoja a 45° con desviación en sus ramales	93

NOMENCLATURA

Símbolo

C_p	Calor específico (J/kgK)
D	Diámetro de la tubería (m)
E	Separación entre tubo y cavidad (m)
G	Radiación solar (W/m ²)
h	Coefficiente convectivo exterior (W/m ² K)
ICTH	Intercambiador de calor tipo hoja
L_t	Longitud de tubería (m)
\dot{m}	Flujo másico (kg/s)
P	Presión (Pa)
q	Flujo de calor (W/m ²)
Q_{pil}	Flujo de calor en la parte inferior de la losa (W/m ²)
S	Separación entre tubos (m)
T	Temperatura (°C)
T_{psl}	Temperatura en la parte superior de la losa (°C)
T_{pil}	Temperatura en la parte inferior de la losa (°C)
V	Velocidad (s)

Letras Griegas

θ	Ángulo de ramificación (°)
λ	Conductividad térmica (W/mK)
ε	Emitancia (Adimensional)
σ	Constante de Stefan-Boltzman (W/m ² K ²)
ρ	Densidad (kg/m ³)
μ	Viscosidad dinámica (kg/ms)
Π	Eficiencia (Adimensional)

Superíndice

rad	Radiativo
sen	Sensible

Subíndice

cond	Conductivo
conv	Convectivo
rad	Radiativo
Ext	Exterior
int	Interior
in	Intlet (entrada)
out	Outlet (salida)
term	Térmica
w	Agua
wind	Viento

RESUMEN

En este trabajo se presenta un estudio teórico, sobre los resultados obtenidos mediante una serie de simulaciones realizadas a una losa convencional de 0.12m. de espesor sin intercambiador de calor, y a una losa con cinco diferentes tipos de intercambiador de calor que cubre a una cavidad. Los cinco diseños fueron: intercambiador de calor con tubos paralelos, intercambiador de calor tipo serpentín, intercambiador de calor tipo colector. También se realizó un diseño de intercambiador de calor con base a la ley constructal, los intercambiadores diseñados bajo esta ley fueron: intercambiador de calor tipo hoja (ICTH) a 45° en sus ramificaciones y el ICTH a 60° en sus ramificaciones. Estas simulaciones se realizaron en el software comercial ANSYS Fluent®. Para resolver las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía, con base a la técnica numérica de volumen finito. Cada uno de los intercambiadores de calor se realizaron bajo cinco casos de estudio de separación entre tubos, los casos de estudio fueron los siguientes: 1) 0.12m; 2) 0.15m; 3) 0.17m; 4) 0.26m; 5) 0.29m para los intercambiadores de calor con tubos paralelos, serpentín y colector. Para los ICTH fueron: 1) 0.12m; 2) 0.15m; 3) 0.17m; 4) 0.21m y 5) 0.26m. El estudio se realizó con la finalidad de analizar el comportamiento en la distribución de temperaturas en la losa, tanto en su superficie exterior como en la superficie interior que cubre a la cavidad y su capacidad de remover la energía que proviene de la parte superior de la losa que se transmite por conducción, hacía la parte inferior de la losa que cubre a la cavidad. El estudio se realizó manteniendo un flujo másico constante en el fluido de trabajo el cual fue de 0.017kg/s.

Los promedios pesados obtenidos de las simulaciones para una losa convencional sin intercambiador de calor fueron: temperatura en la parte superior de la losa (T_{psl}) 68.22°C, temperatura en la parte inferior de la losa que cubre a la cavidad (T_{pil}) 50.33°C y el flux de calor en la parte inferior de la losa (Q_{pil}) 188.29 W/m². Comparado con el ICTH a 45° con desviación en sus ramales en su caso de estudio (4), sus resultados fueron: T_{psl} de 49.87°C, la T_{pil} de 32.23°C y el Q_{pil} de 2.84W/m². Lo cual indica que la inclusión de un intercambiador de calor en el interior de una losa de concreto logra reducir la temperatura superficial exterior e interior de la losa y también logra más de un 90% de remoción de energía.

ABSTRACT

In this work a theoretic study is presented about the obtained results by a simulation series done to a conventional slab of 0.12m. of thickness with no heat exchanger, and to a slab of five different kinds of heat exchanger with parallel tubes, serpentine heat exchanger, collector heat exchanger.

A heat exchanger design was also made based on the constructal law, the heat exchangers designed under this law were: the leaf heat exchanger (ICTH) 45° on its ramifications and the ICTH on 60° on its ramifications. These simulations were realized on ANSYS software Fluent®. To solve these equations of mass conservation, movement quantity and energy, based on the finite volume method.

Each heat exchanger was realized under 5 study cases of separation among tubes. The study cases were these: 1) 0.12m; 2) 0.15m; 3) 0.17m; 4) 0.26m; 5) 0.29m for the heat exchangers with parallel tubes, serpentine and collector. For the ICTH were: 1) 0.12m; 2) 0.15m; 3) 0.17m; 4) 0.21m and 5) 0.26m. The study was realized to analyse the temperature distribution behaviour in the slab, like in the exterior Surface like in the interior Surface that covers the cavity and its capacity to remove the energy that provides the superior part of the slab that's transmitted by conduction, to the inferior part of the slab that covers the cavity. The study was realized maintaining the constant mass flow in the work fluid of work which was 0.017kg/s.

The average obtained temperatures of the conventional slab with no heat exchanger were: the superior slab part temperature (T_{psl}) 68.22°C the inferior part slab temperature that covers the cavity (T_{pil}) 50.33°C and the heat flux in the inferior slab part (Q_{pil}) 188.29 W/m².

Compared with the ICTH to 45° with a deviation on its branches on the study case (4), its results were: T_{PSL} of 49.87°C, the T_{PIL} of 32.23°C and the Q_{PIL} of 2.84W/m².

Which indicates the inclusion of a heat exchanger inside of a concrete slab reduces the external temperature and internal of the slab and it also removes more than 90% of the energy.

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se hace una reseña del problema a resolver. Primero se define y se mencionan algunos de los tipos de tecnologías pasivas de climatización. Por otra parte, se presentan los trabajos previos que se han llevado a cabo durante la revisión bibliográfica que se encuentran reportados en la literatura. Así como los objetivos de este trabajo, los alcances, los productos y beneficios que se esperan obtener.

1.1 Antecedentes

El sector energético ha desempeñado un papel importante a través de los años en el desarrollo de la humanidad debido a que la energía es indispensable para realizar nuestras actividades cotidianas. Según la agencia internacional de energía en 2014 la producción mundial anual de energía primaria fue del 31.4 % proveniente del crudo, 28.8 % carbón y sus derivados, 21.3 % gas natural, 4.8 % nucleenergía y 13.7 % de renovables (*World Energy Balances,2015*).

En la actualidad el alto consumo de energías derivadas de origen fósil, ha generado problemas de contaminación, tal como calentamiento global y consecuente el cambio climático. Este consumo energético indiscriminado ha venido en aumento en las últimas décadas, provocando un deterioro ambiental preocupante, por lo que hoy en día se buscan otras alternativas, como uso de energías renovables con el fin de disminuir la emisión gases de efecto invernadero y en conjunto también hacer más eficiente el ahorro energético en los sectores, industriales, de transporte, agricultura y residenciales, para disminuir el impacto negativo de la problemática mencionada.

La comunidad científica internacional se ha enfocado en la búsqueda de nuevas tecnologías para la generación de energía, ahorro y uso eficiente de la misma, entre las cuales se encuentra energía solar, eólica, mareomotriz, geotérmica, arquitectura bioclimática entre otras, en particular la energía solar se puede aprovechar de dos maneras distintas, de forma activa y pasiva, en esta última se busca implementar técnicas dirigidas al aprovechamiento de manera directa. Para el sector residencial, la energía solar y la arquitectura bioclimática están ligadas entre sí. La arquitectura bioclimática comprende chimeneas solares, muros trombe, sistemas pasivos de sombreado, los techos y fachadas verdes.

En una edificación los envolventes tales como los techos, muros y ventanas juegan un papel muy importante en el confort térmico, debido a que interactúan de manera directa con el medio ambiente y provocan ganancias o pérdidas de energía. Se estima que un techo recibe el doble de radiación solar que las paredes, por esto, su estudio puede proporcionar soluciones avanzadas para el ahorro de energía.

Para este trabajo de tesis de maestría, se diseñó y simuló una serie de geometrías de diferentes configuraciones de intercambiadores de calor comúnmente reportados en la literatura, y la propuesta de un nuevo diseño geométrico de un intercambiador de calor, con base a los conceptos de la ley constructal, buscando que la configuración seleccionada obtenga una mejor transferencia de energía y la menor caída presión posible para empotrarlo en la parte media de la una losa de concreto. Al interior del intercambiador de calor circula un fluido de trabajo (agua) el cual captura parcialmente la energía que pase a través del concreto, para reducir la energía hacia el interior de una cavidad, además se pretende cuantificar la cantidad de energía por m² removida del techo.

1.2 Estado del arte

A continuación, se presentan los estudios relacionados con el tema de interés que fueron encontrados durante la revisión bibliográfica, los cuales fueron estudios teóricos, experimentales y teórico-experimentales.

1.2.1 Estudios teóricos

Bejan (2002) realizó un estudio teórico cuyo objetivo fue describir el diseño de un intercambiador de calor a contraflujo. El diseño se realizó con base en la ley constructal, la cual toma ventaja máxima de la alta densidad de transferencia de calor debido al uso de canales elementales o ramificaciones a pequeña escala en régimen con flujo laminar. La parte fundamental de este tipo de diseño es que se asemejó al de dos copas de árbol unidas, los canales elementales más pequeños de los cuales la mayoría se llenaron de un volumen distribuido en el intercambiador de calor. Esta característica le dio al canal la habilidad para transferir calor por cada unidad volumétrica. El resto del diseño su propósito fue el de organizar y conectar los ramales para que se llenaran de forma efectiva del volumen del intercambiador de calor. Los objetivos de utilizar este diseño fueron 2: (1) utilizar la cantidad mínima de bombeo y (2) el máximo contacto térmico entre las corrientes del fluido frío y el fluido caliente. Concluyó que la densidad máxima de transferencia de calor en el diseño propuesto fue debido a 2 efectos: (1) la eliminación de la resistencia longitudinal del flujo térmico y (2) la duplicación del coeficiente de transferencia de calor.

Rubio et al. (2008) realizaron un estudio numérico, tanto térmico como hidrodinámico de dos disipadores de calor tipo microcanal recto, fabricados en una base de substrato de silicio. El primer diseño del disipador de calor presentó un valor de diámetro constante a lo largo del disipador de calor. En el segundo diseño aplicaron los conceptos de la ley constructal, donde el diámetro del microcanal iba decreciendo conforme iba avanzando en su trayectoria. El substrato tenía las siguientes dimensiones 10mm x 1.680mm x 0.4mm y el diámetro de entrada de los microcanales era de 0.1048mm. Para el mallado utilizaron un tipo de malla estructurada con elementos hexaédricos regulares, obtuvieron un total de 104,700,000 elementos. Las simulaciones las realizaron en ANSYS Fluent®. Bajo las siguientes condiciones: análisis en 3D, estado permanente, flujo laminar, transferencia de energía por radiación despreciables y agua como fluido de trabajo. Las condiciones de frontera que utilizaron fueron: temperatura de entrada= 293K, flujo volumétrico de 1.277cm³/s, flujo de calor de 34.6W/cm² y una presión de salida de 0Pa. Los resultados mostraron que el segundo diseño arrojó una menor temperatura a lo largo de disipador en comparación del primer diseño, debido a que las reducciones de diámetro a lo largo del microcanal provocaron que el fluido de trabajo adquiriera una mayor velocidad lo cual aumentaba el coeficiente convectivo de transferencia de calor, sin embargo, al aumentar la velocidad del fluido de trabajo también aumento la caída de presión, puesto que aumento el coeficiente de fricción al tener una mayor velocidad y una reducción de diámetro. Los autores concluyeron que, para disminuir el efecto del coeficiente de fricción, se puede repartir la cantidad

de materia en una serie de canales con diámetros similares, en forma de ramificaciones o bifurcaciones.

Ghaedamini et al. (2010) realizaron un estudio teórico sobre los efectos de la esbeltez (S_v), número de Reynolds (Re) y el ángulo de bifurcación (θ) en la caída de presión y la uniformidad del flujo, en configuraciones arbóreas para dispositivos electrónicos de cómputo. Elaboraron un código, donde emplearon la técnica numérica de volumen finito para la solución de las ecuaciones gobernantes e hicieron el análisis para tres diferentes S_v de 8; 16; 24, tres valores distintos Re de 20; 200; 700, y diferentes ángulos de bifurcación que iban desde los 30° hasta los 180° , En el apartado del mallado realizaron varias pruebas de refinamiento que iban desde los 500,000 elementos hasta el 1,000,000 de elementos. Para la solución de análisis hicieron las siguientes consideraciones: flujo laminar, estado permanente, agua como fluido de trabajo, temperatura de entrada del agua a 300K y propiedades el agua constante, para una longitud externa de la red de tubería de 20mm. Los resultados mostraron que conforme se va incrementando el ángulo de bifurcación se formaban estancamientos, los cuales ayudaban a la disminución de la caída de presión, conforme el Re tenía un menor valor se producían mayores estancamientos y se producía una mejora en la distribución del flujo. Concluyeron que, al incrementar la S_v , la caída de presión local disminuía y en configuraciones completamente esbeltas el efecto de la caída de presión en el ángulo de bifurcación no tuvo un efecto significativo. El ángulo de bifurcación tomó una gran relevancia cuando el Re era de 700 ya que no se formaron los estancamientos necesarios para disminuir la caída de presión, también tomó relevancia cuando la S_v tenía un valor menor a 10 ya que la caída de presión si presentaba efectos significativos. En el aspecto de la uniformidad del flujo concluyeron que este efecto se logra cuando se tiene un Re bajo, un mayor ángulo de bifurcación y un valor elevado de S_v .

Ojeda & Méndez, (2011) realizaron un estudio teórico modelando una red de tuberías donde el fluido de trabajo era agua, dicha red se basó en el diseño de la ley constructal, para un colector solar en forma de disco, para enfriar un volumen de agua, el cual recibe una cantidad de calor, modelaron dos tipos de construcciones de ramificaciones: (1) En el primer arreglo la red tiene múltiples ramificaciones transportando el fluido desde el centro hacia la periferia del disco, (2) El segundo arreglo la red se diseñó bajo el concepto de dicotomía el cual quiere decir que la red se ramifica en dos tubos de menor diámetro. En este arreglo buscaron que el valor de la resistencia térmica fuera mínimo con el valor óptimo de la potencia de bombeo. Los resultados mostraron que, considerando la dicotomía para la red de tuberías, el mínimo de tubos iniciales (n_0) debe ser $n_0=3$, ya que con este valor se obtuvo una resistencia menor al flujo térmico.

Lorenzini et al. (2012) realizaron un estudio teórico, donde analizaron el desempeño del diseño de una configuración con base a la ley constructal, dicha configuración tenía forma de X, elaborada con un material de alta conductividad, e incrustada en un cuerpo de baja conductividad que generaba calor de manera uniforme. Calcularon la temperatura máxima adimensional y realizaron la comparación entre la configuración en forma de X con la configuración en forma de

I. Realizaron un código propio en Matlab, empleando la técnica numérica de elemento finito para la solución de las ecuaciones diferenciales parciales. En el mallado utilizaron un tipo de malla no uniforme con elementos tetraédricos, donde el tamaño y el número de elementos varió de acuerdo con la configuración utilizando de 20,000 a 50,000 elementos. Realizaron tres tipos de configuraciones tipo X con tres diferentes valores de conductividad (kp) de 30; 100 y 300 y tres diferentes relaciones de aspecto (Li/L0) de 0.79; 1.01 y 1.13, bajo las siguientes consideraciones: análisis en 2D, estado permanente, flujo laminar, superficies laterales aisladas. Los resultados mostraron que conforme el material de alta conductividad de la configuración tipo X tuviera un valor elevado y una relación de aspecto alta, la temperatura máxima adimensional en la superficie del cuerpo donde esta incrustado el material tipo X iba decreciendo. La comparación que realizaron con el trabajo previo demostró que la configuración tipo X tuvo un mejor funcionamiento, comparado con la configuración tipo I hasta en un 51%, debido que había una distribución de temperatura de manera más homogénea en la superficie y el flujo se distribuía de forma uniforme. Como recomendaciones sugirieron que la configuración tipo X todavía puede mejorar su desempeño, como, por ejemplo: con la mejora de los ángulos óptimos entre las vías de alta conductividad y la exploración de espesores y longitudes no uniformes de la configuración tipo X.

Fernández et al. (2014) realizaron un análisis numérico de la transferencia de calor de un piso radiante, la solución se obtuvo mediante la técnica numérica de elemento finito, las consideraciones que tomaron en cuenta los autores para realizar el análisis fueron las siguientes: análisis en 3D, en régimen transitorio y utilizando el software comercial COMSOL. El estudio consistió en la agrupación de 25 estructuras modulares, que formaron un suelo de 3x3 m. y una red de conductos horizontales los cuales conducen el aire hacia el centro, donde se situó un conducto vertical. Sobre este se colocó una red de tuberías de polietileno distribuidos en forma de serpentin, dentro de la red de tubos circuló agua la cual se impulsó a una velocidad de 0.3 m/s y a una temperatura de 15°C. Simularon un ambiente típico de verano con una temperatura de 28°C, una radiación absorbida por el suelo de 50W/m²·K. Los autores hicieron la suposición que el aire de ventilación circuló a una temperatura de 22°C. Los resultados demostraron que la radiación solar incidente hizo que la temperatura del suelo inicialmente este a 25°C, esto quiere decir que hubo un aumento durante los primeros instantes de tiempo. Pero después de 30 minutos el suelo frío comenzó a tomar relevancia hasta que alcanzó una temperatura estacionaria de 24.7°C.

Barbosa & Hernández, (2015) realizaron un estudio teórico con el fin de encontrar y analizar una nueva geometría, que sirviera como patrón de flujo a líquidos refrigerantes, que ayudaran a la disipación de calor en dispositivos electrónicos en especial los procesadores de computadoras de alto rendimiento. El diseño de la geometría fue con base a la información reportada en la literatura, donde se propusieron distintas geometrías en forma de árbol, con base a la ley constructal aplicadas en celdas de combustible de membrana de intercambio protónico. Una vez que seleccionaron una de las geometrías, la redimensionaron a un área de 25cm² y dicha geometría la realizaron en un software CAD. Para el mallado

emplearon el software GAMBIT, el mallado lo realizaron con la geometría importada en 2D, tratando de que se obtuviera una mayor concentración de nodos en la parte interna y después extruyeron la geometría con el mallado hecho para crear una figura en 3D. La simulación lo realizaron con el software Ansys Fluent, donde definieron las condiciones iniciales y de frontera, las cuales fueron: la temperatura del fluido de trabajo el cual fue agua a 25°C, para tres flujos máscicos obtenidos de forma experimental (0.012kg/s, 0.018kg/s, 0.027kg/s), la generación de calor en la parte de la placa fue de 60,000W/m². Los resultados indicaron que la temperatura de la superficie disminuye conforme aumenta el flujo máscico, obteniendo temperaturas de 29.6°C, 29.1°C y 28.9°C, para los flujos máscicos mencionados anteriormente. Por otra parte, se encontró que la superficie en contacto con el procesador se mantuvo muy por debajo de la temperatura de operación máxima de cualquier procesador (85°C).

Tapia & Rubio, (2015) realizaron un estudio teórico sobre la simulación de dos geometrías propuestas, con base a la ley constructal, para utilizarlos como disipadores de calor en dispositivos. Los modelos de geometrías propuestos fueron el modelo uno, consistía de una placa disipadora en cuyo interior estaba distribuidos una serie de cuadrados de 3mm por lado, separados una distancia de 1mm, donde la separación entre cuadrados fungía como un microcanal por donde transitaba el fluido de trabajo; el modelos dos, en la parte superior e inferior, de la placa disipadora, estaba constituida por una serie de cuadrados de 9.5mm y en los costados tanto derecho como izquierdo poseían unos cuadrados diferentes y de menor tamaño (3.8mm y 1mm) a diferentes separaciones. La placa de cobre donde se montaron ambos disipadores tenía las siguientes dimensiones 50mm x 50 mm, el tamaño de la placa disipadora para el modelo uno era de 46.67mm x 46.67mm y para el modelo dos era de 47.01mm x 41.01mm. El mallado lo realizaron con el software comercial ICEM. El modelo uno tenía 125268 elementos y el modelo dos tenía 121,827 elementos. Las simulaciones las realizaron en ANSYS fluent®, bajo las siguientes consideraciones: estado permanente, flujo en una sola fase y propiedades constantes del fluido. Las condiciones de frontera que emplearon fueron: temperatura de entrada de 297K, flujo máscico de 0.02kg/s y un flux de calor de 10kW/m². Los resultados de la distribución de temperatura mostraron que ambos modelos presentaron puntos calientes en las esquinas de la placa de cobre, sin embargo, el modelo dos obtuvo una distribución de temperaturas de manera más uniforme, porque hay una mejor distribución del flujo a lo largo del disipador. Los resultados de la caída de presión demostraron que el modelo dos obtuvo una menor caída de presión, debido a que tenía menores perdidas por fricción debido a las uniones de los microcanales. Los valores de la caída de presión fueron los siguientes: modelo uno 395 kPa y modelo dos 92.4kPa. Los autores concluyeron que, si bien la distribución de temperaturas no fue la mejor debido a los puntos calientes en las esquinas, pudieron encontrar en el modelo dos un diseño que mostró menos oposición al flujo con respecto al modelo uno.

Nava & Hernández, (2016) realizaron un estudio teórico sobre la simulación en ANSYS fluent® de dos distribuidores de flujo con base en la ley constructal, con el fin de observar los perfiles de distribución y la caída de presión. Los distribuidores

de flujo tenían una forma geométrica similar a los vasos sanguíneos. Las geometrías se realizaron bajo las siguientes consideraciones: ambas geometrías tenían una entrada de 12.7mm de diámetro y ocho salidas de manera simétrica. La geometría del distribuidor 1 se diseñó con base al número ϕ el cual tenía un valor de diseño aproximado de 1.6183. El distribuidor 2 se diseñó con base a la ley alométrica (ζ) la cual tenía un valor de diseño aproximado de 1.2599. Los valores de diseño de ϕ y ζ , sirvieron para la determinación de los diámetros y la longitud de cada nivel de bifurcación para cada distribuidor. Por lo tanto, el distribuidor 2 al tener un valor de diseño menor, sus diámetros y las longitudes de los niveles de bifurcación eran mayores que las del distribuidor 1. El tipo de mallado que utilizaron fue el automático que tiene predeterminado el software, el distribuidor 1 obtuvo 345,445 elementos y el distribuidor 2, 473,159 elementos. Las simulaciones las realizaron con las siguientes consideraciones para los dos casos: análisis en 3D, estado permanente, fluido incompresible, efecto de la gravedad en sentido del flujo de entrada, agua como fluido de trabajo. Las condiciones de frontera que utilizaron fueron las siguientes: temperatura de entrada de 300K, velocidad inicial de 0.08m/s. Los resultados mostraron que el distribuidor 1, otorgó una mayor velocidad entre las bifurcaciones y en las salidas había una mejor proporción de flujos máxicos, debido a que sus diámetros de bifurcación eran más pequeños y por lo tanto había una mejor distribución del flujo con respecto al distribuidor 2. En el distribuidor 2 no había una correcta distribución del flujo, sobre todo en las zonas centrales de los conductos de salida incluso en algunas zonas no se presentaba flujo. Sin embargo, los resultados de la caída de presión fueron los siguientes: distribuidor 1, 156.24 Pa y distribuidor 2, 5.78 Pa, siendo el distribuidor que presentó menor caída de presión, ya que sus diámetros de bifurcación eran de un tamaño menor y por lo tanto había una menor velocidad entre las bifurcaciones. Los autores concluyeron que al momento de realizar la elección sobre que distribuidor seleccionar. Eligieron el distribuidor que arrojó una menor caída de presión, a pesar de no contar con una buena distribución del flujo, ya que el distribuidor 2 presentó una menor resistencia al flujo.

Román, (2017) realizó un estudio numérico de la transferencia de calor por conducción- convección en un techo compuesto de concreto con tubos de calor. Realizó la simulación numérica en 2D, para las configuraciones de techo convencional y techo compuesto con tubo de calor, consideró tres valores distintos de número de Reynolds (100,350 y 600) y tres recubrimientos distintos (blanco, gris y negro). Las configuraciones TC1 (aire) y TC2 (agua), los cuales contribuyeron a la reducción flujo de calor sobre la superficie interior de la componente ya que los valores de porcentaje de disminución para la configuración TC1 son en promedio de 90.6% y para la configuración TC2 hay un porcentaje promedio de disminución de 86.8% respecto a la configuración de techo convencional. Para la configuración TC1, sí hubo un efecto significativo en la variación del valor del número de Reynolds, pero no para la configuración TC2, ya que el valor de flujo de calor sobre la superficie interior de la componente en general no varió significativamente con este parámetro. Se notó que hubo un aumento del flujo de calor al cambiar el recubrimiento, de blanco a gris y negro. Se mostró de manera general, que para las configuraciones TC1 y TC2, existió un aumento de calor útil, tanto al incrementar el valor del número

de Reynolds como también al cambiar de recubrimiento gris y negro.

Muñoz *et al.* (2017) realizaron la simulación de dos disipadores de calor para tarjetas de video, la primera simulación fue un disipador comercial de la marca ALPHACOOL modelo NVIDIA GTX980 y la segunda simulación fue un disipador con una geometría propuesta por ellos, con base a la ley constructal, la cual tenía forma de copo de nieve. Las dimensiones de ambas geometrías eran 190mm de largo, 127mm de ancho y 6mm de espesor de una placa de cobre, ambas geometrías se realizaron en el software SolidWorks. El mallado de ambas geometrías se realizaron en el software GAMBIT, utilizaron tetraedros en las regiones sólidas y hexaedros en las regiones líquidas. Obtuvieron 19 millones de elementos en el disipador de calor propuesto y 22 millones de elementos en el disipador de calor comercial. Las simulaciones se realizaron con el software ANSYS Fluent®, con las siguientes condiciones iniciales y de frontera: un flux de calor de la tarjeta de video de $150,000\text{W}/\text{m}^2$ y $10,000\text{W}/\text{m}^2$ estos datos fueron obtenidos de la tarjeta de video comercial, un flujo másico de $0.02\text{kg}/\text{s}$ obtenido de forma experimental. Los resultados obtenidos indicaron que en la configuración propuesta (copo de nieve), el rango de la distribución de temperatura oscilaba entre 33°C y 38°C , mientras que en el disipador comercial los rangos de la distribución de temperatura fueron entre los 41°C y 59°C . Concluyeron que la geometría propuesta con base a la ley constructal (copo de nieve) proporcionaba un mejor rendimiento, debido a la forma de la geometría la cual tenía una mayor área de disipación de calor.

Hajmohammadi (2017) realizó un estudio teórico sobre la inclusión de una nueva geometría con forma de la letra griega Ψ , para un intercambiador de calor con base a los conceptos de la ley constructal. Elaboró un código propio, donde utilizó la técnica numérica de elemento finito para un análisis en 2D, comparó los resultados del diseño propuesto con resultados reportados en la literatura de diferentes geometrías que también fueron diseñadas con base a la ley constructal, como: la configuración tipo I, la configuración tipo T, la configuración tipo H, la configuración tipo Y, la configuración tipo X. Para el análisis del problema utilizó una malla no estructurada con elementos tetraédricos, la cual consistió de 45,000 elementos. Realizó varias corridas del código con diferentes tamaños del intercambiador de calor tipo Ψ y seleccionó la configuración que arrojó un valor menor de la temperatura máxima alcanzada ($T_{\text{máx}}$) y el flux de calor máximo ($q_{\text{máx}}$). Los resultados mostraron que el intercambiador con forma de Ψ mostró una mejora con respecto a las geometrías anteriormente mencionadas, por ejemplo, la temperatura máxima que alcanzó el intercambiador tipo Ψ , fue de menor valor en un 82%, 74%, 70%, 45%, 20% a la temperatura máxima de la configuración I, T, Y, X, H, respectivamente. Concluyó que, si bien todas las configuraciones fueron diseñadas bajo los conceptos de la ley constructal, la configuración tipo Ψ poseía una forma geométrica más arbórea lo cual le permitió cubrir una mayor área de superficie con respecto a las otras configuraciones.

Martínez *et al.* (2017) realizaron un estudio teórico sobre el diseño y simulación de un intercambiador de calor para una cocina solar, el diseño del intercambiador fue

con base a los principios y conceptos de la ley constructal, donde compararon los resultados del diseño que propusieron contra dos tipos de configuraciones como: la configuración tipo serpentín y la configuración tipo espiral. Los tres tipos de geometrías y simulaciones se realizaron en el software AutodeskAutocad versión 2015. El diseño propuesto constaba de bifurcaciones y solo una reducción en el diámetro de la red de tubería, las dimensiones del comal donde estaba incrustado el intercambiador de calor eran de 0.25m x 0.25m x 0.35m, el material que utilizaron era cemento para el comal y cobre para la red de tubería. En el mallado utilizaron una malla no estructurada y dependiendo de los resultados iban refinando la malla hasta que no se presentará una gran variación en los resultados. Para la simulación, las consideraciones y condiciones de frontera fueron las siguientes: análisis en 3D, flujo laminar, flujo incompresible, estado permanente, aceite como fluido de trabajo, flujo de calor transferido al exterior de -20W, presión manométrica a la salida, flujo másico de 0.01kg/s, temperatura de entrada del fluido de trabajo de 65°C. Los resultados arrojaron, que la configuración tipo serpentín fue la menos eficiente ya que solo logró mantener una temperatura elevada en los primeros tramos de la red de tubería y conforme el fluido de trabajo iba avanzando la temperatura iba disminuyendo y fue la configuración que produjo una mayor caída de presión. En la configuración tipo espiral la distribución de temperatura fue más homogénea que la configuración tipo serpentín, pero en las esquinas del comal el intercambiador de calor no logró que la temperatura se elevara de una forma homogénea y observaron que a medida que el fluido de trabajo avanzaba a lo largo de la red de tubería, iba perdiendo su capacidad de calentar la superficie del comal hasta llegar al centro. La configuración tipo constructal alcanzó una distribución de temperatura de manera más uniforme a lo largo de la superficie del comal, con respecto a las otras dos configuraciones, manteniendo una temperatura mayor, esto se debió a la cantidad de ramificaciones y a los cambios en la reducción de la tubería en el intercambiador de calor. Los resultados promedio de la distribución de temperaturas fueron los siguientes: configuración tipo serpentín de 59.6°C, configuración tipo espiral de 59.8°C, configuración tipo constructal de 60°C. Concluyeron que, aunque el porcentaje de mejora de la configuración constructal con respecto a las otras dos no fue demasiado, el objetivo que se plantearon lo cumplieron ya que se logró una distribución de temperatura homogénea a lo largo de la superficie del comal.

López et al. (2019) realizaron un estudio teórico de dos diferentes simulaciones de un disipador de calor tipo alberca, la primera simulación fue con un diseño topológico con superficie lisa y la segunda simulación fue con unas perforaciones semiesféricas a lo largo del disipador. El estudio consistió en realizar un análisis termohidráulico del efecto que produce la implementación de perforaciones en el disipador de calor. Las dimensiones de ambas geometrías contaban con un área de 37.5mm x 37.5mm, los materiales empleados para la simulación de la geometría fueron cobre para la parte sólida, agua como fluido de trabajo, y uno de los disipadores contaba con perforaciones semiesféricas, dichas perforaciones tenían un diámetro de 2mm y una profundidad de 1mm, ambas geometrías las realizaron en un software CAD. Para el mallado y la simulación se utilizó el software ANSYS Fluent, donde establecieron las condiciones iniciales y de frontera que fueron: un flux de calor constante de 142,000W/m², un flujo másico de 7.6g/s, temperatura de

entrada del fluido de trabajo de 298K y a la salida de cada disipador impusieron una condición de presión atmosférica. Los resultados mostraron que el disipador de calor con perforaciones tenía un efecto de vorticidad lo cual desestabilizaba el fluido. De esta forma concluyeron que la profundidad de las perforaciones semiesféricas no era la óptima, debido a que el fluido tendía a estacionarse y no contribuía a la transferencia de energía, sin embargo, el disipador con perforaciones presentó menos caída de presión (3.012Kpa) respecto al disipador con superficie lisa (3.116Kpa).

Vázquez et al. (2019) realizaron un estudio teórico del comportamiento termo hidrodinámico de una nueva propuesta de diseño de disipadores de calor, para equipos de cómputo. El estudio se realizó con base en una simulación numérica de un disipador tipo alberca con y sin relieves. La simulación se realizó utilizando el software ANSYS Fluent. El disipador tenía una geometría cuadrada de 37.5mm x 37.5mm y utilizando cobre para la parte sólida y agua como fluido de trabajo. Las condiciones iniciales y de frontera fueron: un flux de calor constante de 142,000W/m², un flujo másico de 7.6g/s, temperatura de entrada del fluido de trabajo de 298K. Los resultados de las simulaciones mostraron que el disipador de calor tipo alberca sin relieves alcanzó una temperatura máxima de 332K y mientras que el disipador de calor tipo alberca con relieves alcanzó una temperatura máxima de 330K. Llegaron a la conclusión que el aumento del área de transferencia de calor con los relieves, ayudó a la remoción de calor, sin embargo los resultados de presión mostraron que para el disipador sin relieves fue de 3011.86Pa y para el disipador con relieves fue de 3030.40Pa dando una diferencia de presión del 0.6% indicando que se requiere una mayor potencia de bombeo para llevar a cabo el proceso de transferencia de calor sin afectar el flujo másico.

Mosa et al. (2019)^a realizaron un estudio teórico de la simulación numérica sobre el diseño de paneles radiantes de enfriamiento mediante el software comercial COMSOL. Los diseños de las geometrías para los paneles radiantes fueron los siguientes, el primer diseño fue una red de tubería con forma de serpentín y el segundo diseño fue una red de tubería en forma de colector con base a los principios de la ley constructal. Las geometrías de ambos diseños estaban compuestas por una placa de aluminio, ambas redes de tubería eran de cobre las cuales estaban montadas sobre la placa, por último, estaba cubiertas por un material aislante estos 3 elementos conformaban el panel radiante. Los datos que utilizaron para la simulación fueron: temperatura ambiente de 24°C, temperatura interior de 15°C, emisividad de 0.9 y un flujo másico de 0.004kg/s. Las primeras simulaciones que realizaron fue con la configuración de serpentín con seis diferentes relaciones de aspecto (W/L), con diferente número de curvas (S) cada una, las relaciones de aspecto fueron las siguientes: (1) W/L=2.79, S=12, (2) W/L=2.17, S=10, (3) W/L=1.58 S=8, (4) W/L=1.05 S=6, (5) W/L=0.6 S=4, (6) W/L=0.24 S=2. Los resultados de estas simulaciones mostraron que esta configuración era poco eficaz, pese que había una mejor distribución de temperatura en la placa mermaba la capacidad de enfriamiento del panel. Llegaron a la conclusión que a menor W/L, hay una menor caída de presión en la red de tubería y a mayor relación de aspecto, hay una mejora en la capacidad de enfriamiento del panel, pero aumenta la caída

de presión, debido a un mayor número de S aumentado la longitud total de la red de la tubería. Posteriormente, realizaron las simulaciones de la configuración con forma de colector, la cual consistió en que el diámetro del cabezal de entrada y del cabezal de salida fueran del mismo diámetro, y los tubos paralelos que conectaban a ambos cabezales fueran de un diámetro inferior. Las simulaciones se realizaron bajo las mismas condiciones mencionadas anteriormente y con cinco diferentes W/L y distintos números de tubos (Nt) los cuales fueron: (1) W/L=2.79 Nt=4, (2) W/L=1.58 Nt=6, (3) W/L=1.05 Nt= 7, (4) W/L=0.6 Nt=9, (5) W/L=0.24 Nt=15. Los resultados demostraron que la configuración tipo colector tiene un mejor rendimiento y la caída de presión es menor en comparación con la geometría tipo serpentín, por lo tanto, se requiere una menor potencia de bombeo.

Mosa et al. (2019)^b realizaron un estudio teórico sobre la simulación de tres tipos de intercambiadores de calor para el enfriamiento de un panel radiante utilizando el software COMSOL, el cual está programado con base a la técnica numérica de elemento finito. Los tres tipos de geometría fueron: 1.- Tipo serpentín; 2.- Tipo colector; 3.- Tipo resistencias en paralelo. Estas geometrías fueron simuladas en dos grupos A y B. El grupo A consistió en que la entrada y la salida de los intercambiadores de calor estuvieran en lados opuestos del panel y en la configuración tipo serpentín la red de tubería tenía el mismo diámetro. El grupo B consistió en que los 3 tipos de geometría fueran modificados con base a los conceptos de la ley constructal, donde los intercambiadores tenían una entrada y dos salidas que estaban ubicadas del mismo lado del panel. Las condiciones de frontera y las consideraciones para la realización de las simulaciones fueron las siguientes: análisis en 3D, flujo laminar, flujo compresible, número de Prandtl (Pr) constante para agua de 7.56, cobre como material de las redes de tubería, agua como fluido de trabajo, temperatura de entrada del fluido de trabajo de 15°C, para dos números de Reynolds (Re) 500 y 1500, temperatura interna de 24°C, las paredes estaban completamente aisladas. Los resultados de las simulaciones mostraron que con el Re de 1500 se obtuvo una mejora en cuanto al enfriamiento del panel radiante y una mejor distribución de temperatura en la superficie del panel, sin embargo, la caída de presión fue mayor y por lo tanto se requería una mayor potencia de bombeo con respecto a las simulaciones con un Re de 500. Las configuraciones del grupo B de forma general fueron las que ofrecieron un mejor rendimiento en los siguientes parámetros: temperatura promedio del panel, calor absorbido, caída de presión, potencia de bombeo requerida, esto se debió a su diseño el cual permitía una distribución más uniforme del flujo en la red de tubería de las tres configuraciones, Para finalizar la configuración que presentó un mejor rendimiento fue la del tipo colector del grupo B en todos los puntos mencionados anteriormente.

Nava & Luviano, (2019) realizaron un estudio teórico sobre tres diferentes distribuidores de flujo diseñados con base a la ley constructal. Los distribuidores fueron los siguientes: a) distribuidor constructal ramificado (DCR); b) distribuidor constructal semicircular (DCSC); c) distribuidor constructal curvo recto (DCCR). Estos distribuidores de flujo se emplearon en seis diferentes disipadores de calor: a) X; b) T; c) N; d) C; e) E; f) P. La geometría del disipador se tomó de uno tipo

comercial que tenía las siguientes dimensiones 37.5mm x 37.5mm y 3mm de espesor. Los microcanales de los disipadores de calor variaban entre 1mm y 1.5mm de ancho, 0.5mm de ancho de aleta. El material del sólido donde se alojó el disipador de calor era de cobre. En el mallado utilizaron elementos tetraédricos tanto para el sólido como para el fluido, obtuvieron un total de 409 650 elementos. Las simulaciones se realizaron en ANSYS fluent® con las siguientes consideraciones: análisis en 3D, estado permanente, agua como fluido de trabajo, propiedades constantes, efecto de la gravedad despreciable. Con las siguientes condiciones de frontera: Temperatura de entrada de 298K, flujo másico de 7.6g/s, presión de salida de 0Pa, flux de calor de 200W/m². Los resultados demostraron que la diferencia de caída de presión entre el disipador tipo P y el tipo T que obtuvieron un resultado menor fue de 1.462 kPa, siendo el tipo P el que presentó una menor caída de presión. Los resultados de la temperatura promedio en la superficie del disipador de calor fue prácticamente la misma entre los disipadores (X, T, N, C y E) obtuvieron una diferencia de temperatura máxima de 0.3°C entre ellos, con excepción del tipo P, que obtuvo una diferencia de temperatura con respecto a los otros cinco de 9°C aproximadamente, la cual estuvo muy por encima, debido a que el ancho de sus microcanales era de mayor tamaño. Los autores concluyeron que cualquiera de los distribuidores X, T, N, C, y E conjunto con el distribuidor de flujo DCCR. Son los óptimos para la remoción de energía ya que presentaron las temperaturas más bajas (36°C) en la superficie del disipador y la diferencia de la caída de presión con respecto al disipador tipo P no fue demasiada.

Samal et al. (2019) realizaron una serie de simulaciones numéricas, sobre la transferencia de calor de seis diferentes diseños de intercambiadores de calor, empotrados en el interior de un plato sólido, que era calentado con un flux de calor constante, diseñados bajo los conceptos de la ley constructal. Los seis intercambiadores de calor fueron: a) forma triangular; b) forma de mancuernas; c) forma de diamante; d) forma tipo H; e) forma de lóbulos; f) formar de trébol. Las dimensiones del plato eran de 1m x 1m x 0.1m, el diámetro de la tubería era constante de 0.01m. El mallado fue no estructurado con elementos tetraédricos, obtuvieron 1,000,000 de elementos para cada caso de simulación. Las simulaciones las realizaron en el software comercial ANSYS fluent® versión 2016, con las siguientes consideraciones para el modelo: análisis en 3D, flujo laminar, estado permanente, agua como fluido de trabajo. Las condiciones de frontera utilizadas fueron: temperatura de entrada de 293K, flux de calor de 200W/m², cuatro diferentes números de Reynolds: 99.8, 998.2, 1497, 1996. Los resultados de la temperatura adimensional de los casos 1 al caso 6 fueron las siguientes: 34.5, 34.0, 31.83, 36.83, 35.33, 35.5 respectivamente. La configuración tipo diamante fue la que menor temperatura adimensional presentó, debido a su forma geométrica que abarcaba una mayor superficie del plato. Los autores concluyeron que la temperatura adimensional disminuye de acuerdo con la longitud de la tubería, encontraron que la configuración tipo diamante fue la mejor opción con respecto a las otras cinco, ya que arrojó una temperatura adimensional menor.

1.2.2 Estudios experimentales

Da Silva & Bejan, (2006) realizaron un estudio experimental del comportamiento hidráulico y térmico de un intercambiador de calor dendrítico de contraflujo, donde la arquitectura del intercambiador de calor era en forma de árbol y cubría el cuerpo en forma de disco y el fluido de trabajo era agua del grifo. Probaron dos diseños de intercambiadores de calor: 1.- núcleo de plexiglás asistido por un distribuidor periférico, 2.- núcleo de aluminio con entradas / salidas periféricas individuales. En ambos diseños, se bombeó fluido caliente desde el centro hacia la periferia, y se bombeó fluido frío desde la periferia hacia el centro. El fluido entró y salió del intercambiador de calor como una sola corriente. Se obtuvieron resultados para varios valores del caudal volumétrico total (V_{tot}), la temperatura máxima (T_{max}), la temperatura para el fluido caliente (T_{hot}) y la temperatura para el fluido frío (T_{cold}). Los resultados experimentales para el primer diseño mostraron que el uso de un colector periférico para recoger o distribuir el fluido de trabajo a la estructura en forma de árbol, genera asimetrías de flujo indeseables en los canales que alcanzan la periferia. Los canales periféricos que rodean una de las 6 entradas / salidas ubicadas en el colector a cada lado del intercambiador de calor tienen más probabilidades de ser utilizados como vías de flujo por el fluido entrante / saliente. Tal comportamiento está de acuerdo con la ley constructal, que predice que la ruta de menor resistencia al flujo será generada y utilizada. Además, los resultados de transferencia de calor para el primer diseño mostraron ciertas variaciones atribuidas a la baja conductividad del núcleo de plexiglás. Para el segundo diseño de intercambiador de calor los resultados hidráulicos experimentales mostraron que el uso de entradas y salidas individuales para cada canal que alcanza la periferia reduce la asimetría de flujo. Y realizaron un descubrimiento más el cual fue el efecto del caudal total sobre el caudal a través de bifurcaciones asimétricas. Los resultados experimentales mostraron que a medida que aumenta la tasa de flujo total, las tasas de flujo no se dividen en partes iguales a través de las ramificaciones asimétricas. Este comportamiento sugirió la existencia de nuevos patrones dendríticos (asimétricos, óptimos) que pueden acomodar flujos rápidos. Los resultados de la transferencia de calor mostraron que las asimetrías en la red de flujo de fluido promueven asimetrías en el campo de temperatura en toda la estructura dendrítica.

Causone et al. (2009) realizaron un estudio experimental sobre la evaluación de los coeficientes de transferencia de calor convectivo (h_c) y radiativo (h_r), en una habitación. La evaluación la realizaron en una cámara de pruebas que simulaba condiciones típicas de ocupación en una oficina o una habitación residencial, empleando paneles radiantes de enfriamiento. Para la determinación de ambos coeficientes consideraron una temperatura de referencia, para el h_r la temperatura de referencia fue la temperatura media ponderada por área (AUST) y la temperatura de referencia para el h_c fue la temperatura del aire en el borde de la capa límite (T_r). La cámara de pruebas tenía una superficie en el techo como en el suelo de 11.61m^2 y una altura interior de 2.56m , la cámara estaba rodeada por otra habitación a una temperatura estable pero no controlada, mientras que el suelo y el techo estaban

en contacto con losas de hormigón, todas las paredes estaban aisladas y fueron construidas con los siguientes materiales: 1.- Una capa interna de yeso de 15mm de espesor (paneles radiantes), 2.- placa aislante de 120mm de espesor y 3.- Una capa de yeso de 15mm de espesor. El techo estaba equipado con 8 paneles radiantes con un circuito de agua cada uno, el suelo contaba con los mismos paneles radiantes que el techo y tres de las cuatro paredes contaban con 6 paneles radiantes cada una. Las superficies internas de la cámara se equiparon con 14 sensores PT1000, tres sensores estaban colgados en el centro de la cámara a 0.1m, 1.10m y 1.7m para medir la temperatura del aire y 8 sensores PT100 para medir la temperatura del agua a la entrada y a la salida. Los resultados indicaron un valor de hr de $5.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, el cual puede ser considerado constante, ya que el reportado en la literatura es de $5.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, sin embargo, en el caso del hc el valor es de $4.4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, mientras que en la literatura los valores reportados estaban entre $3.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ a $4.4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, estas variaciones se debieron a la elección de la temperatura de referencia la cual fue más elevada que la temperatura del aire.

Yew et al. (2013) realizaron un estudio experimental de un sistema integrando revestimiento de aislamiento térmico al que se le llamó TIC, con una serie de tubos de aluminio que están instalados en la parte inferior de un techo de metal. En este estudio, las latas de aluminio recicladas se dispusieron en tubos que actúan como una cavidad con aire en movimiento al que se le llamó MAC. El TIC se realizó utilizando pigmento de dióxido de titanio con los desperdicios de cáscara de huevo de pollo, al que se le llamó CES, como bio-material de carga unidos por un aglutinante de resina de poliuretano. Se diseñaron cuatro tipos de techos y se evaluaron. Los trabajos experimentales se llevaron a cabo en el interior de un techo donde la fuente de calor era mediante el uso de bombillas de halógeno, seguido de la comparación de la cubierta y las temperaturas del ático. La temperatura del aire circundante durante la prueba fue de aproximadamente 27.5° C . El techo que incorporó tanto TIC y MAC con la entrada del ático abierta, mostró una mejora significativa con una reducción de hasta 13° C (de 42.4° C a 29.6° C) en la temperatura del ático en comparación con el techo convencional. La diferencia significativa en los resultados se debe a la baja conductividad térmica de la pintura de aislamiento térmico (0.107 W/mK), así como el uso de tubos de aluminio en la cavidad del techo lo cual fue capaz para transferir calor de manera eficiente.

Werbin et al. (2015) realizaron un estudio experimental de un modelo radiante capilar (CRT) combinado con el uso de energía solar fototérmica y la tecnología de almacenamiento térmico de cambio de fase (PCTS), para un día soleado típico de invierno. En la parte experimental se construyó una sala de pruebas que tenía un área de $3.3\text{m} \times 3.6\text{m}$, en el techo de la cámara se colocó una red capilar de propileno, los demás elementos del sistema estaban compuestos por una serie de colectores solares donde se calentaba el agua, un (PCTS) el cual almacenaba el calor transportado por el agua y una bomba de calor de fuente de aire (ASHP), como una fuente de calefacción auxiliar cuando el almacenamiento de calor fuera insuficiente durante la noche, días nublados o lluviosos. Para la medición de la temperatura del aire en el interior de la sala de pruebas, se utilizaron cuatro sondas de termopar tipo T, en el punto medio de las paredes de cada una de las superficies

no calentadas. El experimento lo llevaron a cabo en diciembre del 2013 bajo las condiciones climatológicas de invierno en Xian, China las cuales fueron: temperatura ambiente promedio de 8.9°C, radiación solar máxima de 538W/m² y la temperatura promedio del agua a la salida del colector de 38.5°C. Los resultados que obtuvieron fueron en estado permanente, dichos resultados mostraron que: 1.- La carga térmica promedio que ellos simularon previamente en el software comercial DEST fue de 0.73KW, pero cuando el suministro de agua era entre 36°C y 40°C la carga térmica promedio era alrededor de 1.08KW; 2.- El gradiente de temperatura vertical fue alrededor de 3.2°C; 3.- para el confort térmico interior utilizaron los índices PMV y PPD los cuales sirven para evaluar la sensación térmica general y el grado de insatisfacción térmico. Los valores de PMV y PPD fueron de -0.014 y 5.26% respectivamente, los cuales entraban en el rango de ambiente térmico aceptable clase A (0.2<PMV<+0.2; PPD<6%), 4.- La temperatura interior de la sala de pruebas llego a los 18°C cumpliendo con los estándares de confort.

Su & Zhang, (2015) realizaron un estudio experimental sobre las características de un panel radiante en un techo de concreto. El panel radiante al cual llamaron C-CRCP fue construido en interiores para mantener el entorno estable y evitar el impacto del sol y la lluvia. El C-CRCP se colocó como separador dentro de una cámara que contaba con dos espacios, donde el espacio superior se construyó para representar las escaleras de los edificios. El C-CRCP contaba con dos circuitos de una red de tubería tipo serpentín por separado, cuando los dos circuitos eran abastecidos por agua a baja temperatura, la distancia entre tubos (DL) era de 150mm, si solo se abastecía un circuito la DL era de 300mm. En la instrumentación, se colocaron 12 puntos de medición de temperatura dentro de la losa, 3 sensores de temperatura en cada superficie interior de la pared, 4 sensores en la superficie del piso, 3 sensores en línea vertical que estaban en el centro de la cámara y 3 sensores de temperatura en las entradas y salidas para la medición de la temperatura del agua, tanto de suministro como de retorno. Los resultados que obtuvieron fueron en estado permanente tomando tres parámetros de medición los cuales fueron: Distancia entre tubos (DL) en mm, caudal de agua (Q) en m³/h y un flujo de calor en W, para siete diferentes casos que fueron: (1) DL=150mm, 0.3266 m³/h, 500W; (2) DL=150mm, 0.3349 m³/h, 500W; (3) DL=300mm, 0.2653 m³/h, 520W; (4) DL=150mm, 0.3266 m³/h, 500W; (5) DL=150mm, 0.3450 m³/h, 300W; (6) DL=150mm, 0.34 m³/h, 320W; (7) DL=300mm, 0.1735 m³/h, 340W. Los resultados mostraron que las diferencias entre el agua de suministro y de retorno fue entre 0.7°C a 1.4°C, mientras que la temperatura promedio fue de 1°C esto debido a que el área del C-CRCP era pequeña, las temperaturas del aire en la parte superior, media e inferior para cada uno de los casos fue muy cercana entre ellos, la distribución de temperatura en el C-CRCP consiguió una regularidad para los siete casos cuando las distancias entre tubos eran similares.

Saldaña et al. (2017) hicieron un estudio experimental para medir la temperatura de una placa disipadora de calor, la temperatura a la entrada y a la salida del fluido de trabajo (agua), para dos tipos de disipadores de calor con patrón de flujo no convencional, uno llamado disipador de calor tipo alberca y un disipador con aletas comercial de la marca EK modelo SUPERMACY-EVO. El disipador tipo alberca

estaba constituido por los siguientes materiales: 1.- Placa de acrílico, 2.- Placa disipadora de cobre, 3.- Sujetador de aluminio y 4.- Sello orring. Los materiales del disipador comercial son los reportados por el fabricante. La metodología de medición la realizaron colocando cuatro termopares en un banco de pruebas para monitorear las temperaturas del fluido de trabajo y del disipador de calor. Las pruebas se realizaron con diferentes flujos de calor, el cual se obtenía de un banco de resistencias variable y un flujo másico constante. Los resultados mostraron que el disipador comercial tuvo una mayor capacidad para disipar calor, que el disipador de calor tipo alberca, debido a que el disipador de calor comercial cuenta con aletas las cuales aumentan el área de contacto con el fluido. Por otra parte, el disipador tipo alberca registró una temperatura menor a 80°C para los diferentes flujos de calor, donde el máximo era de 200W, cumpliendo con no rebasar la temperatura máxima de operación, el disipador de calor tipo alberca llegó a 72°C para el flujo de calor antes mencionado.

1.2.3 Estudios teóricos-experimentales

Flores et al. (2006) realizaron un estudio térmico en 2D utilizando el software comercial SIMUSOL para el análisis térmico de un piso radiante como método de calefacción. Mediante un conducto rectangular a la entrada y otro a la salida del piso, fue el encargado de distribuir el aire caliente entre los conductos circulares, la conexión entre conductos fue del tipo paralelo, utilizaron esta conexión ya que proporciona una mayor eficiencia a la hora de transportar el fluido (aire). La realización del prototipo consistió de un modelo de 3m x 2.5m y 2.3m de altura. En el contra piso se colocaron 18 conductos de chapa galvanizada de 7.5 cm. de diámetro separados por 20 cm entre sí para la circulación del aire, por debajo del contra piso esta un canal colector rectangular de 18cm x 24cm a la entrada y otro a la salida, el piso tenía un aislamiento térmico de 30 cm de espesor por debajo y en los laterales se encontraba aislado con 4cm de espesor de poliestireno expandido. En el prototipo el aire que circuló por los conductos se calentó por medio de 2 colectores solares conectados en paralelo, por lo cual se utilizó un tipo de circulación forzada mediante un ventilador axial donde la velocidad del fluido fue de 0.8m/s, la temperatura del fluido fue de 14.8°C, la temperatura ambiente fue de 18.2°C promedio, la temperatura del piso fue de 18°C. La temperatura promedio de la superficie fue de 3.5°C alcanzando una temperatura máxima de 25.2°C.

Hernández & Cardon, (2007) realizaron un estudio teórico experimental sobre un sistema de piso radiante el cual se instaló en el área de la cocina comedor de una vivienda de un área de 24m², el sistema radiante estaba acoplado a 4 colectores solares de placa plana. La tubería del piso radiante fue diseñada en forma de serpentín compuesta por 20 tramos de tubo con una separación de 20cm entre ellos, donde el fluido de trabajo era agua la cual circula por el sistema mediante una motobomba, bajo las condiciones climatológicas de invierno de la ciudad de Belgrano. Para la realización de los cálculos y la determinación de la cantidad de colectores solares necesarios para la calefacción del piso radiante desarrollaron un

código de programación en el lenguaje Visual Basic, dicho código se basó en la realización de balances de energía en estado transitorio con un paso de tiempo de una hora. Los resultados mostraron que el sistema tuvo un buen comportamiento térmico ya que logro elevar 5°C la temperatura superficial del piso en el área instalada, evitando que disminuyera durante el transcurso de la noche.

Betancur, (2012) realizó un estudio teórico experimental de un sistema de recuperación de calor, desechado en los aires húmedos que salen de un secador de frutas por medio de tubos de calor. El sistema de recuperación consistió en un intercambiador de calor con base en tubos de calor, que permite la transferencia eficiente de la energía desechada hacia el refrigerante de una bomba de calor que le confiere su evaporación. El trabajo experimental consistió en caracterizar los tubos de calor previamente construidos, mediante la medición de su resistencia térmica bajo diferentes condiciones de operación, tales como inclinación del tubo respecto la horizontal, temperatura de baño térmico y potencia aplicada. De esta parte experimental se obtuvo una resistencia térmica promedio de 0.02 (K/W) para el intervalo de potencia de 50 a 300W. Con los datos de las resistencias térmicas se dimensionó el recuperador de energía, el banco de tubos, que consta de 90 tubos con 2.54 cm de diámetro externo y una longitud de 5m. En la parte teórica se realizó una simulación en el software COMSOL para simular la transferencia de energía entre aire húmedo y tubos de calor, la cual permitió dimensionar el banco de tubos de calor, predecir la condensación del aire húmedo y evaluar el efecto de la caída de presión a través del banco de tubos. En ASPEN PLUS realizó la simulación del proceso de transferencia de energía de éste a los tubos de calor, el cual fue transferido a un refrigerante en película descendente que hace parte de la bomba de calor para que finalmente entregue el calor recuperado, como precalentamiento de agua en el proceso de secado. La simulación permitió obtener un ahorro energético de 0.34 (kg/h). La última parte del trabajo consistió en la validación experimental del equipo, el cual da un ahorro en combustible GLP de 0.17 (kg/h) con respecto al equipo sin utilizar el sistema de recuperación.

Su et al. (2015) presentaron un estudio numérico-experimental de un sistema de enfriamiento que consiste en un panel de tubos en techo de concreto, llamado C-CRCP por sus siglas en inglés (Concrete ceiling radiant cooling panel), el cual tiene ventajas en confort térmico y ahorro de energía. Este estudio presentó la transferencia de calor y el enfriamiento del panel del techo de concreto radiante. Hicieron un modelo matemático de transferencia de calor en 2D, en estado permanente para el C-CRCP y se resolvió por el método de diferencias finitas. La transferencia de calor por radiación, convección y conducción en el panel de concreto lo resolvieron numéricamente y obtuvieron las temperaturas en el interior y la superficie del panel de concreto, donde la distribución de temperaturas del panel de concreto la analizaron bajo diferentes condiciones del flujo de suministro de agua y distancias entre tubos, encontraron que el modelo numérico fue satisfactorio con el resultado del experimento, el error fue de 3 a 4%. Analizaron las características de operación del sistema de enfriamiento en el panel de tubos en techo de concreto de acuerdo con datos medidos. Obtuvieron condiciones de operación, el agua de suministro fue entre 11 y 14 °C, un flujo de 0.26 a 0.33 m³/h y una temperatura

interior de 25 a 26 °C, así la capacidad de enfriamiento promedio del C-CRCP fue de 40 a 50 W/m². Encontraron que la inercia térmica del panel de concreto causó que las temperaturas del panel y al interior descendieran lentamente, por otro lado, esto redujo el impacto adverso de la fluctuación de la temperatura del agua de suministro. Concluyeron que la capacidad de enfriamiento del panel de concreto se vio influida directamente por la temperatura del agua de suministro, la distancia de los tubos y la tasa de flujo del agua.

Mahdavi et al. (2016) investigaron experimental y numéricamente la transferencia de calor por convección dentro de una cavidad tridimensional con razón de aspecto de 0.94 considerando flujo laminar, la cavidad fue estudiada con diferentes fluidos de trabajo (Etilenglicol, agua y aire) que circulaban por medio de un intercambiador de calor. Los datos experimentales se obtuvieron con 18 termopares tipo T colocados en el plano medio horizontal y vertical dentro de la cavidad, también monitorearon la temperatura en las paredes caliente y fría. La simulación la resolvieron con el software Ansys fluent 15.0 utilizando el algoritmo SIMPLE. El estudio de independencia de malla demostró que 2,078,644 eran suficientes para llevar a cabo la simulación. Los autores encontraron un buen acuerdo entre simulaciones y datos experimentales. También encontraron que la distorsión del flujo de aire es mucho mayor que con los otros dos fluidos. El flujo de agua dentro de la cavidad es más plano y se capturó una gran área de circulación en el medio del flujo de líquido etilenglicol-agua. Presentaron la distribución tridimensional del número local de Nusselt en las paredes. En comparación con otros fluidos encontraron que el impacto de las paredes adiabáticas en la cavidad del flujo de aire en el número de Nusselt era considerable. Finalmente, estudiaron los roles de los términos de ecuaciones energéticas. Los términos convectivos fueron notables en comparación con la difusión térmica.

Labastyd et al. (2018) realizaron un estudio teórico experimental donde desarrollaron un prototipo de un intercambiador de calor de bajo impacto visual, que aprovechó la energía solar para calentar agua recolectada de la lluvia en los techos de lámina de zinc. La primera fase de la investigación consistió en el diseño del intercambiador de calor de acuerdo a los siguientes criterios: contaminación visual mínima, prototipo compacto, bajo costo y bajo consumo energético. Los autores determinaron que el material de la tubería fuera de cobre tipo L de 0.127m(1/2") debido a su alta conductividad térmica, por otro lado, se utilizó agua como fluido de trabajo debido a su alta capacidad calorífica. El fluido fue impulsado por una motobomba con el objetivo de recircularlo por el intercambiador de calor. Para el diseño del intercambiador de calor utilizaron valores promedio de radiación solar en un lapso de tiempo de 9a.m. a 3p.m., donde los autores demostraron que en ese intervalo de tiempo se encuentra un mayor aprovechamiento térmico, la geometría de la tubería de cobre de 1/2" fue modificada con el fin de aprovechar el mayor flujo de calor proveniente de las hojas de zinc del techo, puesto que con el perfil de la tubería sin modificar se obtiene una zona de contacto menor con el techo respecto con el perfil de la tubería modificado, con la modificación la superficie de contacto se obtuvo una mayor transferencia de calor, el intercambiador de calor tiene una configuración de conexiones serie paralelo, donde 14 tubos se conectaron en serie

formando 2 ramales principales a lo largo de todo el techo. Para el modelado de la transferencia de calor del prototipo utilizaron el software AutoDesk, donde el analizaron de un segmento aislado de lámina de zinc y se apreció como varió la temperatura a medida que se acerca al punto de contacto de la tubería con la lámina. Por otro lado, utilizaron el software TRNSYS para, la estimación de la temperatura que alcanzó el techo de zinc, la simulación mostró que la temperatura del techo pudo alcanzar picos de hasta 80°C durante el mediodía en la ciudad de Panamá.

1.2.4 Conclusiones del estado del arte

De acuerdo a la revisión bibliográfica, se concluye que la inclusión de intercambiadores de calor en la envolvente de las edificaciones como piso, muros y techos por medio de paneles radiantes, cada vez se van convirtiendo en una alternativa atractiva como tecnología pasiva de climatización, ya que al utilizar agua como fluido de trabajo ayuda a remover la energía de manera más eficiente, esto se debe a que el agua tiene una alta capacidad calorífica, que representa la cantidad de almacenamiento de calor de un material. Algunos autores han realizado algunos experimentos como en salas de pruebas, donde ayudó a conseguir el confort térmico en el interior de la sala. Donde la geometría de intercambiador de calor comúnmente utilizada en este tipo de sistemas es la del tipo serpentín, sin embargo, este tipo de diseño no es el más recomendado a utilizarse, debido a que genera una gran caída de presión por las curvas tipo U que estos poseen. Es por ello que diversos autores han buscado nuevos diseños de geometrías de intercambiadores de calor, con base en esa necesidad surgió la ley constructal, que busca que los diseños sean lo más arbóreos posible para que la circulación del fluido de trabajo sea sin la mayor resistencia posible y así disminuir la caída de presión. Aunque estos nuevos diseños han sido empleados en equipos de cómputo y de video obteniendo resultados favorables tanto en remoción de energía como en la disminución de la caída de presión. Recientemente este tipo de intercambiadores de calor constructales, se han venido utilizando recientemente en paneles radiantes.

1.3 Objetivo general

Diseñar un intercambiador de calor, que proporcione una mejor transferencia de calor y la menor oposición al flujo posible, para emplearlo en el interior de un techo de concreto.

1.3.1 Objetivos específicos

- Aprendizaje de un software comercial para la realización de simulaciones (ANSYS Fluent ®).

- Simular una serie de diseños de intercambiadores de calor reportados en la literatura y de un diseño propuesto.
- Elegir el diseño de un intercambiador de calor con base en la distribución de temperatura y remoción de energía en losa, y que otorgue una menor caída de presión.

1.4 Alcances

- Simulación del comportamiento en 3D, en estado permanente, flujo laminar, para las condiciones climatológicas de la ciudad de Cuernavaca.
- Área de diseño será de 1.44m^2 , para una superficie cuadrada, para una losa de concreto (12 cm. de espesor) convencional.
- El material de la tubería será cobre y agua como fluido de trabajo.
- La longitud de la tubería se procurará que sea la misma para todos los diseños.

1.5 Productos y beneficios esperados

Al final de este trabajo se espera obtener los siguientes productos y beneficios:

- Redacción de un artículo científico para un congreso nacional.
- Una tesis de maestría.
- Examen de grado de maestría.

1.6 Descripción de los capítulos

Capítulo 2 Marco teórico: en este capítulo se definen los conceptos básicos que relacionan la transferencia de calor y masa en cada componente de la losa con intercambiador de calor. También se muestra el modelo físico y matemático de la losa y cavidad. Para finalizar se da una breve reseña sobre el software ANSYS Fluent®, que es el software donde se realizaron las simulaciones.

Capítulo 3 Diseño y parámetros de simulación de un intercambiador de calor empotrado en la parte media de una losa de concreto: en este capítulo se describe la metodología y criterios de diseño de las configuraciones de intercambiador de calor a simular. Así como los parámetros de simulación utilizados. También se muestra el tipo de mallado para cada configuración de la losa y de la losa con intercambiador de calor

Capítulo 4 Análisis y discusión de resultados: se presentan los resultados obtenidos mediante las simulaciones realizadas a una losa sin intercambiador de calor y de una losa con distintas configuraciones de intercambiadores de calor

Capítulo 5 Conclusiones y recomendaciones: en este capítulo se presentan las

CAPÍTULO 1- INTRODUCCIÓN

conclusiones obtenidas a través de este trabajo, así como las recomendaciones para trabajos futuros.

CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO.

En este capítulo se presentan los conceptos básicos y las bases teóricas para el estudio de transferencia de calor en un techo con intercambiador de calor. Así como también se da una breve introducción al software ANSYS Fluent® para la resolución de problemas de transferencia de calor y masa, el cual está basado en la técnica numérica de volumen finito. Por último, se presentan los modelos físicos y matemáticos de la losa sin intercambiador de calor y de una losa con intercambiador de calor utilizados en las simulaciones.

2.1 Mecanismos de transferencia de calor.

La transferencia de energía como calor siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja, y la transferencia de calor se detiene cuando los dos medios alcanzan la misma temperatura.

El calor se puede transferir en tres modos diferentes: *conducción*, *convección* y *radiación*. Todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperatura y todos ellos ocurren del medio que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja (Cengel, 2007).

2.1.1 Conducción.

La conducción o difusión de calor es aquel mecanismo en el que el calor fluye de una región de menor temperatura a una de mayor temperatura utilizando como medio un sólido o una sustancia sin desplazamiento apreciable de las moléculas que lo forman. En sólidos el calor se conduce de las siguientes maneras (Rajput, 2001):

Por vibración reticular (Las moléculas o átomos que se mueven más rápido en la parte más caliente de un cuerpo transfieren calor al impactar parte de la energía a las moléculas adyacentes).

Por transporte de electrones libres (Los electrones libres proporcionan un flujo de energía en la dirección en que disminuye la temperatura, en buenos conductores de electricidad el mecanismo electrónico es el responsable de la mayor parte de flujo de calor, excepto a bajas temperaturas).

La ley de Fourier es una ley que dice que la velocidad a la que el calor se transfiere por conducción (q) en un medio homogéneo es proporcional al gradiente de temperatura (dT/dx), dicha ley está basada en observaciones experimentales, generalmente recibe el nombre del físico matemático francés Joseph Fourier (Özisik, 1980).

$$q = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

Donde k es la conductividad térmica del material y es una propiedad física, donde la velocidad real del flujo de calor depende de ella.

2.1.2 Convección.

El método de transferencia de calor por convección consiste en dos mecanismos que operan simultáneamente (Kreith *et al.*, 2012). El primero es la transferencia de energía generada por el movimiento molecular es decir por el mecanismo conductivo. Y el segundo por la transferencia de energía por el movimiento

macroscópico de fracciones de fluido. Estas fracciones se mueven por la acción de una fuerza externa. Esta fuerza puede ser el resultado de un gradiente de densidad, como en la convección natural, o por el gradiente de presión generado por una bomba o ventilador, como en la convección forzada, tanto la convección natural como la forzada subsisten juntas en la mayoría de problemas convectivos reales.

La ecuación de la tasa de transferencia de calor convectivo sin importar su naturaleza particular, entre una superficie y un fluido adyacente en movimiento esta prescrita por la ley de enfriamiento de Newton.

$$q = hA (T_s - T_f) \quad (2.2)$$

Donde A es el área expuesta a la transferencia de calor, T_s la temperatura de la superficie, T_f la temperatura del fluido y el coeficiente de calor convectivo. Se puede definir como la cantidad de calor transmitido para una diferencia de temperatura unitaria entre el fluido y la unidad de área de una superficie en unidad de tiempo. El valor de este coeficiente depende de diferentes factores como lo son: propiedades termodinámicas y de transporte (viscosidad, densidad, calor específico, etcétera), naturaleza del flujo del fluido, geometría de la superficie y condiciones térmicas prevalecientes.

2.1.3 Radiación.

La transferencia de calor por radiación se define como la transferencia de energía a través de una frontera de un sistema por medio de un mecanismo electromagnético, ocasionado únicamente por una diferencia de temperatura. La transferencia de calor por radiación a diferencia de la conducción y convección no requiere de un medio, de hecho, es más eficiente en el vacío.

La cantidad de energía que abandona una superficie en forma de calor radiante depende de la temperatura absoluta y de la naturaleza de la superficie. Un radiador perfecto o cuerpo negro emite una cantidad de energía radiante de su superficie por unidad de tiempo (q) está dada por la ecuación:

$$q = \sigma AT^4 \quad (2.3)$$

Donde T es la temperatura absoluta de la superficie del cuerpo y σ es la constante de Stefan-Boltzmann (Duffie & Backam, 1980). Si a una temperatura igual a la de un cuerpo negro emiten una fracción constante de la emisión del cuerpo negro para cada longitud de onda, se llaman cuerpos grises. La radiación térmica se descompone en tres tipos:

Radiación absorbida. La cantidad de radiación que incide en un cuerpo y queda retenida en él, como energía interna, se denomina radiación absorbida. Aquellos cuerpos que absorben toda la energía incidente de la radiación térmica, se

denominan cuerpos negros.

Radiación reflejada. Es aquella reflejada por la superficie terrestre. La cantidad de radiación depende del coeficiente de reflexión de la superficie, también llamado albedo.

Radiación transmitida. La fracción de la energía radiante incidente que atraviesa un cuerpo se llama radiación transmitida. La cantidad de calor irradiado por un cuerpo a temperatura T_1 a otro a temperatura T_2 puede expresarse como:

$$q = \epsilon \sigma A (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.4)$$

Donde ϵ es la emitancia de la superficie gris, igual a la relación entre la emisión de la superficie gris y la emisión de un radiador perfecto a la misma temperatura.

2.2 Generalidades del software comercial ANSYS Fluent®.

Ansyes Fluent® es uno de los softwares más utilizados en la actualidad a su completa capacidad en el modelado, para un amplio rango de problemas de flujo de fluidos compresibles e incompresibles, laminar o turbulento. Pueden realizarse análisis en estado permanente o transitorio. En Fluent® se combinan diferentes modelos matemáticos para fenómenos de transporte (como transferencia de calor y especie químicas) con la capacidad de modelarlas en geometrías complejas. Para todo tipo de flujo, Fluent® resuelve las ecuaciones conservativas de masa y de momentum. Y para aquellos en los que se involucran la transferencia de calor o compresibilidad, se resuelve una ecuación adicional para la conservación de energía. Ahora bien, si se desea observar el comportamiento de un flujo de aire y temperatura, se deben resolver las siguientes ecuaciones conservativas de masa, momentum y energía sobre un dominio específico (Patankar, 1980).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \cdot u)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial x_j} \right] + F_x + S_x \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \cdot v)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial x_j} \right] + F_y + S_y \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \cdot w)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial x_j} \right] + F_z + S_z \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial(\rho e_{int})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j e_{int})}{\partial x_j} = -P \frac{\partial u}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + \Phi + S_E \quad (2.9)$$

Cabe mencionar que, para obtener los resultados, Fluent® resuelve las ecuaciones anteriores mediante la técnica numérica de volumen finito (TVF), la cual consiste en:

1. División del dominio en volúmenes de control discretos utilizando una malla computacional.
2. Integración de las ecuaciones gobernantes en cada volumen de control para construir ecuaciones algebraicas de cada variante dependiente discreta (desconocidas) tal como velocidad, presión, temperatura, etc.
3. Linealización de las ecuaciones discretas y solución del sistema de ecuaciones lineales resultantes para obtener valores actualizados de la variable dependiente.

Para resolver de manera numérica las ecuaciones de la 2.5 a 2.9, Fluent® las divide en tres partes iguales, como se presenta a continuación.

2.2.1 Pre-procesamiento.

Consiste en proporcionar los datos de entrada del problema a resolver, como son:

- Definición de la geometría o de la región de interés: el dominio computacional. Esta geometría se realiza mediante el software CAD llamado "Design Modeler".
- Generación de la malla: la sub división del dominio en números muy pequeños de sub dominios: una malla de volúmenes de control o elementos. La malla se realiza mediante la herramienta llamada "Mesh".

- Selección del fenómeno físico o químico que necesita ser modelado.
- Definición de las propiedades del fluido.
- Especificación de las condiciones de frontera.

2.2.2 Procesamiento.

En esta etapa se selecciona el solucionador (Fluent®) con el que se resolverán las ecuaciones que gobiernan los fenómenos presentes en el problema. El solucionador comienza con los valores de la primera aproximación y las ecuaciones discretizadas se resuelven por iteración, por lo general, en el centro de cada celda.

2.2.3 Post-procesamiento.

Es la última etapa, y consiste en visualizar los resultados obtenidos del proceso mediante gráficas. En las herramientas del post-procesamiento, se incluyen:

- Visualización del dominio físico y de la malla.
- Gráfica de vectores.
- Gráfica de contornos.
- Visualización de superficies en 2D y 3D.
- Visualización de líneas de corriente.
- Manipulación de vistas (rotación, traslación, escalado, etc.).

2.3 Modelo físico y matemático.

A continuación, en esta sección se presenta la geometría del modelo físico de losa y cavidad a estudiar. Así como el modelo matemático utilizado para resolver el dominio físico.

2.3.1 Modelo físico de una losa convencional y de una losa con intercambiador de calor en su interior.

Para iniciar con el análisis de este estudio primero se establecen los materiales de construcción tanto de la losa como de la cavidad, para el modelo físico. El sistema está compuesto por los siguientes materiales de construcción: concreto para la losa que tiene un espesor de 0.12m; placas de madera OSB y poliestireno extruido

CAPÍTULO 2- MARCO TEÓRICO

(Foamular 250) para la cavidad cuyas dimensiones interiores son: 0.9 x 0.9 x 0.9m. Como se muestra en la Figura 2.2, en los incisos a) y b) muestran a la losa y la cavidad en 3D, la c) muestra un corte en la sección central, dónde se observa de una mejor forma los materiales de construcción.

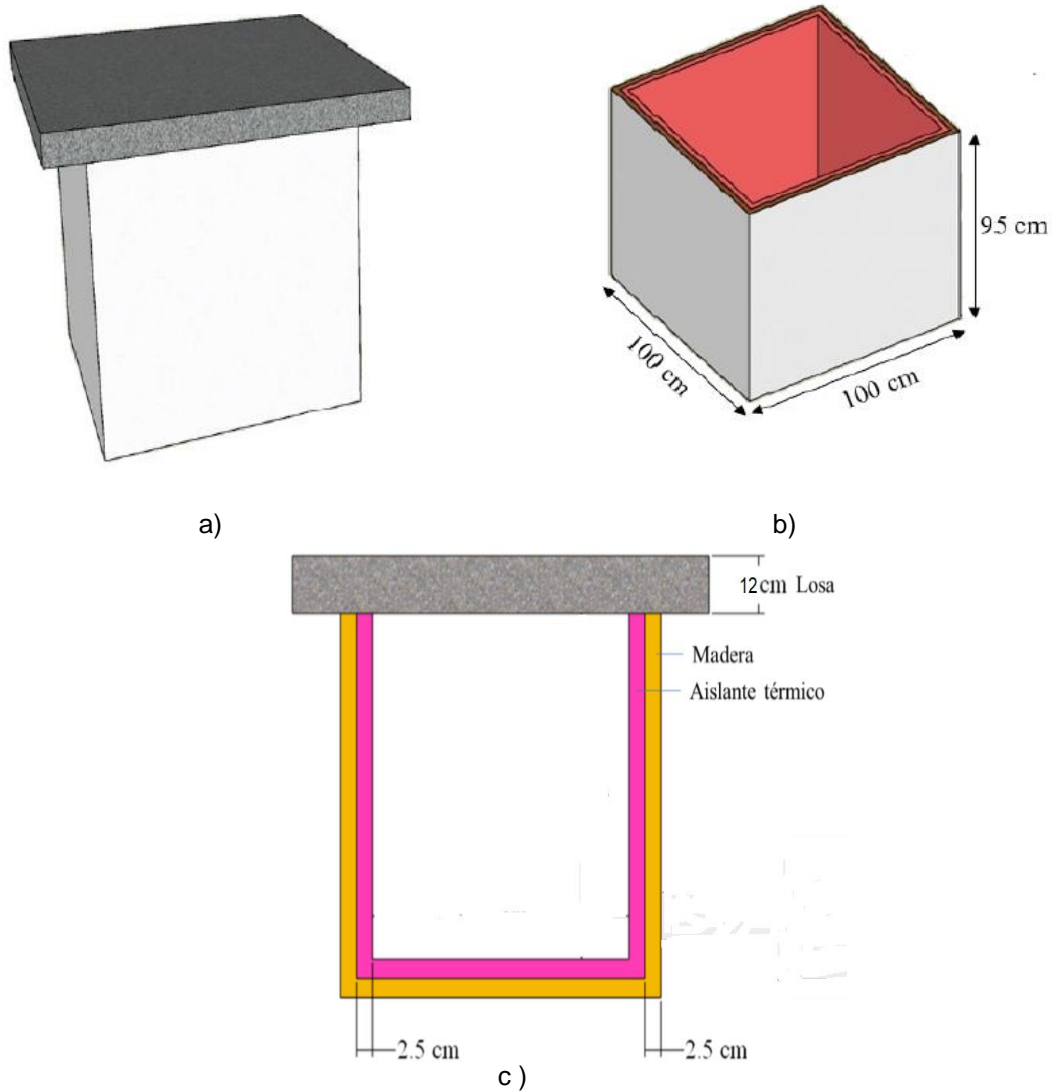


Fig 2.2. Sistema de estudio: a) cavidad en 3D, b) losa acoplada con la cavidad en 3D, c) corte transversal en la parte central de la losa y cavidad

En la Figura 2.3 a) y b) muestran un corte transversal en la sección central del modelo físico de una losa convencional y de una losa con intercambiador de calor. El modelo físico de la losa convencional, donde se tiene conducción en la losa y convección natural al interior de la cavidad. En la parte superior se tiene un balance global, donde G es la radiación directa sobre la losa, $\rho_l G$ la radiación reflejada por la losa, $q_{l_{sky}^{rad}}$ el intercambio radiactivo entre la losa y los alrededores y q_{Ext}^{Sen} es la

pérdida o ganancia de energía por calor sensible entre la losa y el ambiente. En la Figura 2.3 b) el modelo físico está constituido por una losa de concreto con tubo de calor incrustado de un material conductor. Por el cual fluye un fluido de manera laminar.

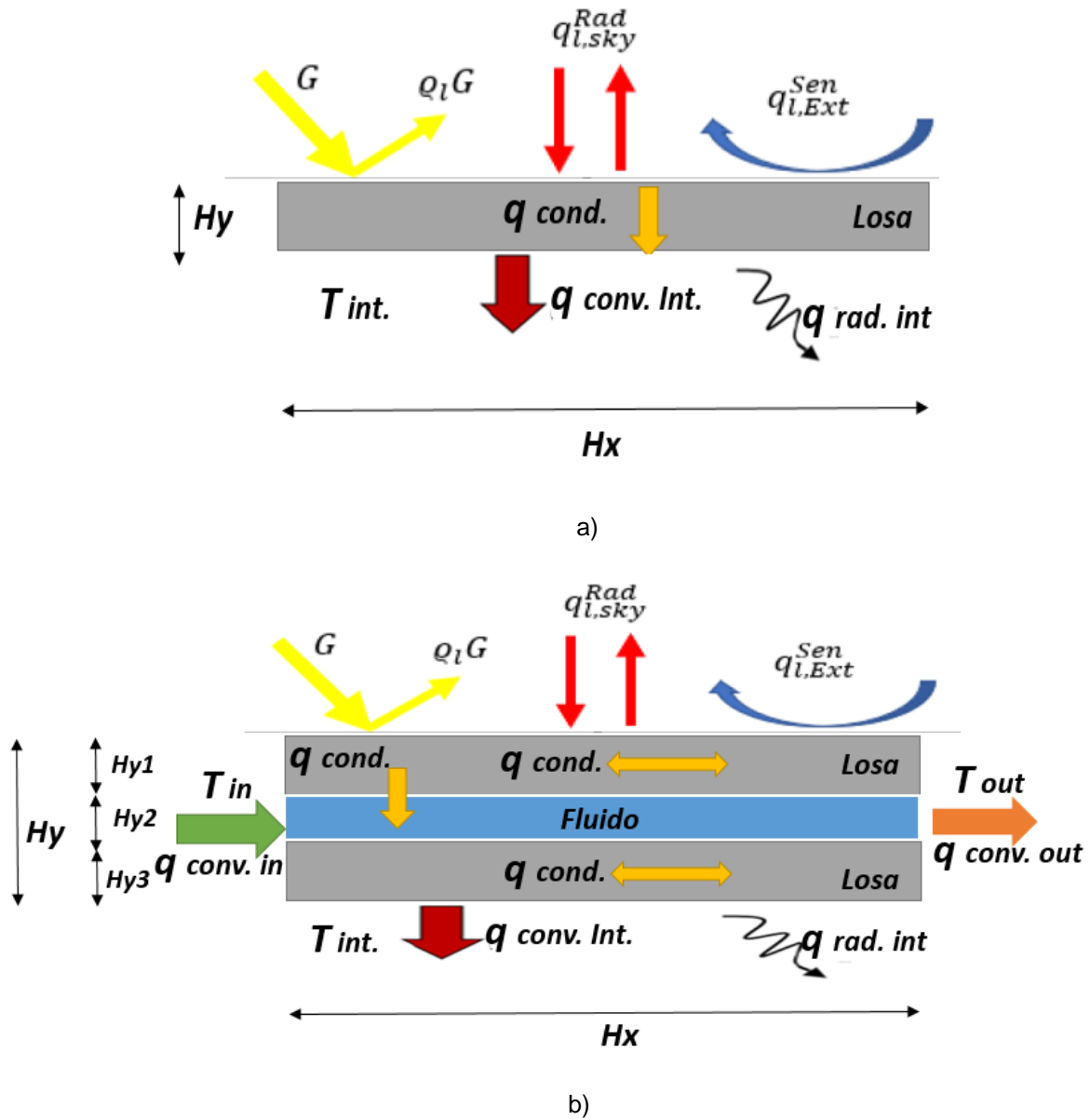


Fig.2.3 Modelo físico a) losa convencional y b) losa con intercambiador de calor.

2.3.2 Consideraciones para el modelo matemático.

- 1) El estudio se realizará en estado estacionario.
- 2) El análisis será tridimensional.
- 3) El fluido se supone newtoniano en flujo laminar.
- 4) El flujo de radiación incidente en el techo se considera normal a la superficie.
- 5) Las condiciones del interior de la cavidad no cambian con el tiempo.

2.3.3 Modelo matemático de la losa con el intercambiador de calor.

Las ecuaciones gobernantes de la mecánica de fluidos, representan principios matemáticos de las leyes de conservación de la física, las cuales son las siguientes:

1. La masa de un fluido se conserva (principio de conservación de masa).
2. La razón de cambio de movimiento es igual a la suma de fuerzas que actúan sobre una partícula del fluido (Cantidad de movimiento).
3. La razón de cambio de energía es igual a la razón de cambio de calor adicional y la razón de cambio de trabajo realizado sobre una partícula del fluido (Primera ley de la termodinámica).

El flujo de fluidos y la transferencia de calor son fenómenos gobernados por leyes físicas que se expresan en forma matemática, generalmente en términos de ecuaciones diferenciales parciales. Cada ecuación representa una cantidad física (variable dependiente) e implica que debe haber un balance entre los diversos factores que influyen en las variables, estas variables usualmente son: las velocidades, la presión y la temperatura.

Para las ecuaciones gobernantes de conservación de masa, de energía y de momentum en tres direcciones para un flujo forzado son:

Ecuación diferencial de conservación de masa:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.10)$$

Ecuaciones diferenciales de conservación de momentum:

$$\frac{\partial(\rho u \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \cdot u)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \cdot u)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right] - \frac{\partial P}{\partial x} \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial(\rho u \cdot v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \cdot v)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right] - \frac{\partial P}{\partial y} \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial(\rho u \cdot w)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \cdot w)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \cdot w)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right] - \frac{\partial P}{\partial z} \quad (2.13)$$

Ecuación diferencial de conservación de la energía:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.14)$$

2.4 Fundamentos de la ley constructal.

La ley constructal, da cuenta de los fenómenos de diseño en todos los ámbitos, desde la geofísica, biología, diseños sociales, ingeniería, etc.

Para ver la posición del diseño en la naturaleza como tema de la física, fue necesario recordar que las dos primeras leyes de la termodinámica, ambas son primeros principios. La primera ley hace alusión sobre la conservación de energía en cualquier sistema. La segunda ley postula sobre la presencia de irreversibilidad (es decir, la generación de entropía) en cualquier sistema. La permanencia y la extrema generalidad de ambas leyes son consecuencia del hecho que en la termodinámica “cualquier sistema es como una caja negra”. O sea, es como una región en el espacio o una colección de materia sin forma ni estructura específicas. Las dos leyes son declaraciones globales sobre el equilibrio o desequilibrio de los flujos (masa, calor, trabajo) que entran y salen de la caja negra (sistema termodinámico).

La naturaleza, no está hecha de cajas negras sin configuración. Los sistemas que se identifican en la naturaleza. Tienen forma y estructura, son macroscópicos, de

tamaño finito, tiene patrones, mapas, ritmos y sonidos. Por ejemplo, cuencas de ríos, ríos, carreteras, rayos, vasos vasculares, arboles, etc.).

(Bejan, 1997), señaló que las leyes de la termodinámica no explican completamente las leyes de la naturaleza. Y que, si la física debía dar cuenta por completo a los sistemas de la naturaleza, entonces la termodinámica debía fortalecerse con una ley autónoma adicional (es decir, un primer principio) que cubriera todos los fenómenos de diseño y evolución. Para esto, se agregó a la física la ley constructal, que postula lo siguiente:

“Para que un sistema de flujo de tamaño finito persista en el tiempo, su configuración debe evolucionar de tal manera que proporcione un acceso más fácil a las corrientes que fluyen a través de él”.

La ley constructal ordena que los cambios en una configuración deben ocurrir en una dirección particular en el tiempo (diseños que permiten que las corrientes fluyan sin mayor oposición). La ley constructal coloca los conceptos de “evolución y diseño” en el centro de la física.

Igualmente es importante es de vital importancia lo que la ley constructal no postula. La ley constructal no es una declaración de optimización, maximización, minimización o cualquier otro parámetro de diseño final. La ley constructal trata sobre la dirección de la evolución en el tiempo y de que le hecho de que el diseño en la naturaleza, no es estático; es dinámico y siempre cambiante, como las imágenes de una película de cine. Esto es lo que el diseño y la evolución son en la naturaleza, y la ley constructal los captura por completo. En pocas palabras. La evolución nunca termina (Bejan & Lorente, 2011).

2.5 Eficiencia térmica de un intercambiador de calor.

La fracción de la entrada de calor que se convierte en salida de trabajo neto es una medida del desempeño de una máquina térmica y se llama **eficiencia térmica**.

$$\text{Eficiencia térmica} = \frac{\text{Salida de trabajo neto}}{\text{Entrada de calor total}} \quad (2.15)$$

La eficiencia térmica es una medida de qué tan eficientemente una máquina térmica convierte el calor que recibe en trabajo.

Partiendo de la segunda ley de la termodinámica las máquinas térmicas pueden desempeñarse como máquinas reversibles.

Esto debido, a que la eficiencia según la primera ley por sí sola no es una medida realista del desempeño de los dispositivos técnicos. Para superar esta deficiencia,

se define a la **eficiencia según la segunda ley** como la relación entre la eficiencia térmica real y la eficiencia térmica máxima posible (reversible) bajo las mismas condiciones (ecuación 2-16).

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suministrada}} \quad (2.16)$$

La eficiencia según la segunda ley también puede expresarse como la relación entre las salidas de trabajo útil y la de trabajo máximo posible (reversible). Esta definición es más general porque puede aplicarse a los procesos (en turbinas, dispositivos de cilindro-émbolo, etc.), así como a ciclos. La eficiencia según la segunda ley no puede exceder a 100 por ciento.

Para dispositivos de flujo estacionario, como un intercambiador de calor adiabático. La exergía suministrada es la disminución en la exergía del flujo caliente, mientras que la exergía recuperada es el aumento en la exergía del flujo frío, siempre y cuando éste no se encuentre a una temperatura inferior a los alrededores.

$$\eta_{II,HX} = 1 - \frac{T_0 \dot{s}_{gen}}{\dot{m}_{caliente}(\psi_1 - \psi_2)} \quad (2.17)$$

Donde $\dot{s}_{gen} = \dot{m}_{caliente}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{frío}(s_4 - s_3)$. Si el intercambiador de calor no es adiabático: es decir, pierde algún calor hacia sus alrededores que se hallan a T_0 . Si la temperatura de la frontera (la superficie exterior del intercambiador de calor) T_f es igual a T_0 la definición anterior sigue cumpliéndose (excepto el término de generación de entropía que necesita ser modificado). Sin embargo, si $T_f > T_0$ entonces la exergía del calor perdido en la frontera debe ser incluida en la exergía recuperada (Cengel, 2007).

CAPÍTULO 3. DISEÑO Y PARÁMETROS DE SIMULACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR EMPOTRADO EN LA PARTE MEDIA DE UNA LOSA DE CONCRETO

En este capítulo se explican los criterios de diseño de los diferentes tipos de intercambiadores de calor. Partiendo de una geometría base. También se muestran los parámetros utilizados para la realización de las simulaciones de un intercambiador de calor empotrado en la parte media de una losa de concreto. Así como el tipo de mallado de cada configuración.

3.1 Geometría base.

Antes de iniciar con el diseño del primero intercambiador de calor, se realizó el dibujo en ANSYS de la losa de concreto donde irá empotrado el intercambiador de calor, así como la cavidad, la cual estará cubierta por la losa.

Las dimensiones de la losa de concreto son las siguientes 1.2m x 1.2m, y 0.12m de espesor. Las dimensiones internas de la cavidad son de 0.9m x 0.9m x 0.9m. Como se ilustra en el Figura 3.1.

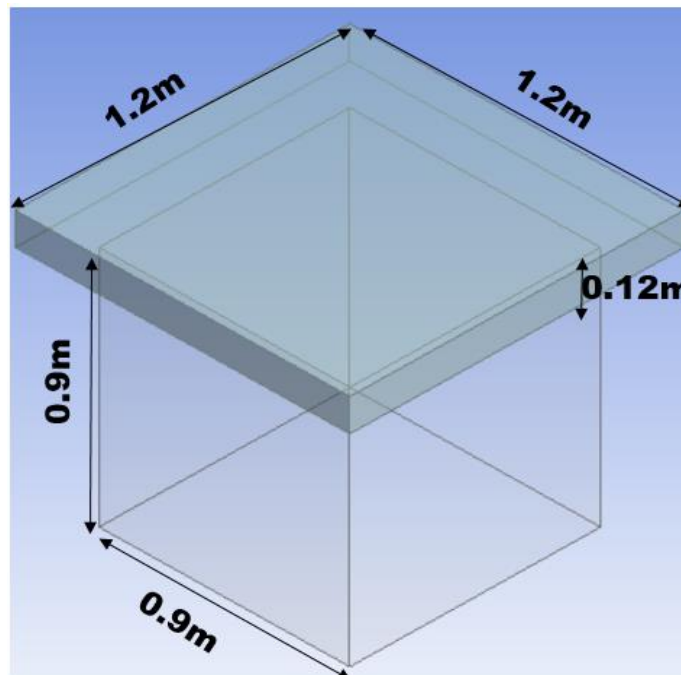


Fig. 3.1 Geometría base.

3.2 Diseño del intercambiador de calor con configuración de tubos paralelos.

El propósito de esta configuración de intercambiador de calor es que sea la estructura base en cuanto a distribución y separación de la tubería en el interior de la losa, para futuras configuraciones. Como se muestra en la Figura 3.2.

. Los criterios de diseño fueron los siguientes:

- Separación entre tubo y cavidad (E).
- Separación entre tubos (S).
- Número de tubos (Nt).

Por otra parte, se consideró que el número de tubos fuera en números pares, para preservar que la entrada y la salida del fluido de trabajo (agua) estuvieran del mismo lado de la losa en las siguientes configuraciones, debido a que se pretende que en estudios futuros el fluido de trabajo sea almacenado en un depósito, excepto en la configuración de tubos paralelos debido a que la entrada y salida del flujo se encuentran en lados opuestos de la losa, además que el intercambiador de calor va a estar colocado a la mitad de la altura de la losa.

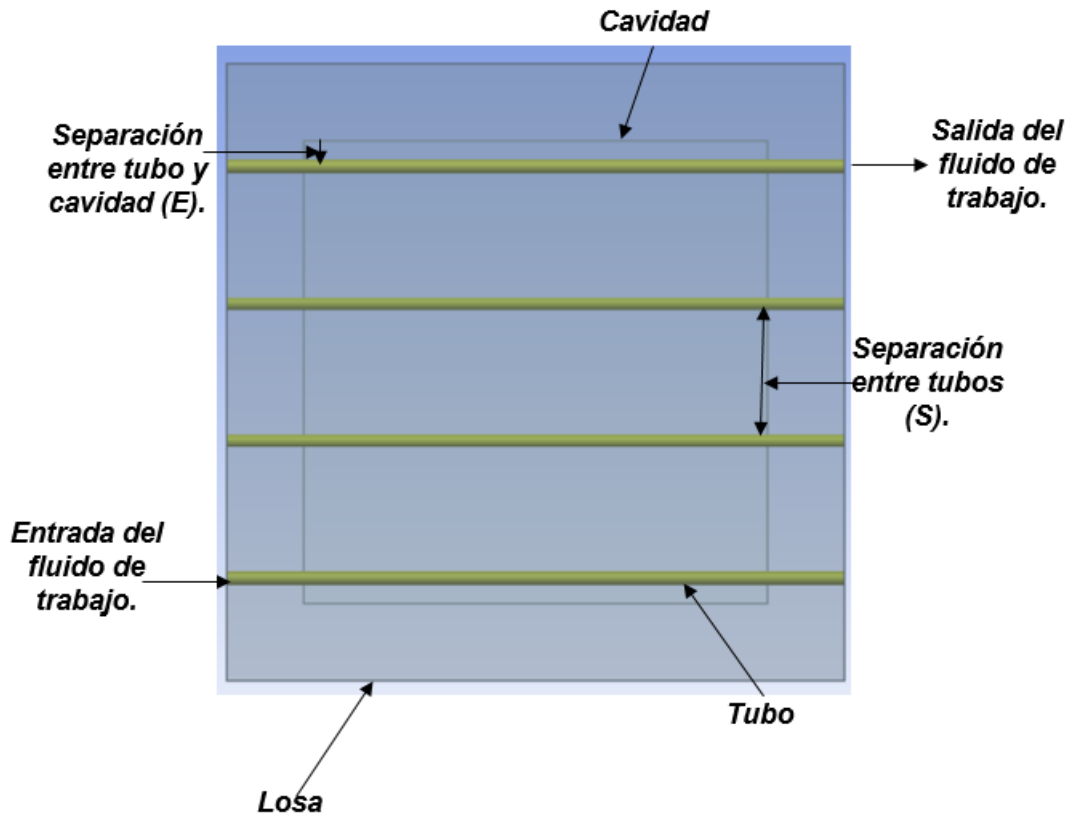


Fig. 3.2 Distribución de la tubería en la losa.

Para visualizar el comportamiento de la simulación, se realizaron cinco casos de estudio donde se involucró la separación entre la tubería (S), Separación entre tubo y cavidad (E) y el número de tubos (Nt) para encontrar un diseño que presente un mejor rendimiento, utilizando la menor cantidad de tubería posible. Los casos de estudio fueron los siguientes: 1) $S=0.12\text{m}$, $E=0.02\text{m}$, $Nt=8$; 2) $S=0.15\text{m}$, $E=0.07\text{m}$, $Nt=6$; 3) $S=0.17\text{m}$, $E=0.02\text{m}$, $Nt=6$; 4) $S=0.26\text{m}$, $E=0.05\text{m}$, $Nt=4$ y 5) $S=0.29\text{cm}$, $E=0.02\text{m}$, $Nt=4$. La finalidad de realizar estos casos de estudio, es para que las siguientes configuraciones las simulaciones se realicen con base a los criterios propuesto, sobre todo respetando la separación entre tubos.

3.3 Diseño del intercambiador de calor con configuración tipo serpentín.

Tomando como base los criterios que se utilizaron en la configuración con tubos paralelos, se respetaran tanto la separación entre tubos (S), separación entre tubo y cavidad y el número de tubos. Preservando que la entrada y salida del fluido de trabajo se encuentren del mismo lado de la losa. La modificación que se le realizó a la geometría fue recortar algunos de los extremos de las tuberías y unir las mediante una curva tipo "U" para que el intercambiador de calor tome el aspecto de un "serpentín" y este diseño se enfoque en la parte de la losa que cubre a la cavidad y así en cada uno de los casos de estudio. Como se muestra en el ejemplo de la Figura 3.3.

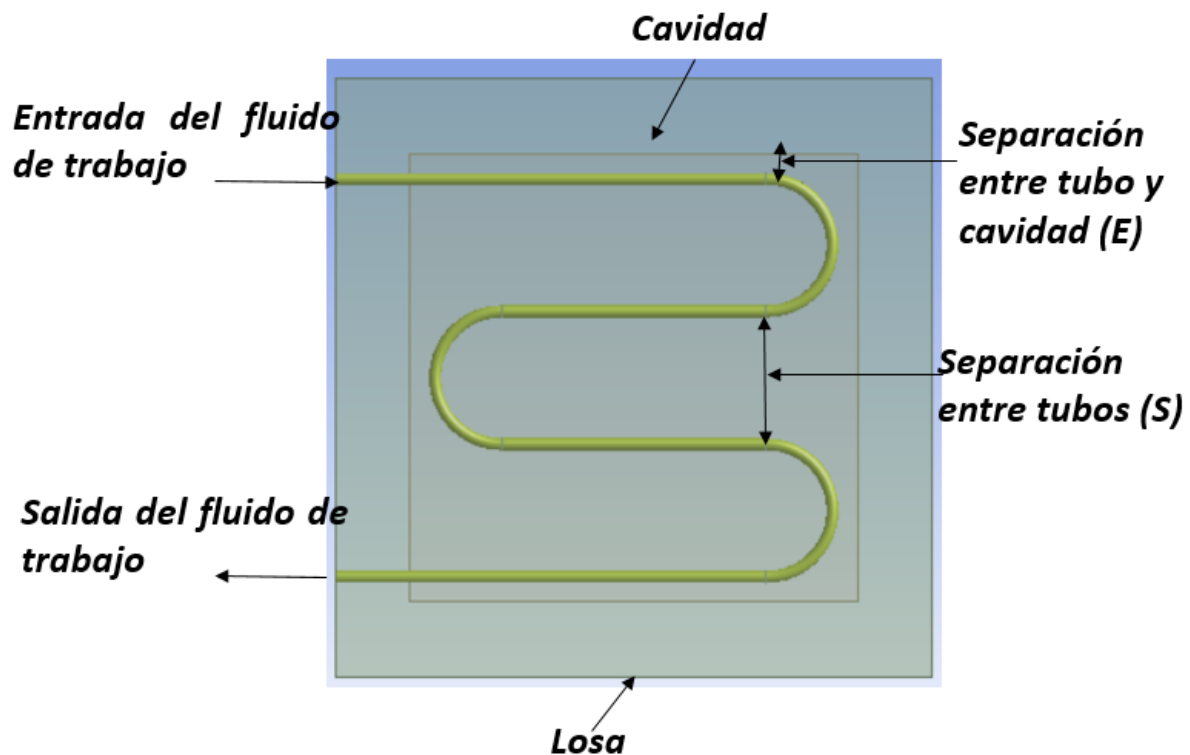


Fig. 3.3 Distribución del intercambiador tipo serpentín en el interior de la losa.

3.4 Diseño del intercambiador de calor con configuración tipo colector.

De la misma manera que se realizó en la configuración tipo serpentín, se respetaron todos los criterios de diseño descritos anteriormente. La modificación en la geometría del intercambiador de calor fue. Recortar algunos tramos de los extremos de la tubería y en la parte superior unir cada tubo mediante un cabezal. Como se ilustra en la Figura 3.4.

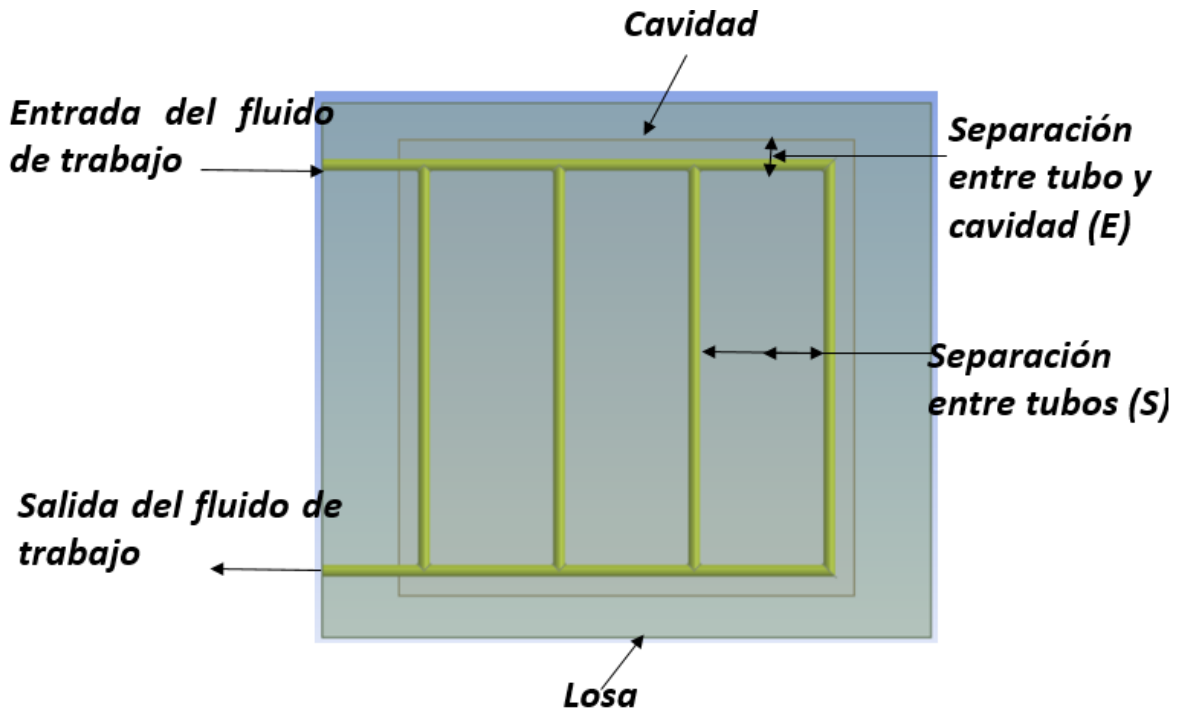


Fig. 3.4 Distribución del intercambiador de calor tipo colector en la losa.

3.5 Diseño de la configuración tipo ICTH con ángulo de ramificación a 45° y 60°.

En este apartado se presenta una propuesta de diseño de intercambiador de calor, con base a la ley constructal mencionada en la Sección 2.4. A esta configuración se le denominó Intercambiador de Calor Tipo Hoja (ICTH), con dos diferentes ángulos de ramificación que fueron a 45° y 60°.

3.5.1 Intercambiador de calor tipo hoja con ángulo de ramificación a 45°.

En el diseño propuesto, se pretende aplicar el concepto de la ley constructal, utilizando una forma similar a una hoja natural, ya que su estructura es parecida a una arquitectura arbórea, de manera que el flujo fluya de forma natural sin mayor oposición y mejore la capacidad de enfriamiento. Por la estructura geométrica del intercambiador de calor propuesto se le nombro "Intercambiador de calor tipo hoja" (ICTH). El ICTH se puede observar en la Figura 3.5.

Las consideraciones que se realizaron para el diseño del ICTH fueron las siguientes:

- Entrada y salida del fluido de trabajo estuvieran del mismo lado de la losa.

CAPÍTULO 3- DISEÑO Y PARÁMETROS DE SIMULACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR EMPOTRADO EN LA PARTE MEDIA DE UNA LOSA DE CONCRETO

- Respetar en medida de lo posible, las separaciones entre tubos del estudio que se presentó en el informe anterior.
- Los ángulos de bifurcación o ramificación fueran comerciales, para este estudio se utilizaron ángulos a 45° .

Se realizaron un conjunto de cinco geometrías del ICTH, respetando la misma separación entre tubos que tuvo la configuración de tubos paralelos, que es la configuración base, con excepción de una de estas medidas que se presentó en la Sección 3.2. La separación entre tubos fue el siguiente para cada una de las modificaciones: caso (1) de 0.12m; caso (2) de 0.15m; caso (3) de 0.17m; caso (4) de 0.21m; caso (5) de 0.26m. A diferencia de las configuraciones presentadas anteriormente, donde todos los diseños se realizaron de forma horizontal con respecto a la losa, en esta ocasión el diseño se realizó de forma diagonal, esto para permitir que el intercambiador de calor abarcara una mayor área superficial a lo largo de la losa.

La geometría del ICTH comienza con una tubería de entrada de un diámetro mayor (D1), posteriormente en un tramo de la red de tubería se produjo la primera reducción del diámetro de la tubería (D2), donde la red de tubería se dividió en 2 secciones, a la primer sección se le denominó troncal la cual atraviesa de manera diagonal la parte central de la losa, en el troncal están colocadas las ramificaciones o bifurcaciones a un determinado ángulo (θ), estos ramales fueron un diámetro menor (D3), la otra sección de la tubería canaliza todas las salidas de los ramales que rodea toda la geometría del ICTH para finalizar en la salida, que se encuentra del mismo lado que la tubería de entrada. La forma geométrica del ICTH se muestra en la Figura 3.5.

- $D1= 0.0381\text{m}$ (1 1/2").
- $D2= 0.0317\text{m}$ (1 1/4").
- $D3= 0.0190\text{m}$ (3/4").
- $D4= 0.0127\text{m}$ (1/2")
- $\theta= 45^\circ$.

CAPÍTULO 3- DISEÑO Y PARÁMETROS DE SIMULACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR EMPOTRADO EN LA PARTE MEDIA DE UNA LOSA DE CONCRETO

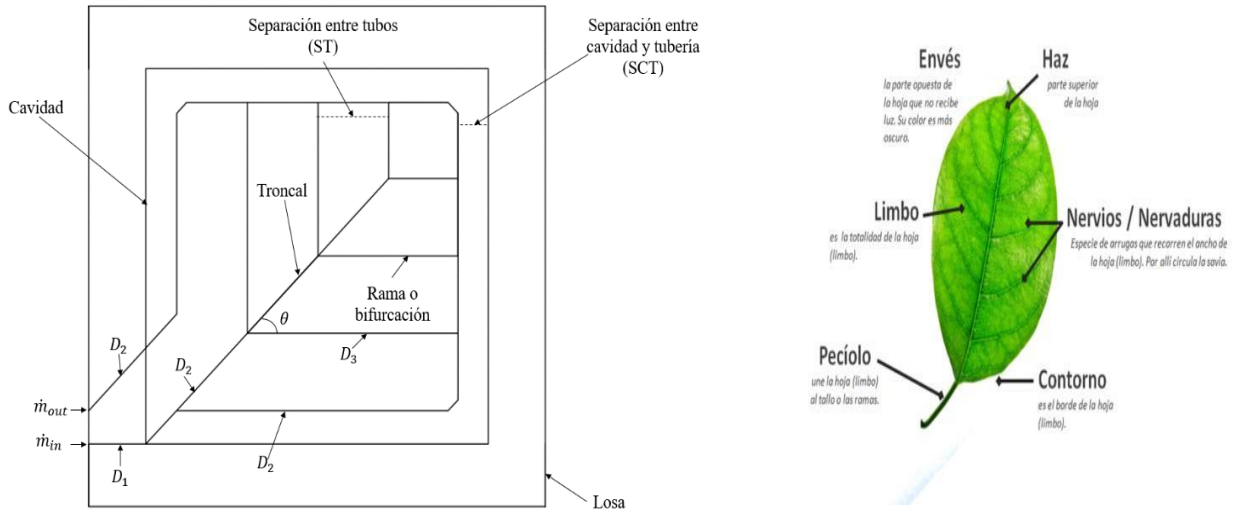


Fig. 3.5 Geometría de diseño del ICTH a 45°.

3.5.2 Intercambiador de calor tipo hoja con ángulo de ramificación a 60°.

Con la finalidad de obtener un mejor análisis sobre el comportamiento del fluido de trabajo en el ICTH, se modificó el ángulo de ramificación a 60°, y así determinar con qué configuración de ICTH el fluido de trabajo obtiene una mejor distribución a lo largo del intercambiador de calor, utilizando menos longitud de tubería y que proporcione una mejor distribución de temperaturas en las superficies de la losa.

Al igual que la configuración ICTH a 45° se realizaron cinco casos de separación entre tubos que fueron: caso (1) = 0.12m; caso (2) = 0.15m; caso (3) = 0.17m; caso (4) = 0.21m; caso (5) = 0.26m.

Respetando las mismas consideraciones de diseño y diámetros de tubería utilizados en la configuración de ICTH anterior. La imagen del diseño del ICTH a 60° se muestra en la Figura 3.6.

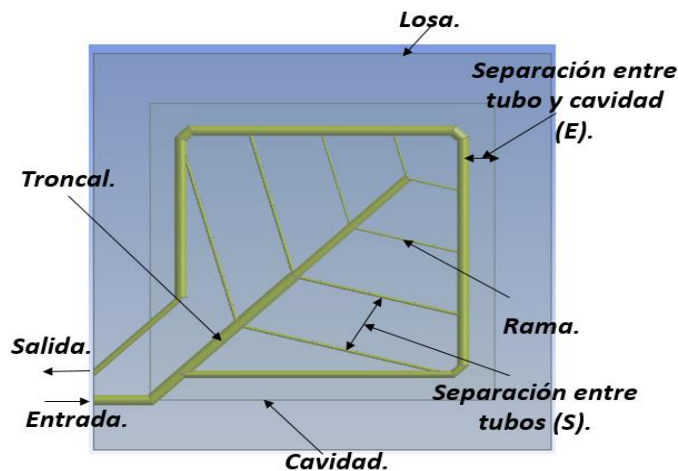


Fig. 3.6 Geometría de diseño del ICTH a 60°.

3.6 Parámetros de las simulaciones.

En este apartado, se presentan los parámetros que se utilizaron para llevar a cabo cada una de las simulaciones, las cuales se realizaron bajo los mismos parámetros mediante el software comercial Ansys Fluent® en su versión estudiantil.

3.6.1 Consideraciones del modelo.

Para iniciar con las simulaciones, primero se deben de tomar en cuenta las siguientes consideraciones, para introducir los primeros datos a Fluent. Las consideraciones del modelo son las siguientes:

- Análisis en 3D.
- Estado permanente.
- Flujo laminar.
- Agua como fluido de trabajo.
- Flujo másico constante.

3.6.2 Propiedades termofísicas de los materiales.

Los siguientes datos que se deben introducir a Fluent son las propiedades termofísicas de los materiales que involucran al sistema, ya sean sólidos o fluidos. En la Tabla 3.1, se muestran los valores de las propiedades termofísicas de los materiales de construcción de la losa y cavidad.

Tabla 3.1. Propiedades termofísicas de los materiales de construcción.

Material	λ (W/m-k)	Cp (J/kg-K)	ρ (kg/m ³)
Aislante térmico	0.0288	1470	10
Madera OSB	0.13	1880	650
Concreto	1.74	840	2300
Agua	0.06	4182	998.2

3.6.3 Condiciones de frontera.

Las variables principales que se consideraron para las condiciones de frontera fueron: el flujo másico, la temperatura del fluido a la entrada, el flux de calor en la parte superior de la losa. En este estudio se consideró que el agua se va a tomar de una cisterna (22°C), el flujo másico se tomó como referencia el reportado para

colectores solares de agua comerciales (0.014 kg/s). Para la parte superior de la losa la condición de frontera fue un flux de calor (408 W/m^2) se tomó del trabajo reportado por [Carreto, 2019] donde midió el flux de calor en la parte superior de una losa convencional, para la condición de máxima radiación solar en la ciudad de Cuernavaca, Morelos, para el día 15 de julio del 2018. Las otras condiciones de frontera se consideraron convectivas y para la determinación de coeficiente convectivo exterior ($h_{ext.}$) se utilizó la siguiente correlación (Duffie & Backam, 1980).

$$h_{ext} = 2.8 + 3u_{wind} \quad (3.1)$$

En la Tabla 3.2, se muestran las condiciones de frontera utilizadas, para iniciar las simulaciones. En el Apéndice A, se presenta un ejemplo de una simulación.

Tabla 3.2. Condiciones de frontera.

Variable	Valor
Flux de calor (q) W/m^2	408
Velocidad de entrada (V_{in}) m/s	0.033
Flujo másico (\dot{m}) kg/s	0.017
Temperatura de entrada (T_{in}) $^{\circ}\text{C}$	22

3.7 Mallado.

El mallado juega un papel importante al resolver un problema utilizando el método de volumen finito, la malla debe de representar geoméricamente el modelo físico a resolver y se debe de buscar que los volúmenes de control estén en contacto uniforme unos con otros en las fronteras de interface, esto al tratarse de una malla compuesta de dos o más materiales.

El mallado en el software ANSYS Meshing, utilizando un mallado estructurado no uniforme, debido a que se refino cerca de las paredes de la cavidad, con la finalidad de obtener mejores resultados en la resolución de la capa limite en las fronteras.

En el Apéndice A, se describe la metodología utilizada para realizar el mallado partiendo desde el modelo físico.

A continuación, en la Tabla 3.3 muestra la cantidad de nodos y número de elementos, de cada diseño de losa con intercambiador de calor con sus respectivos cinco casos de estudio, más el caso de la losa sin intercambiador de calor. Procurando no sobrepasar el límite de número de elementos permitido por el software ANSYS en su versión estudiantil, el cual es de 512,000 elementos.

Los casos de separación entre tubos para los diseños fueron los siguientes: Para la configuración con intercambiador de calor de tubos paralelos, tipo serpentín y colector: caso (1): losa sin intercambiador de calor; caso (2): 0.12m; caso (3): 0.15m; caso (4): 0.17m; caso (5): 0.26m; caso (6): 0.29m. Para las configuraciones de ICTH con ángulo de ramificación a 45° y 60° los casos de separación entre tubos fueron los siguientes: caso (1): losa sin intercambiador de calor; caso (2): 0.12m; caso (3): 0.15m; caso (4): 0.17m; caso (5): 0.21m; caso (6): 0.26m.

Tabla 3.3. Número de nodos y elementos de las configuraciones de intercambiadores de calor.

Configuración tubos paralelos.		
Caso	Número de elementos	Número de nodos
(1)	334118	182770
(2)	500985	234987
(3)	508271	250432
(4)	507329	250903
(5)	511568	266194
(6)	509703	265850
Configuración tipo serpentín.		
(1)	334118	182770
(2)	507850	250167
(3)	502863	256435
(4)	509690	257981
(5)	508028	265131
(6)	507113	265119
Configuración tipo colector.		
(1)	334118	182770
(2)	500476	260840
(3)	507997	271229
(4)	511363	271689
(5)	500369	269874
(6)	503393	270453
Configuración ICTH a 45°		
(1)	334118	182770
(2)	511401	262847
(3)	508519	262208
(4)	505298	261671
(5)	502728	261242
(6)	510229	271343
Configuración ICTH a 60°		
(1)	334118	182770
(2)	509992	262618
(3)	507868	262149
(4)	505115	261703
(5)	499779	260779

CAPÍTULO 3- DISEÑO Y PARÁMETROS DE SIMULACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR EMPOTRADO EN LA PARTE MEDIA DE UNA LOSA DE CONCRETO

(6)	50993	271326
Configuración ICTH a 45° con desviación en sus ramificaciones.		
(1)	334118	182770
(2)	509084	262246
(3)	507727	262439
(4)	506646	261926
(5)	502935	261304
(6)	510789	271452

Con base en los diseños de las diferentes configuraciones de intercambiadores de calor y las consideraciones realizadas. Con los parámetros de simulación y el mallado de las diferentes geometrías determinados, en el siguiente capítulo se presentaran los resultados de las simulaciones de las diferentes configuraciones de intercambiadores de calor en el interior de una losa de concreto.

CAPÍTULO 4. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.

En este capítulo se presentan y se discuten los resultados obtenidos de manera cualitativa y cuantitativa, de las simulaciones de una losa de concreto sin intercambiador de calor y de una losa de concreto con seis diferentes configuraciones de intercambiador de calor. Con un flujo másico constante de 0.017 kg/s. Las simulaciones se realizaron en el software comercial para CFD ANSYS Fluent®. Finalmente, se realizó un análisis a cerca de la eficiencia térmica de cada intercambiador de calor, a fin de determinar que configuración de intercambiador de calor obtuvo un mejor comportamiento.

4.1 Losa sin intercambiador de calor.

En la Figura 4.1, se presentan los resultados de la distribución de temperaturas de manera cualitativa en 3D de la parte superior, en la parte central de la losa y cavidad y en la parte inferior de la losa. Se observa que en la parte central de la losa que cubre a la cavidad es la zona que presentó resultados con mayor valor en la temperatura. Por lo tanto, es la zona de interés a estudiar, para lograr una disminución en la temperatura promedio en las superficies de la losa, mediante la inclusión de un intercambiador de calor empotrado en la parte media de la losa. Por lo tanto, esto significa que los bordes de la losa que no entran en contacto con la cavidad, no serán tomados en cuenta para las dimensiones del intercambiador de calor, ya que el efecto de borde puede mitigarse por conducción por medio del intercambiador de calor. Por otra parte, como se observa en la Figura 1 b) las temperaturas en la parte superior y media de la cavidad son elevadas, lo cual se buscará mitigar con el intercambiador de calor y el fluido de trabajo que circulará en el interior de la tubería.

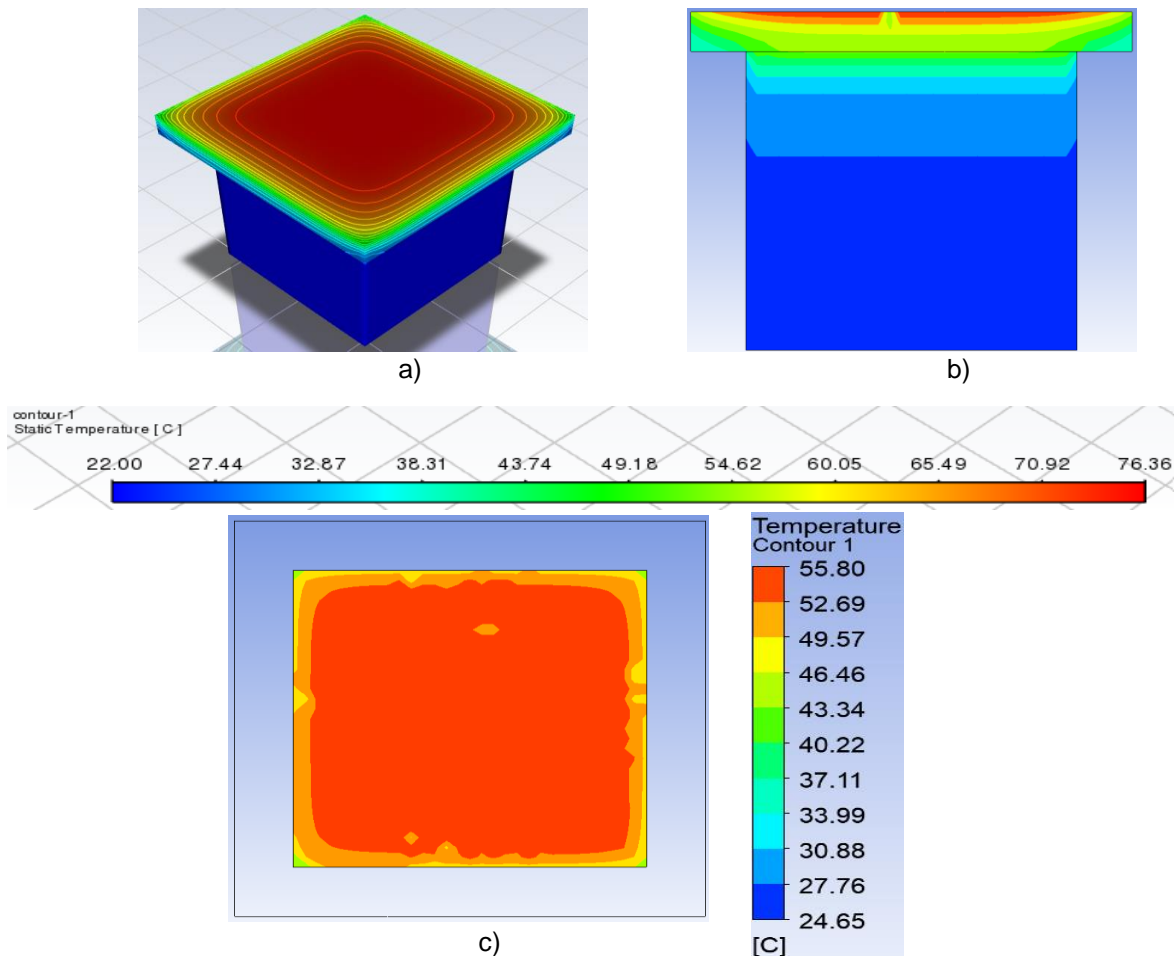


Fig.4.1 Resultados de la losa sin intercambiador de calor: a) Resultados en 3D de la parte superior de la losa; b) Resultados en la parte central de la losa y cavidad; c) Resultados en la parte inferior de la losa.

En el siguiente apartado, que es el de los resúmenes de resultados. En las Tablas de la 4.1 a la 4.7, se presentan de manera cuantitativa los promedios pesados sobre la superficie de: la temperatura en la parte superior de la losa (T_{psl}), la temperatura en la parte inferior de la losa (T_{pil}), la caída de presión del fluido de trabajo entre la entrada y la salida en la red de tubería (Δp), el flux de calor en la parte inferior de la losa (Q_{pil}). De igual manera se presenta el promedio pesado volumétrico de la temperatura en el interior de la cavidad (T_{pic}) y la longitud total de la red de tubería del serpentín (L_t). En el caso (1) al no utilizar un intercambiador de calor no se presentan los resultados en la Δp y L_t y en el caso (2) al no ser una red de tubería, los resultados de la Δp no se presentan. A partir de la Tabla 2, para comparar de forma cuantitativa se agrega el caso (1), que es la losa sin intercambiador de calor.

La Tabla 4.1, presenta los resultados de los promedios pesados obtenidos de la simulación de una losa sin intercambiador de calor de manera cuantitativa. Conforme a los resultados, este caso presentó temperaturas muy elevadas en las superficies y en el interior de la cavidad, esto se debe a que no cuenta con un tipo de tecnología que disminuya la temperatura y que retire el flux de calor que incide sobre la losa. De acuerdo a los resultados, se concluye que es necesario un tipo de tecnología para mitigar las altas temperaturas en la losa. En este estudio se utilizarán intercambiadores de calor empotrados en la parte media de la losa, y se evaluarán diferentes tipos de configuraciones, para determinar que configuración obtuvo un mejor comportamiento térmico, con menor la menor cantidad de tubería posible, en la parte central de la losa que es la zona de interés para este trabajo.

Tabla 4.1 Resumen de resultados de la losa sin intercambiador de calor

Caso	T_{psl} (°C)	T_{pil} (°C)	T_{pic} (°C)	Q_{pil} (W/m ²)
(1)	68.22	50.33	30.32	188.29

4.2 Losa con intercambiador de calor con configuración tubos paralelos

A continuación, en las figuras 4.2,4.3 y 4.4, muestran los resultados de las simulaciones de una losa con intercambiador de calor con configuración tubos paralelos: a) 3D en la parte superior de la losa; b) parte inferior de la losa y c) parte central de la losa y cavidad. A manera de comparación cualitativa se presenta las imágenes de los resultados obtenidos de una losa sin intercambiador de calor.

a) En la Figura 4.2 se presentan los contornos de temperatura en 3D de la parte superior de la losa, para los casos de una losa sin intercambiador de calor y una losa con diferentes separaciones entre tubos de un intercambiador de calor con configuración de tubos paralelos. Se observa que el caso (1) al ser la losa sin intercambiador de calor la distribución de temperaturas en la superficie de la losa es mayor con respecto a los otros cinco casos que cuentan con intercambiador de calor. El caso (2) fue el que obtuvo valores de temperatura menor a lo largo de la losa, ya que posee una mayor cantidad de tubos y la separación entre tubos es

CAPÍTULO 4- ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

menor. En el caso (3) se logra observar, como al disminuir la cantidad de tubos e incrementar la separación entre ellos los resultados de la temperatura comienzan a incrementarse en la superficie de la losa. El caso (4) de manera cualitativa logró una distribución uniforme de temperaturas a lo largo de la superficie de la losa, logrando que esta sea prácticamente la misma en todas las zonas de la parte superior de la losa. Los casos (5) y (6) presentaron zonas con mayor temperatura en la parte central de la losa, ya que fueron los casos que contaron con una menor cantidad de tubería y una mayor separación entre tubos.

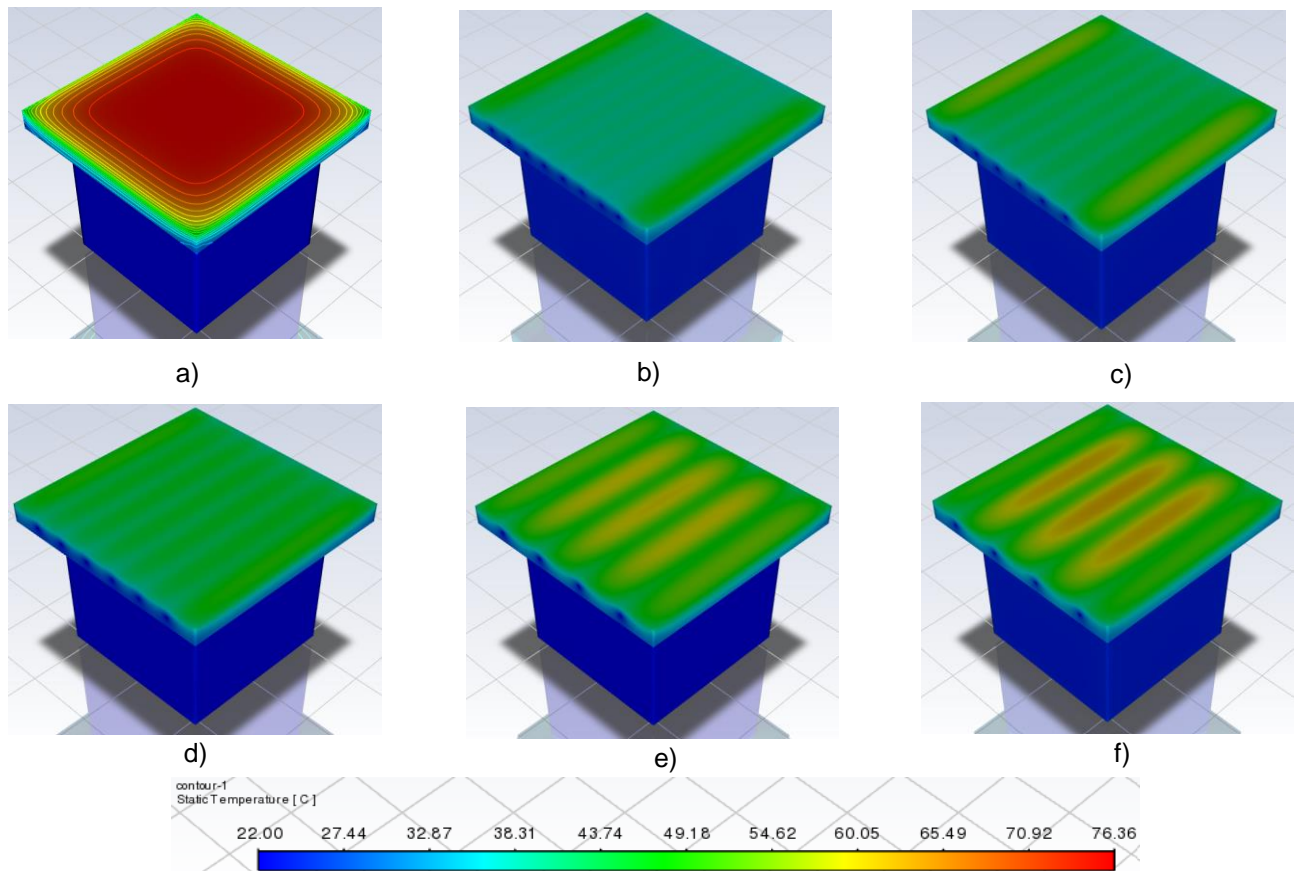


Fig.4.2 Resultados en 3D de la parte superior de la losa, configuración tubos paralelos, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor; b) tubos paralelos a 0.12m de separación; c) tubos paralelos a 0.15m de separación; d) tubos paralelos a 0.17m de separación; e) tubos paralelos a 0.26m de separación; f) tubos paralelos a 0.29m de separación.

b) En la Figura 4.3, se expone la distribución de temperaturas en la parte inferior de la losa que cubre a la cavidad, para el caso de la losa sin intercambiador de calor y la losa con cinco diferentes casos de un intercambiador de calor con configuración de tubos paralelos. De acuerdo a los resultados presentados, se visualiza que a mayor cantidad de tubería y una menor distancia entre tubos como en el caso (2) la distribución de temperaturas es menor con respecto a los otros casos, sin embargo, la distribución de temperaturas no se produjo uniformemente. Como ocurrió en el caso (4), esto se debió a la correcta distribución de los tubos en la losa, ya que

CAPÍTULO 4- ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

mitigo el efecto de borde en las partes laterales de la losa y en el centro de la misma mantuvo prácticamente la misma temperatura. A diferencia del caso (3) que contó con la misma cantidad de tubería que el caso (4), al haber una menor separación entre tubos y una mayor separación entre los tubos de los extremos con la cavidad, esto produjo que hubiese un mayor efecto de borde en las zonas laterales de la losa, lo cual propició que la distribución de temperaturas no fuera homogénea. En los casos (5) y (6) al contar con menor cantidad de tubos y una mayor separación entre ellos, se crearon celdas con temperaturas elevadas en el centro de la losa a comparación de los otros tres casos con intercambiador de calor con tubos paralelos.

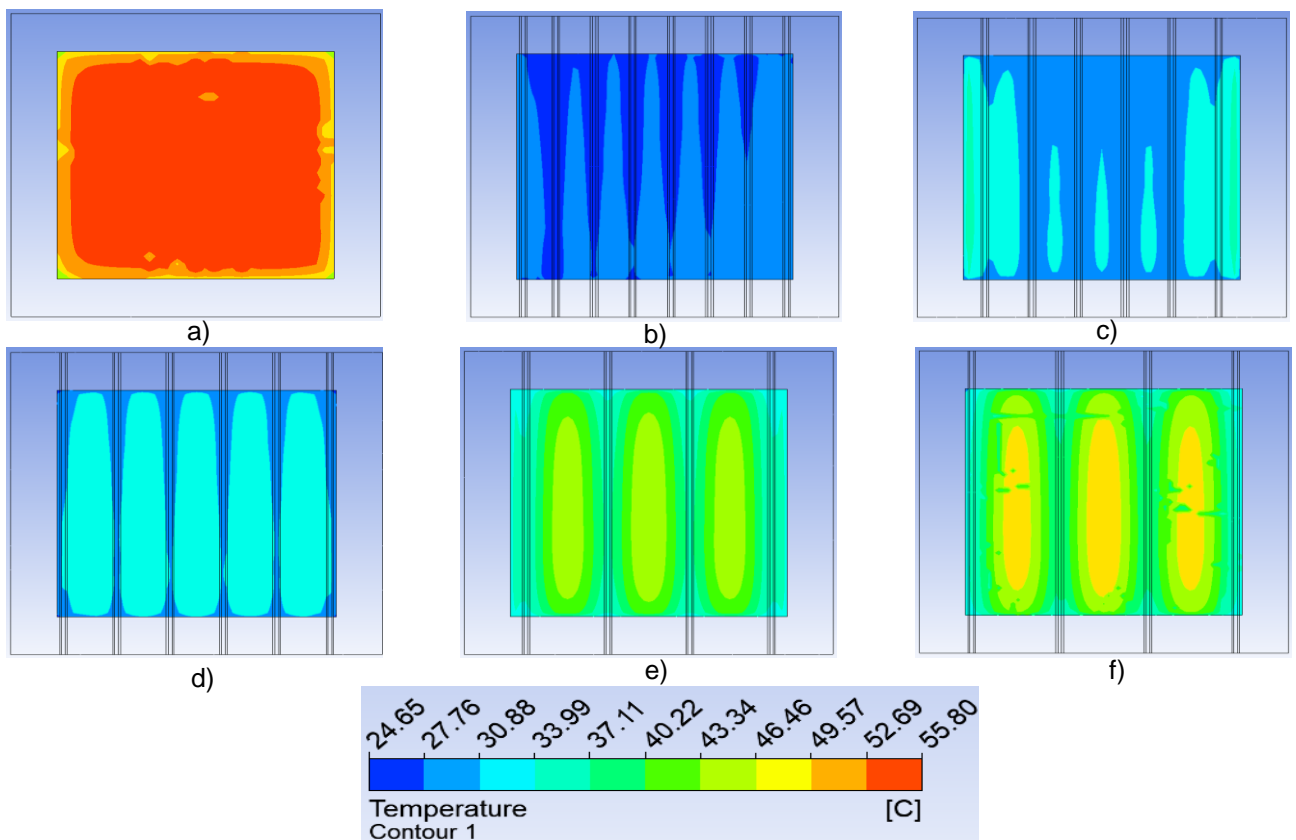


Fig.4.3 Resultados en la parte inferior de la losa, configuración tubos paralelos, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor; b) tubos paralelos a 0.12m de separación; c) tubos paralelos a 0.15m de separación; d) tubos paralelos a 0.17m de separación; e) tubos paralelos a 0.26m de separación; f) tubos paralelos a 0.29m de separación.

c) En la Figura 4.4, se presentan de manera gráfica los contornos de temperatura en la parte central de la losa y cavidad, para los mismos casos de la sección anterior. De acuerdo a los resultados obtenidos, se observa de forma cualitativa la temperatura en la losa y cavidad disminuyeron considerablemente con la inclusión de tubos en la parte media de la losa, a comparación de la losa sin tubos. Por otra parte, se aprecia como la temperatura en la cavidad de las configuraciones que tienen tubos paralelos incrustados en la losa es prácticamente similar. Donde se

CAPÍTULO 4- ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

produce una principal diferencia es en la temperatura de la losa, conforme se aumenta la separación entre tubos y disminuye la cantidad de tubería, la temperatura a lo largo de la losa va incrementándose, sobre todo en los casos (5) y (6) donde se aprecia de forma pronunciada.

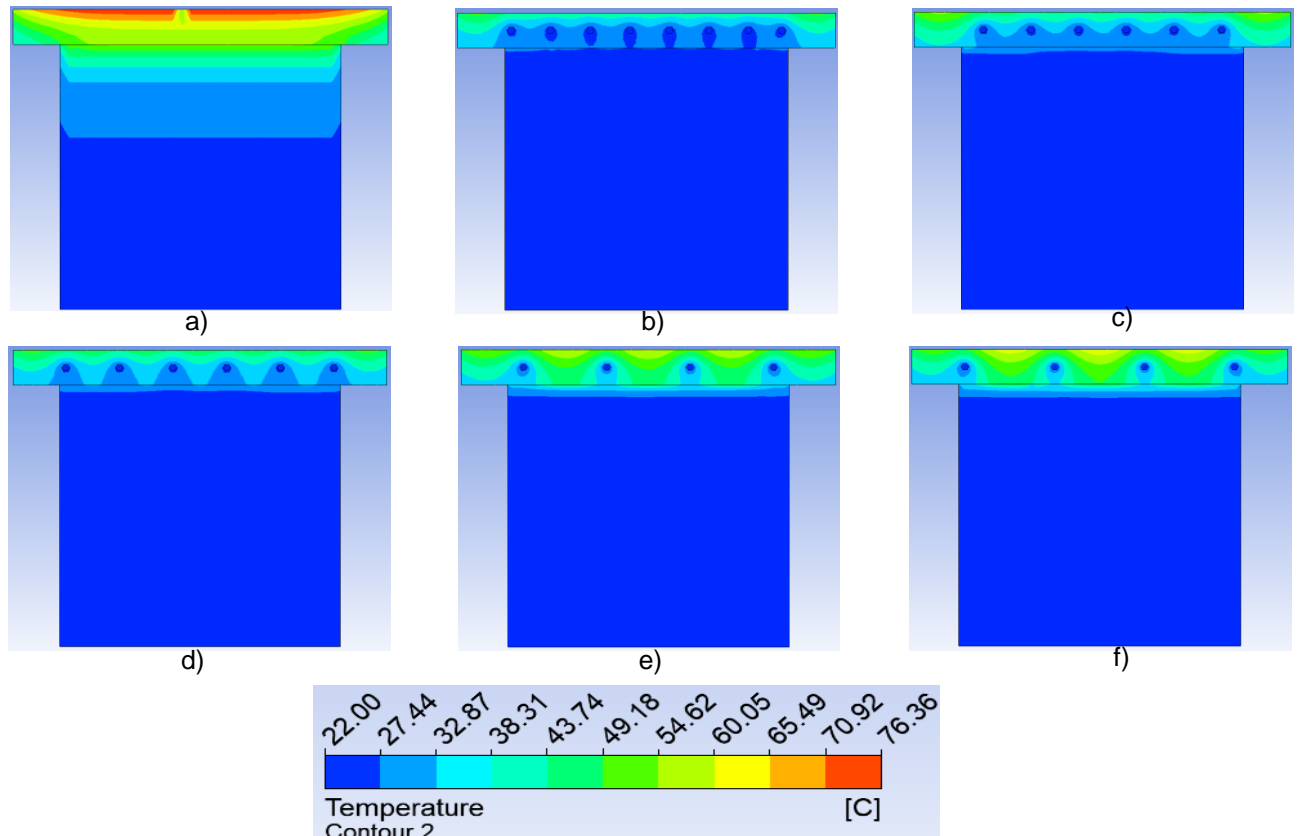


Fig.4.4 Resultados en la parte central de la losa y cavidad, configuración tubos paralelos, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor; b) tubos paralelos a 0.12m de separación; c) tubos paralelos a 0.15m de separación; d) tubos paralelos a 0.17m de separación; e) tubos paralelos a 0.26m de separación; f) tubos paralelos a 0.29m de separación.

La Tabla 4.2, expone los resultados promedios pesados obtenidos de las simulaciones de una losa de concreto con intercambiador de calor con configuración tubos paralelos. Los casos que presentaron un mejor comportamiento térmico fueron los casos (2), (3) y (4). El caso que obtuvo una menor diferencia de temperatura entre la T_{psl} y T_{pil} , fue el caso (3) con 16.1°C. El caso en donde disminuyó la T_{pil} en mayor porcentaje fue el caso (2) con 47.19% con respecto al caso (1), sin embargo, el caso (3) utilizando una menor cantidad de tubería, su porcentaje de disminución de la T_{pil} fue de 41.98%. Finalmente, realizando la comparación de la Q_{pil} del caso (1) con respecto a los 5 casos con intercambiador de calor. El caso (2) disminuyó 183.11W/m² de la Q_{pil} , siendo el caso que logró disminuir en menor medida en este apartado. Mientras que los casos (3) y (4) disminuyeron 179.39 y 178.58W/m² de la Q_{pil} , utilizando un 25% menos de tubería, lo cual indica que cualquiera de estos dos casos, para este tipo de configuración

pueden ser empleados sin problema.

Tabla 4.2 Resumen de resultados de la losa con configuración de tubos paralelos.

Caso	Tpsl (°C)	Tpil (°C)	Tpic (°C)	Qpil (W/m ²)	Lt (m)
(1)	68.22	50.33	30.32	188.29	-
(2)	42.00	26.58	22.36	5.18	9.6
(3)	45.30	29.20	22.40	8.90	7.2
(4)	44.58	29.80	22.40	9.71	7.2
(5)	50.77	37.11	22.60	17.1	4.8
(6)	51.52	39.12	22.63	19.17	4.8

4.3 Losa con intercambiador tipo serpentín

A continuación, en las Figuras 4.5, 4.6 y 4.7 se presentan los resultados en 3D en la parte superior de la losa, en la parte inferior de la losa y en la parte central de la losa y cavidad, de las simulaciones de una losa sin intercambiador de calor y de una losa con intercambiador de calor tipo serpentín, respectivamente, para diferentes separaciones del serpentín.

a) La Figura 4.5 muestra, la distribución de temperaturas en 3D de la parte superior de la losa, de una losa sin intercambiador de calor y de una losa con cinco casos con intercambiador de calor tipo serpentín. Conforme a los resultados presentados cualitativamente. El caso (2) al igual que en la configuración anterior es el que logró disminuir la temperatura en la superficie de la losa. Sin embargo, no logró una correcta homogenización de la temperatura en la superficie de la losa, debido que al tener una separación entre tubos menor el fluido de trabajo comenzó a elevar su temperatura a partir de la mitad de su trayectoria en la red de tubería. El caso (4) fue el que logró una mejor uniformización de la temperatura en la losa, ya que hubo una mejor distribución del intercambiador de calor en la losa, al tener una separación entre tubos intermedia en comparación de los otros casos el fluido de trabajo elevó su temperatura desde el tramo inicial en la red de tubería. Los casos (5) y (6) son los casos que presentan zonas con temperaturas más elevadas con respecto a los casos que cuentan con intercambiador de calor, ya que tienen una menor cantidad de tubería y una mayor separación entre tubos.

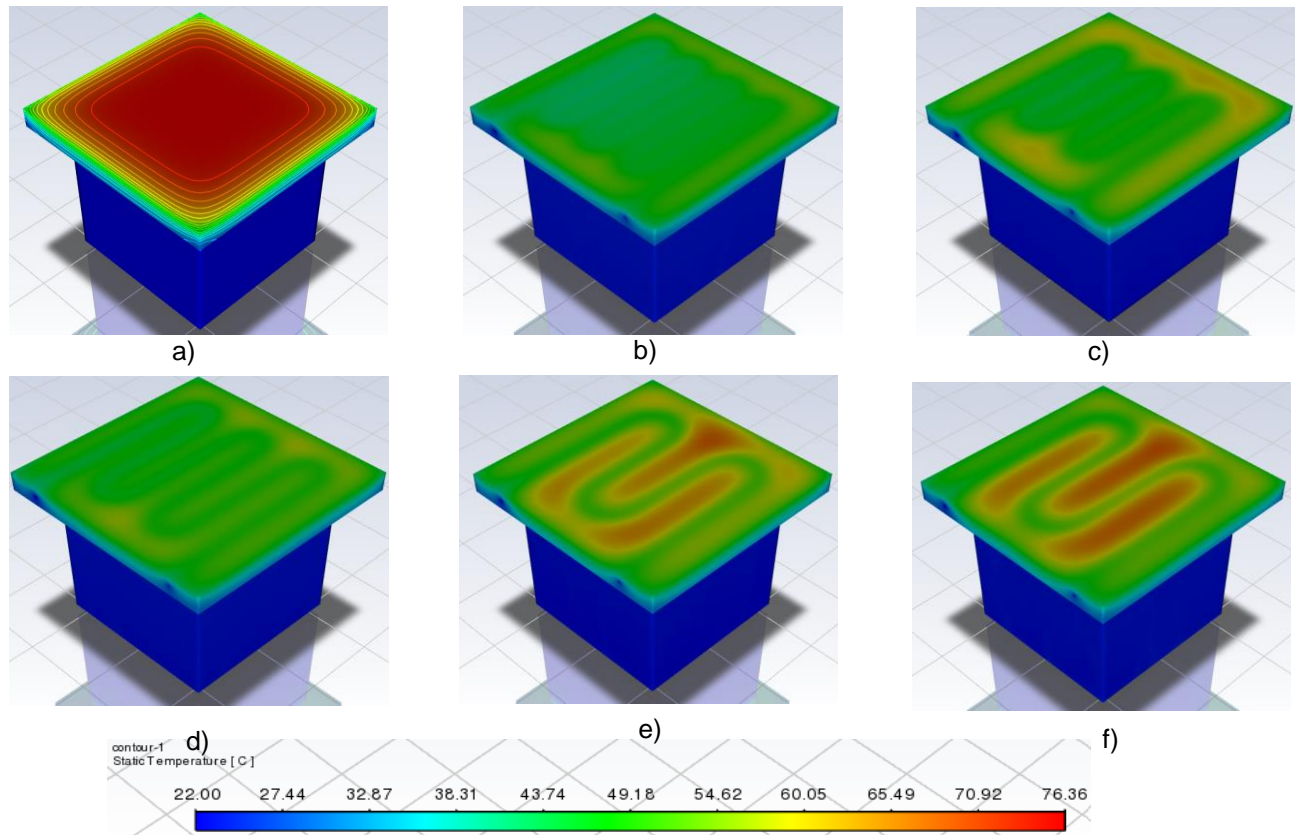


Fig.4.5 Resultados en 3D de la parte superior de la losa, configuración tipo serpentin, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.26m de separación; f) caso (6) a 0.29m de separación.

b) La Figura 4.6, expone los resultados de forma cualitativa de la distribución de temperatura, en la parte inferior de la losa que cubre a la cavidad, de una losa sin intercambiador de calor y de una losa con cinco casos con intercambiador de calor tipo serpentin. Se observa que los resultados de la temperatura en la parte inferior de losa fueron más elevados que la configuración de tubos paralelos, sin embargo, con esta configuración se requirió una menor cantidad de tubería. De nueva cuenta el caso (2) fue el que presentó una distribución de temperatura menor con respecto a los otros casos, ya que fue el caso que contó con una mayor cantidad de tubería y por lo tanto una menor separación entre tubos, pero no presento una distribución de temperaturas de manera uniforme. Los casos (3) y (4) a pesar de contar con el mismo número de curvas y una longitud de tubería prácticamente similar, el caso (4) presento una distribución de temperaturas de manera uniforme en la losa con respecto a este y a los a demás casos, además de que mejoró el efecto de borde en la parte inferior de la losa, algo que no logró la configuración (3), debido a la separación que existe entre la tubería y los bordes de la cavidad es mayor. Los casos (5) y (6) volvieron a presentar zonas con temperaturas más elevadas en el centro de la losa, siendo el caso (6) el que mayor temperatura presentó debido a

que era el caso que tenía una mayor separación entre tubos.

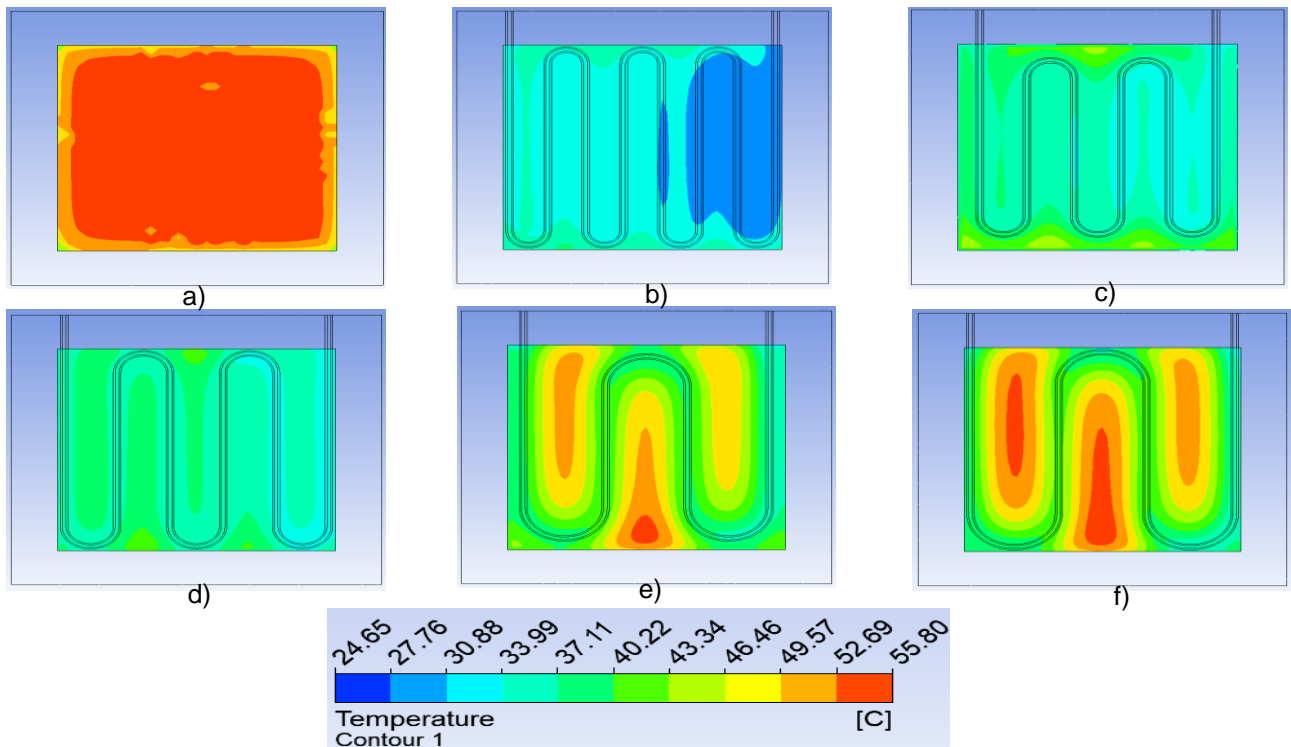


Fig.4.6 Resultados en la parte inferior de la losa, configuración tipo serpentín, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.26m de separación; f) caso (6) a 0.29m de separación.

b) En la Figura 4.7, se presentan los resultados obtenidos en la distribución de temperatura en la parte central de la losa y cavidad, en una losa sin intercambiador de calor y de una losa con cinco casos con intercambiador de calor tipo serpentín. En comparación de la configuración de tubos paralelos, en esta configuración al utilizar una menor cantidad de tubería. La temperatura en la cavidad, sufrió una pequeña variación, particularmente en la parte superior de la cavidad donde presentó un incremento en la temperatura a comparación de la configuración de tubos paralelos. También la temperatura en la losa fue ligeramente superior con respecto a la configuración de tubos paralelos. Esto debido a tres factores: 1) la configuración tipo serpentín contó con una menor cantidad de tubería; 2) la configuración tipo serpentín es una red de tubería y la configuración de tubos paralelos, son una serie de tubos independientes que atravesaron todo el largo de la losa y 3) la configuración tipo serpentín al ser una red de tubería, el fluido de trabajo adquiere una mayor temperatura en algún punto en su trayectoria.

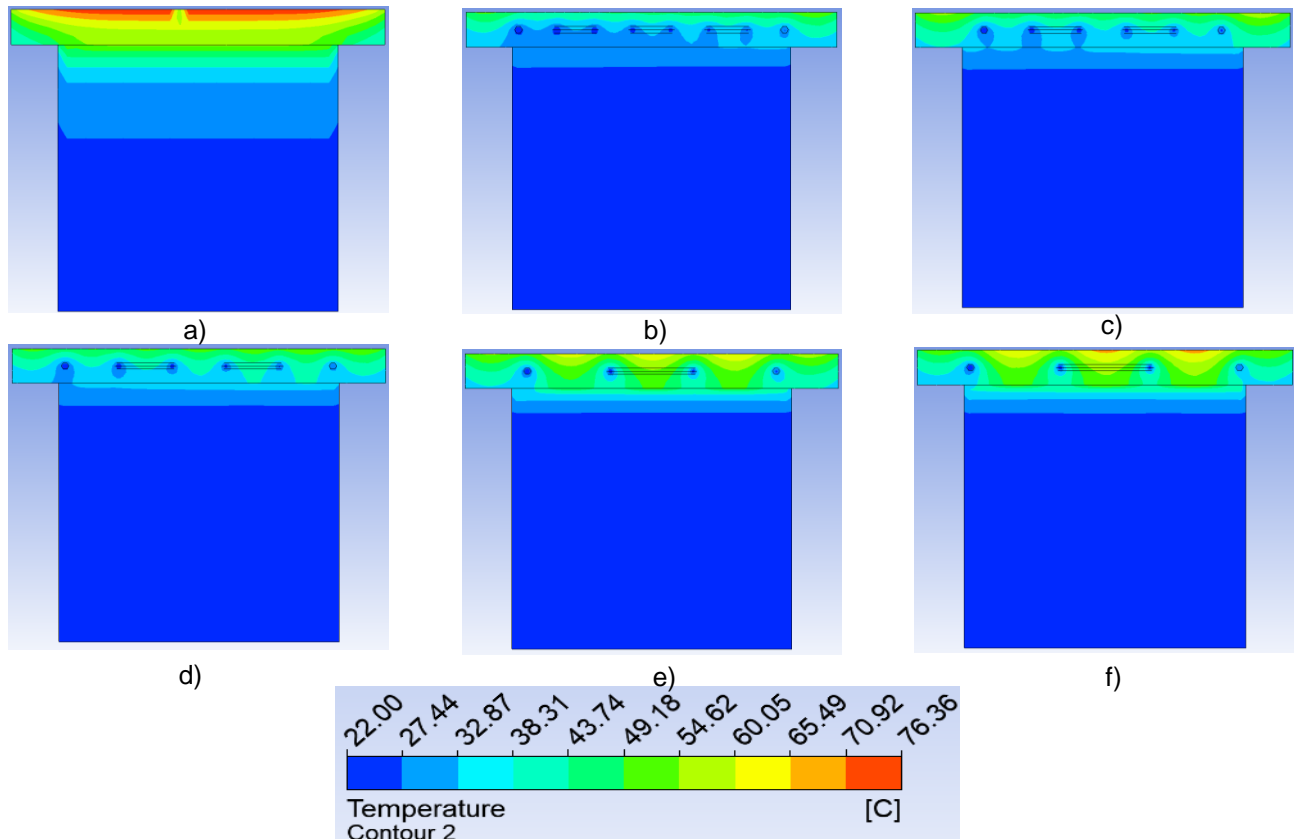


Fig.4.7 Resultados en la parte central de la losa y cavidad, configuración tipo serpentín, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor; b) caso (2) 0.12m de separación; c) caso (3) 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) 0.26m de separación; f) caso (6) 0.29m de separación.

En la Tabla 4.3, se presenta de manera cuantitativa los resultados de los promedios pesados de la simulación de la losa sin intercambiador de calor y de una losa con intercambiador de calor tipo serpentín. Conforme a los resultados con este tipo de configuración se produjo una mejor remoción de energía, este se debe que al ser una red de tubería el fluido de trabajo recorre un recorrido más amplio y por más tiempo dentro del intercambiador de calor. Por otra parte, a pesar de ser la configuración que contaba con una menor cantidad de tubería fue la que arrojó mayores resultados en la Δp de todas las configuraciones con intercambiador de calor, esto es a causa de las curvas tipo “U” generaron una mayor fricción del fluido de trabajo en la tubería, y por lo tanto una mayor oposición para que el fluido de trabajo pudiera fluir dentro de la red de tubería. El caso (4) obtuvo un mejor balance entre lo térmico y la relación de tubería utilizada, ya que obtuvo resultados similares al caso (2) utilizando un 21% menos de tubería.

Tabla 4.3 Resumen de resultados del intercambiador de calor tipo serpentín.

Caso	Tpsl (°C)	Tpil (°C)	Tpic (°C)	Qpil (W/m ²)	Δp (Pa)	Lt (m)
(1)	68.22	50.33	30.32	188.29	-	-
(2)	46.61	29.93	23.63	3.84	144.15	7.51
(3)	51.58	34.14	23.40	5.78	129.02	5.38
(4)	49.24	33.84	23.47	5.47	131.24	5.93
(5)	55.61	41.56	23.42	11.15	111.07	4.00
(6)	55.57	43.02	23.73	11.65	111.94	4.21

4.4 Losa con intercambiador de calor tipo colector

Las Figuras 4.8, 4.9 y 4.10, muestran los resultados de las simulaciones de una losa sin intercambiador de calor y de una losa con intercambiador de calor tipo colector: para los resultados en 3D en la parte superior de la losa, en la parte inferior de la losa, y en la parte central de la losa y cavidad, respectivamente, para las diferentes separaciones entre tubos para el intercambiador de calor tipo colector.

a) En la Figura 4.8, se muestran los resultados de manera cualitativa en 3D de los contornos de temperatura en la parte superior de la losa. De una losa sin intercambiador de calor y de una losa con cinco diferentes casos con intercambiador de calor tipo colector. A diferencia de las dos configuraciones anteriores, en este tipo de configuración de una losa con intercambiador de calor tipo colector, en ninguno de los casos presentó una distribución de temperaturas homogénea en la losa. El caso (2) que fue el que obtuvo menor distribución de temperatura. En ciertas zonas se presentaron zonas con temperaturas un poco elevadas en el tramo final de la red de tubería del intercambiador de calor, esto se debió a que, en la parte final del intercambiador de calor, no hubo una correcta distribución del flujo a lo largo de la red de tubería. El caso (3) y (4) fueron los que mejor desempeño presentaron, debido a que hubo una mejoría en la distribución del fluido de trabajo, con respecto a los otros casos pese a contar con una menor cantidad de tubería. En los casos (5) y (6) fueron los casos con intercambiador de calor, donde se acentuaron los rangos de temperatura más elevados en la parte central de la losa, debido a que la separación entre tubos es de mayor proporción, también a que se empleó una menor cantidad de tubería y una deficiente distribución del fluido de trabajo en el tramo final del intercambiador de calor.

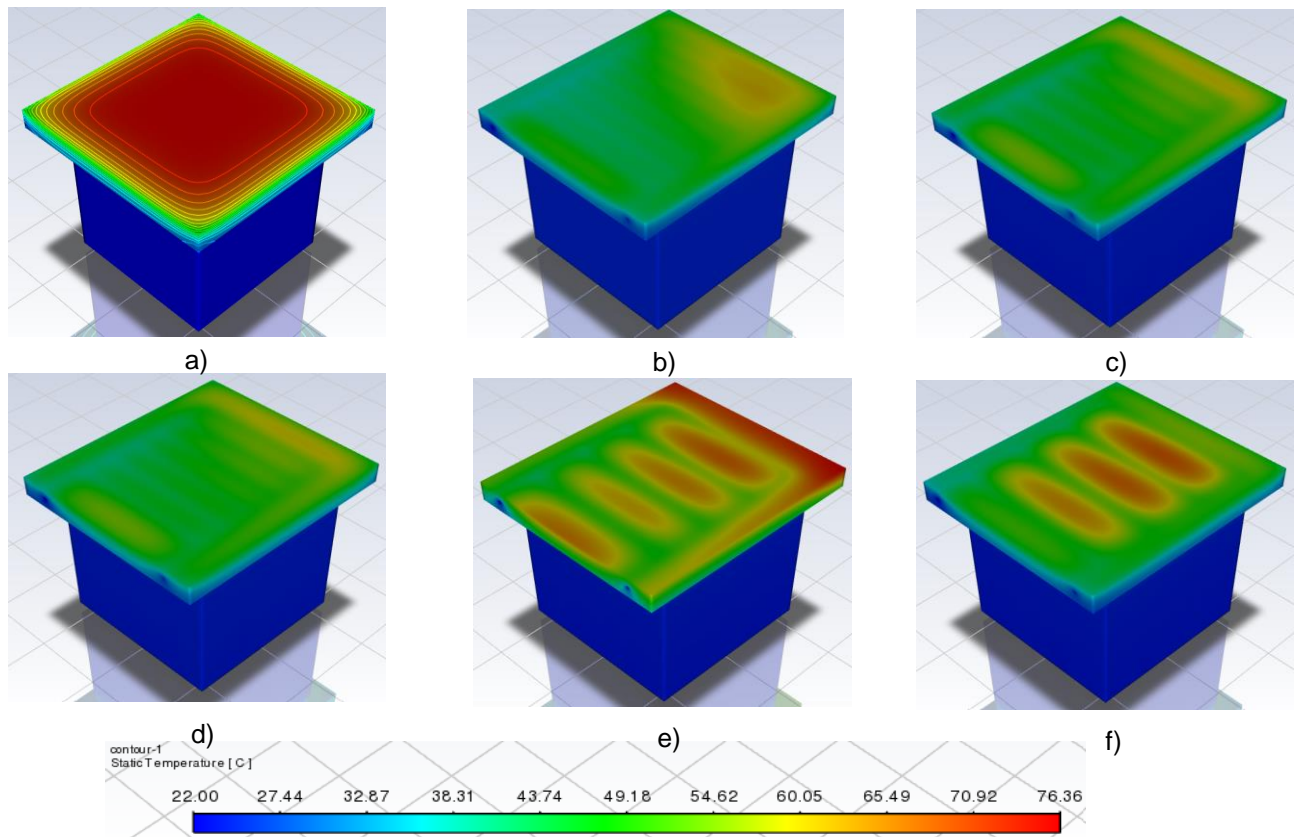


Fig.4.8 Resultados en 3D de la parte superior de la losa, configuración tipo colector, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.26m de separación; f) caso (6) a 0.29m de separación.

b) La Figura 4.9 se muestran los resultados de la distribución de temperatura en la parte inferior de la losa, de una losa sin intercambiador de calor y de una losa con cinco casos con intercambiador de calor tipo colector. De acuerdo a los resultados. Se observa como el caso (2) que contó con una mayor cantidad de tubería, un mayor número de pasos y menor separación entre tubos, obtuvo una distribución de temperaturas bastante irregular ya que, en el tramo inicial del intercambiador de calor, la temperatura en la losa es baja, debido a que al tener la entrada y la salida del fluido de trabajo del mismo lado de la losa, el fluido de trabajo entra y trata de salir en la primera ramificación, así que las ultimas ramificaciones el movimiento del fluido de trabajo es menor en comparación con las primeras ramificaciones, es por eso que en esa zona de la losa la temperatura incremento, dando como resultado una distribución de temperaturas no uniforme. El caso (3) fue el único que presentó una distribución de temperaturas medianamente uniforme, a diferencia del caso (4) que, si bien cuentan con el mismo número de pasos, en este caso al tener una separación tubos mayor y una separación entre la tubería y la cavidad menor, la distribución del fluido de trabajo dentro del intercambiador de calor era más deficiente que en el caso (3). En los casos (5) y (6) ocurrió lo mismo que en el caso

(2) el fluido de trabajo se concentraba en el tramo inicial del intercambiador de calor, en el tramo final, el fluido de trabajo no circulaba en la misma proporción que al inicio, esto sumado a que son los casos que contaron con una mayor separación entre tubos, lo cual origino que en la parte central de la losa la temperatura se incrementara de una manera considerable.

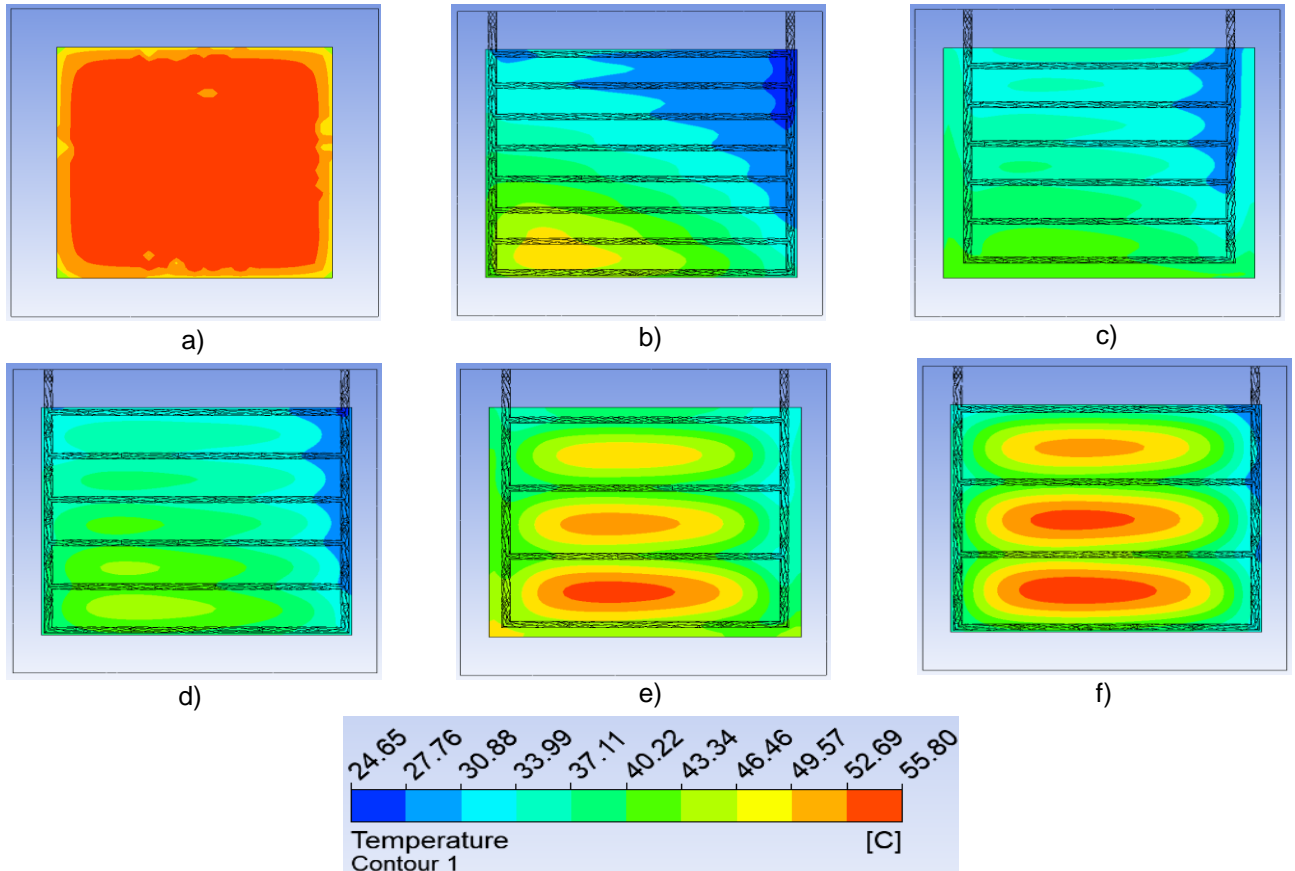


Fig.4.9 Resultados en la parte inferior de la losa, configuración tipo colector, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.26m de separación; f) caso (6) a 0.29m de separación.

c) En la Figura 4.10, se exponen de manera gráfica los resultados conseguidos en un corte transversal en la parte media de la losa y cavidad, de una losa sin intercambiador de calor y de una losa con cinco casos de intercambiador con calor tipo colector. Se observa que, en comparación de las dos configuraciones presentadas anteriormente, los valores de temperatura en la losa y en la cavidad son mayores, esto se debió a lo que se ha mencionado con respecto a esta configuración, que el volumen del fluido de trabajo no se distribuyó correctamente a lo largo del intercambiador de calor, concentrándose la mayor parte en los tramos iniciales del intercambiador de calor, en los tramos finales el volumen del fluido de trabajo no llegaba con la misma proporción. La deficiencia en la distribución del fluido de trabajo, se debe a que el ángulo de distribución en las conexiones tipo T

CAPÍTULO 4- ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

de cada paso del intercambiador de calor es de 90° , esto es que son totalmente rectas y no permite una mayor apertura al flujo, como si lo permitiría si el ángulo fuera de menor grado. Finalmente, la configuración tipo colector obtuvo un comportamiento deficiente y bastante alejado a comparación de todas las configuraciones presentadas en este estudio.

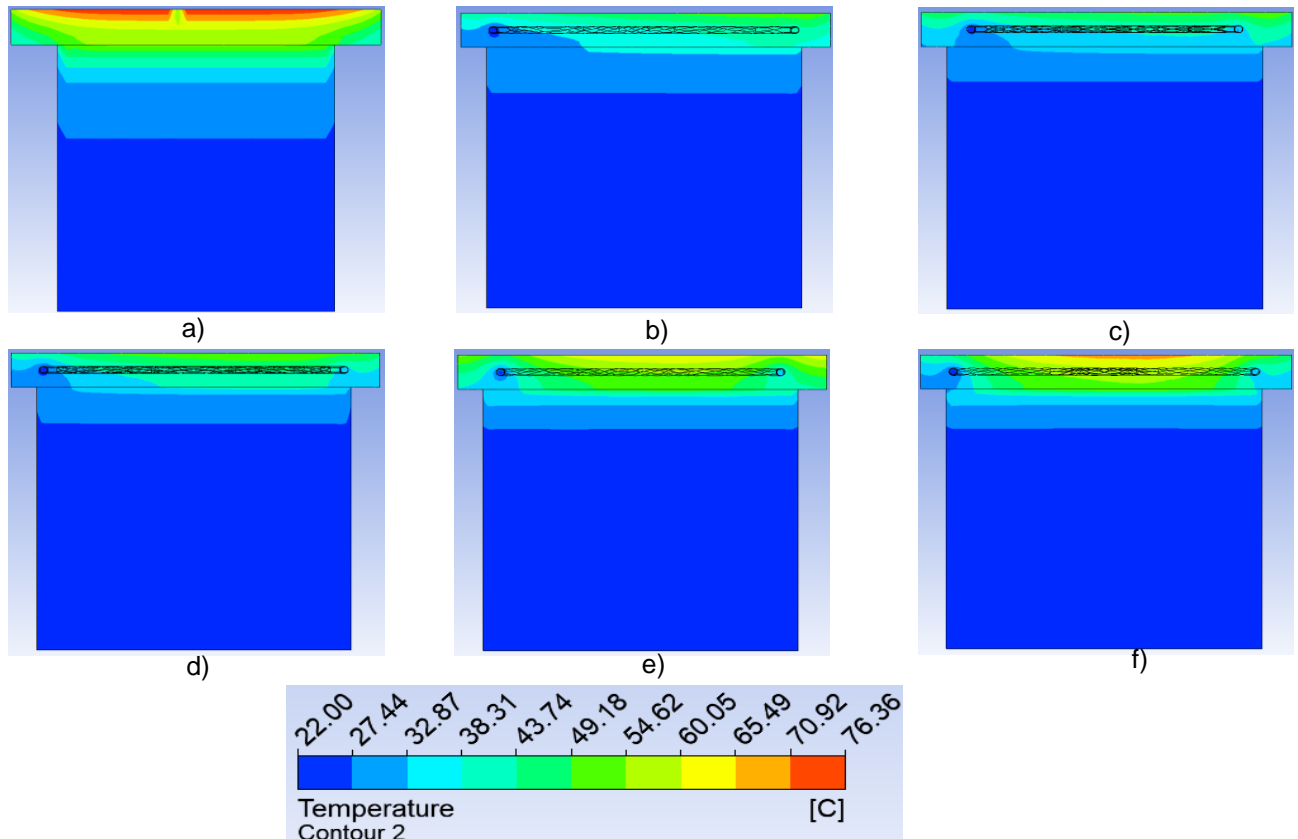


Fig.4.10 Resultados en la parte central de la losa y cavidad, configuración tipo colector, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor; b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.26m de separación; f) caso (6) a 0.29m de separación.

En la Tabla 4.4, se presentan de manera cuantitativa los resultados de los promedios pesados de la simulación de la losa con intercambiador de calor tipo colector. De acuerdo con los resultados, el intercambiador de calor tipo colector fue el que peor comportamiento obtuvo, como se constató en las Figuras 8, 9 y 10, ya que las temperaturas promedio superficiales, y la temperatura promedio en el interior de la cavidad fueron las más elevadas de todas las configuraciones. Esta configuración requirió un 16% más de tubería que la configuración tipo serpentín. Para concluir, el diferencial de temperatura que obtuvo esta configuración, fue el menor en comparación de las otras configuraciones, esto indica que este tipo de intercambiador de calor, no disminuyó la temperatura en las superficies de la losa comparado con las otras configuraciones, por lo cual esta configuración queda prácticamente descartada.

Tabla 4.4 Resumen de resultados del intercambiador de calor tipo colector.

Caso	Tpsl (°C)	Tpil (°C)	Tpic (°C)	Qpil (W/m ²)	Δp	Lt (m)
(1)	68.22	50.33	30.32	188.29	-	-
(2)	49.65	35.49	27.30	2.37	77.77	8.94
(3)	50.47	35.53	26.54	3.13	74.19	6.52
(4)	49.91	36.66	27.19	4.33	79.93	7.22
(5)	59.00	43.21	26.62	5.80	74.33	5.20
(6)	54.51	43.63	26.61	5.72	74.98	5.50

4.5 Losa con intercambiador de calor tipo hoja (ICTH) con un ángulo de ramificación a 45°

Las Figuras 4.11, 4.12 y 4.13 presentan los resultados de las simulaciones de una losa con intercambiador de calor tipo hoja, con un ángulo de ramificación a 45°: a) 3D en la parte superior de la losa; b) parte inferior de la losa y c) parte central de la losa y cavidad. A manera de comparación cualitativa se presenta las imágenes de los resultados obtenidos de una losa sin intercambiador de calor.

a) En la Figura 4.11, se muestran los resultados de manera cualitativa en 3D de distribución de temperatura en la parte superior de la losa, de una losa sin intercambiador de calor y de una losa con cinco diferentes casos del ICTH. De acuerdo con los resultados obtenidos. Se visualiza que, con respecto a las configuraciones de intercambiador de calor presentadas anteriormente, al utilizar el ICTH se obtuvo un rango menor en la distribución de temperatura en la parte central de la losa la cual es la zona de mayor interés, en prácticamente todos los casos. Por otra parte, como ocurrió en las configuraciones anteriores el caso (2) presentó los valores más bajos de temperatura en la losa. Sin embargo, en los casos (5) y (6) a diferencia de las configuraciones anteriores donde estos dos casos al contar con una menor cantidad de tubería la temperatura en la losa se incrementaba considerablemente, con este tipo de diseño de intercambiador de calor la temperatura en la losa no incrementó de manera considerable al contrario el caso (5) presento una homogenización de temperaturas en el centro de la losa.

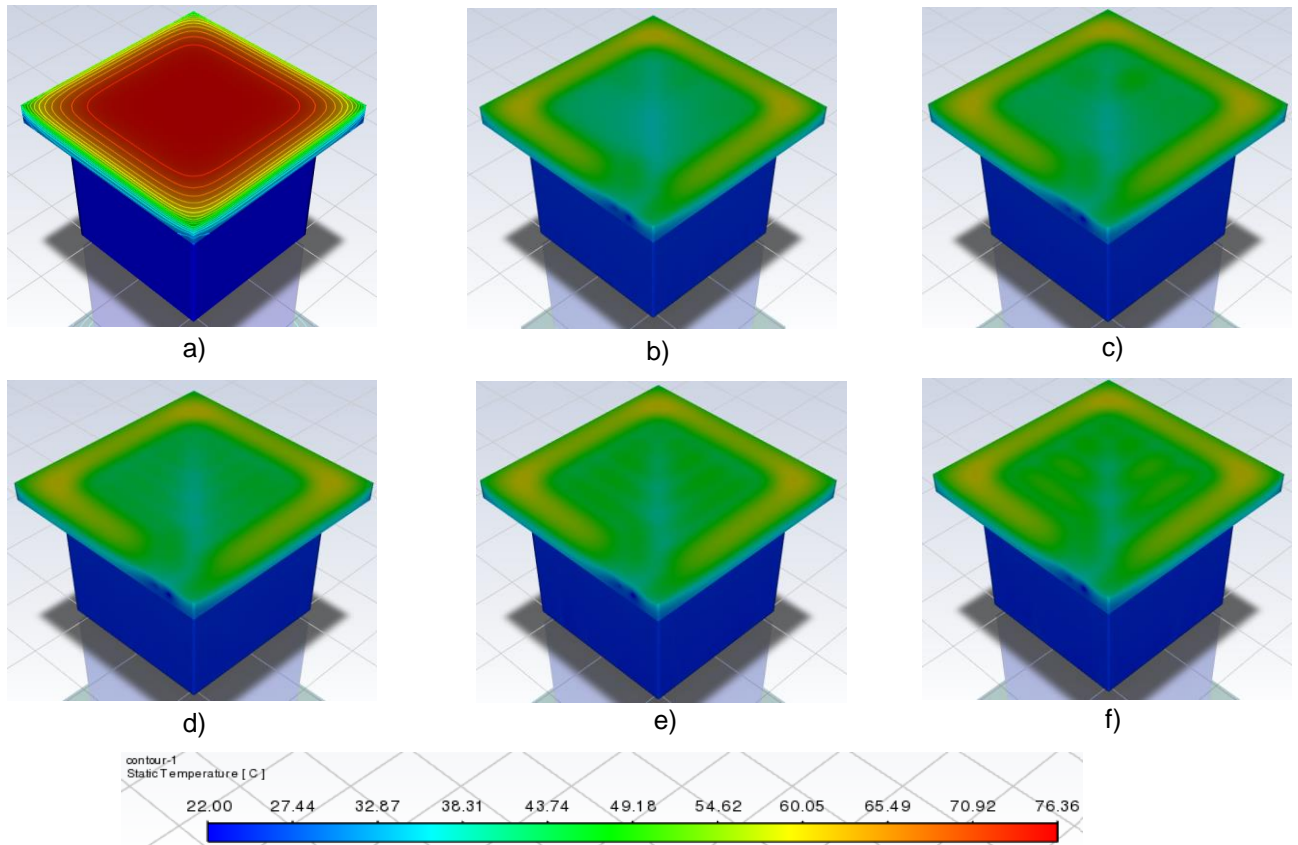


Fig.4.11 Resultados en 3D de la parte superior de la losa, configuración tipo ICTH a 45°, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.

b) La Figura 4.12, presenta los resultados de la distribución de temperatura en la parte inferior de la losa que cubre a la cavidad, de una losa sin intercambiador de calor y de una losa con cinco diferentes casos con ICTH. De acuerdo a los resultados presentados, se visualiza como la temperatura en el centro de losa es prácticamente similar en cada uno de los cinco casos de la losa con ICTH a comparación de las configuraciones anteriores, que cuando la tubería disminuía, la temperatura en el centro de la losa se incrementaba. Por otra parte, se observa como mejoró la distribución del fluido de trabajo a lo largo de la red de tubería del ICTH, a comparación de la configuración tipo colector donde la distribución del flujo era deficiente, esta mejora en la distribución del flujo, se vio reflejada en la homogenización de la distribución de temperaturas a lo largo de la superficie de la losa. El caso (5) fue el que presentó un mejor balance entre lo térmico y el material utilizado para el ICTH, ya que con menor cantidad de tubería logró resultados similares a los casos con una mayor cantidad de tubería, lo que lo hace una opción viable.

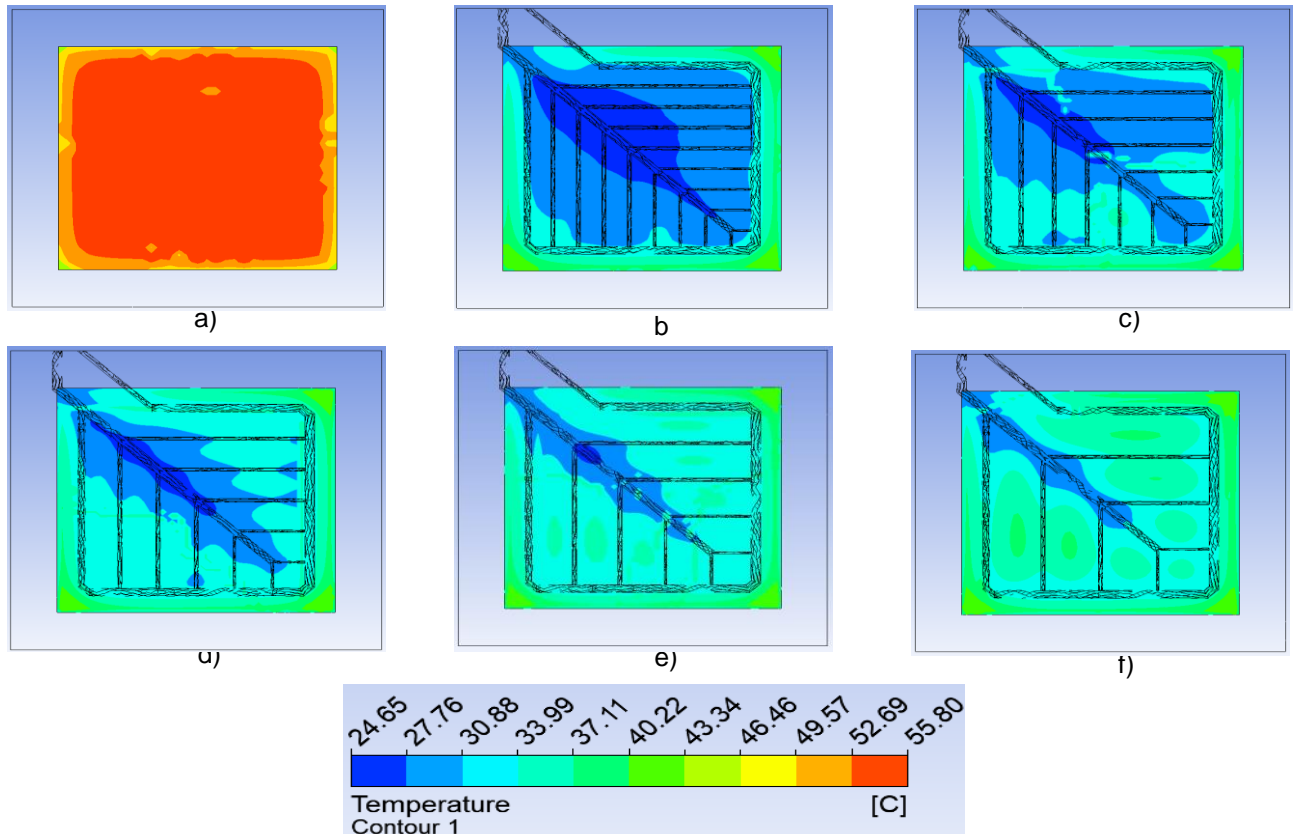


Fig.4.12 Resultados en la parte inferior de la losa, configuración tipo ICTH a 45°, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.

c) La Figura 4.13 muestra los contornos de temperatura de los resultados logrados en un corte transversal en la parte media de la losa y cavidad, de una losa sin intercambiador de calor y de una losa con cinco casos de ICTH con un ángulo de ramificación a 45°. Conforme a los resultados, se muestra como la distribución de temperaturas en el corte central de la losa y cavidad mejoró en comparación de la configuración anterior (tipo colector). Donde se notó la mejoría fue en la temperatura de la losa, que prácticamente tiene una temperatura uniforme en el área que abarca el ICTH. Una de las principales razones por la cual se obtuvo esta mejora, es porque al tener un intercambiador de calor con forma arbórea, permite abarcar una mayor cantidad de área superficial en la zona de interés.

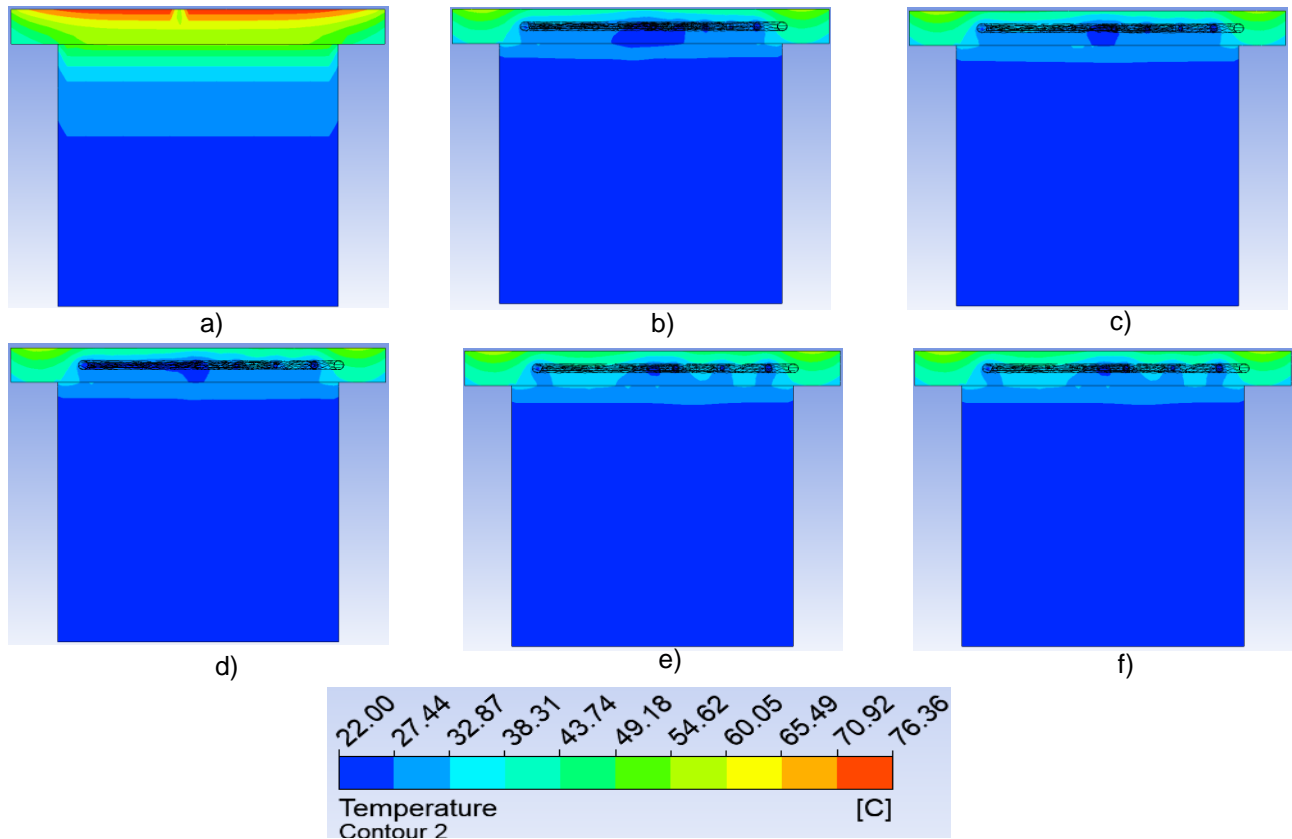


Fig.4.13 Resultados en la parte central de la losa y cavidad, configuración tipo ICTH a 45°, velocidad de 0.033m/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.

La Tabla 4.5, presenta los resultados de los promedios pesados de la simulación de la losa con ICTH con ángulo de ramificación a 45°. De acuerdo a los resultados, al utilizar el nuevo diseño de intercambiador de calor, mejoró los resultados en prácticamente todos los rubros que se mencionan en la Tabla 5, esto se debe a que este tipo de diseño se enfocó en la zona central de la losa, y también al tipo de diseño arbóreo le permitió cubrir una mayor superficie. La contra que tiene esta configuración es que requirió una mayor longitud de tubería para su diseño, sin embargo, a pesar de ello obtuvo una Δp menor que las configuraciones tipo serpentín y colector, debido a las reducciones que se realizaron en el troncal y en los ramales, que permitió la libre circulación al fluido de trabajo sin presentarle mayor resistencia, como sí ocurrió en las dos configuraciones anteriores y también por ello mejoró la remoción de energía, ya que el fluido de trabajo recorrió una mayor trayectoria por un tiempo más prolongado.

Tabla 4.5 Resumen de resultados del intercambiador de calor tipo hoja a 45°.

Caso	T _{psl} (°C)	T _{pil} (°C)	T _{pic} (°C)	Q _{pil} (W/m ²)	Δp	Lt (m)
(1)	68.22	50.33	30.32	188.29	-	-
(2)	49.19	31.00	25.03	1.95	74.54	10.09
(3)	49.74	31.97	24.80	2.62	71.55	8.59
(4)	49.94	32.33	24.68	2.83	69.17	7.82
(5)	50.53	33.34	24.59	3.37	73.36	6.98
(6)	51.28	34.54	24.62	3.89	72.23	5.57

4.6 Losa con intercambiador de calor tipo hoja (ICTH) con un ángulo de ramificación a 60°.

Las Figuras 4.14, 4.15 y 4.16, presentan los resultados obtenidos de las simulaciones de una losa con intercambiador de calor tipo hoja con un ángulo de ramificación a 60°: a) 3D en la parte superior de la losa; b) parte inferior de la losa y c) parte central de la losa y cavidad. A manera de comparación cualitativa se presenta las imágenes de los resultados obtenidos de una losa sin intercambiador de calor. La modificación del ángulo de ramificación se realizó para visualizar el comportamiento con un ángulo diferente a 45° y compararlo con este.

a) En la figura 4.14, se muestran los resultados de la distribución de temperaturas en 3D de la parte superior de la losa, de una losa sin intercambiador de calor y de una losa con cinco casos de ICTH con un ángulo de ramificación a 60°. Realizando la comparativa con respecto a la configuración del ICTH con un ángulo de ramificación a 45°, la distribución de temperaturas en la zona central de la losa es más elevada que la configuración anterior del ICTH, particularmente en los casos (5) y (6), que en el espacio entre tubos se comienzan a formar celdas con pequeños incrementos de temperatura, caso que no ocurrió en ninguno de los casos con el ICTH a 45°.

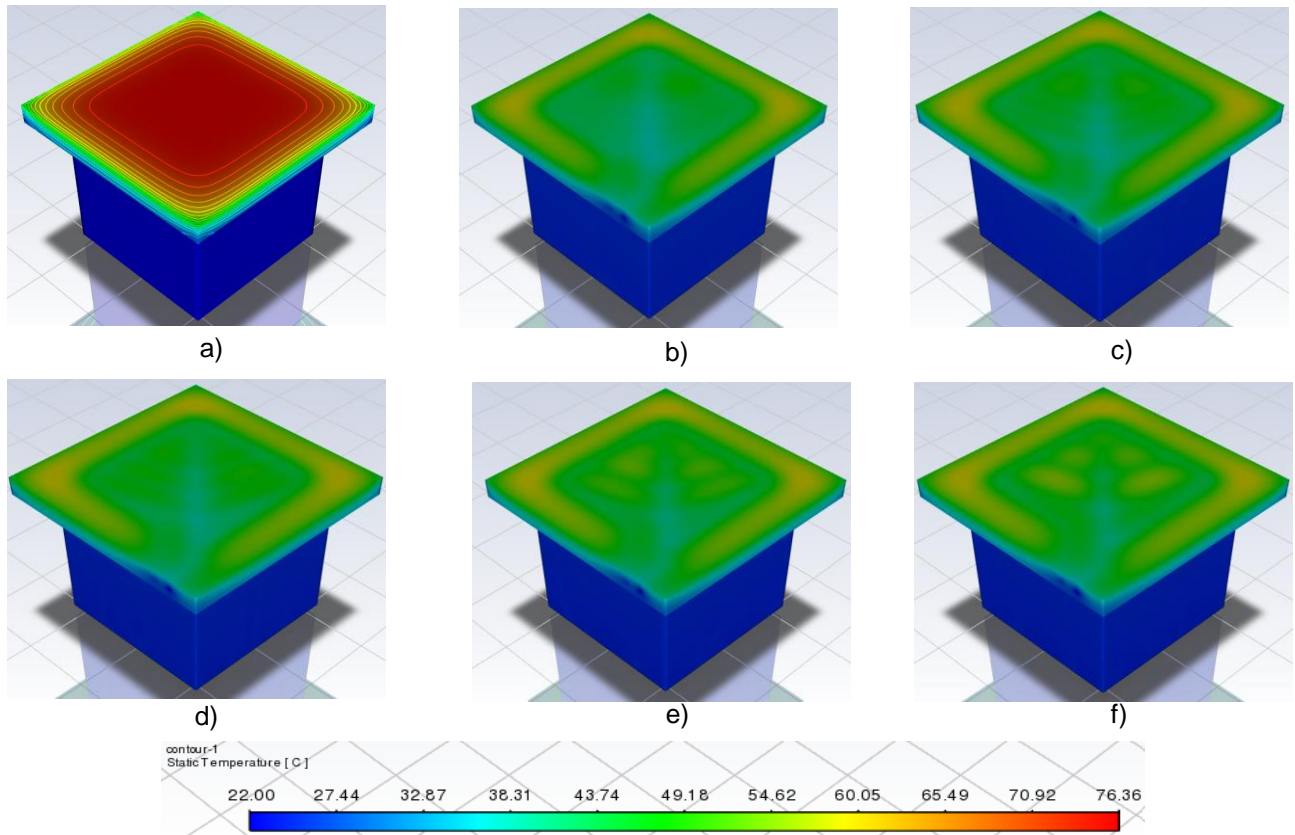


Fig.4.14 Resultados en 3D de la parte superior de la losa, configuración tipo ICTH a 60°, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.

b) La Figura 4.15, muestra los resultados de la distribución de temperatura en la parte inferior de la losa que cubre a la cavidad, de una losa sin intercambiador de calor y de una losa con cinco casos de ICTH con un ángulo de ramificación a 60°. De acuerdo a los resultados, se observa de forma clara, como la distribución del fluido de trabajo es un poco más deficiente a comparación del ICTH con un ángulo de ramificación a 45°, debido a que la abertura del ángulo de ramificación fue mayor por eso no se puede distribuir el fluido de trabajo correctamente dentro de las ramificaciones, esa es la razón por la que en los casos (5) y (6) se formaron celdas con incrementos de temperatura en el espacio que existe en la separación entre tubos. Y también que en los casos (2), (3) y (4) la distribución de temperatura fuera mayor que en la configuración anterior del ICTH.

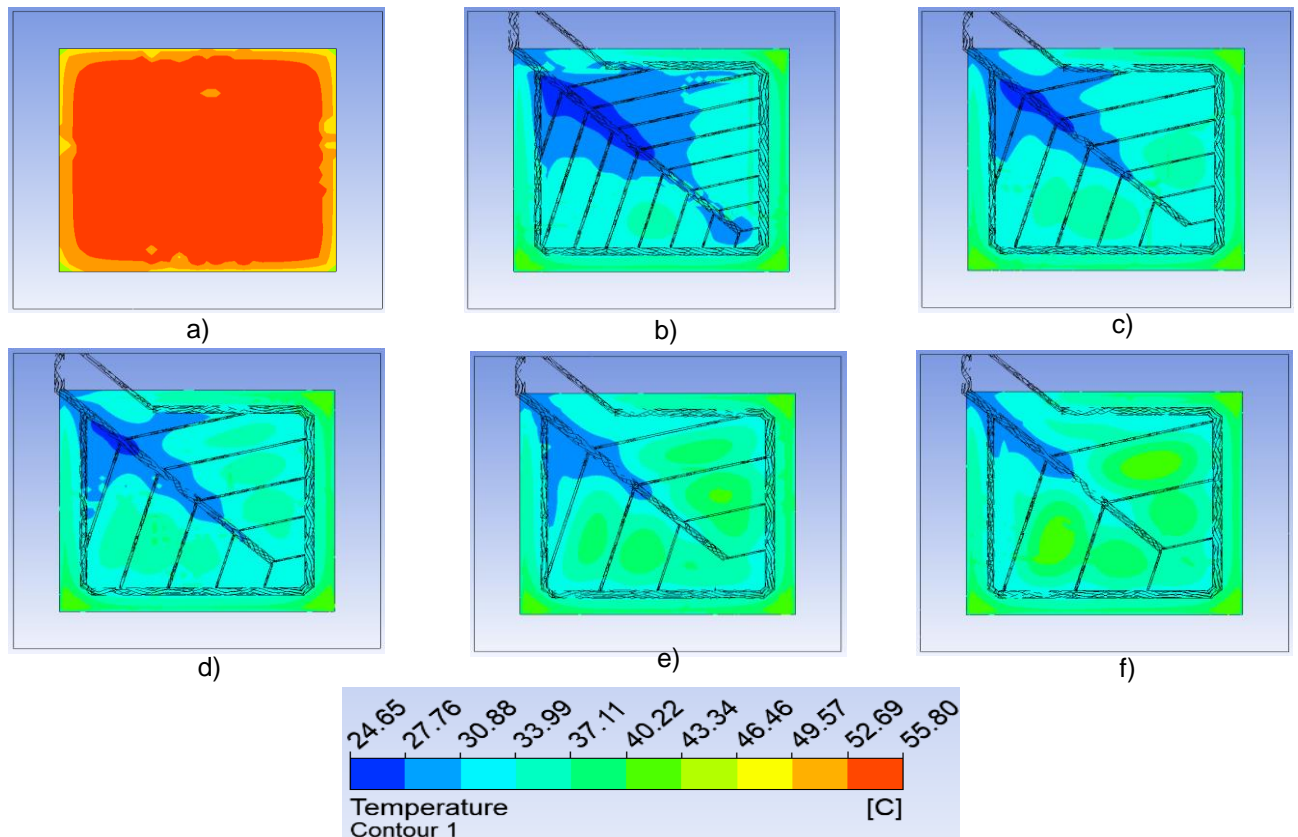


Fig.4.15 Resultados en la parte inferior de la losa, configuración tipo ICTH a 60° , flujo másico de 0.017kg/s , para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.

c) En la figura 4.16, se ilustran los contornos de temperatura de los resultados logrados en un corte transversal en la parte media de la losa y cavidad, de una losa sin intercambiador de calor y de una losa con cinco casos de ICTH con un ángulo de ramificación a 60° . Conforme a los resultados, se observa como el efecto de borde se acentúa más en este tipo de configuración de ICTH, que la anterior. También la temperatura tanto en la losa como en la cavidad tuvieron un pequeño incremento, esto debido a lo que se explicó anteriormente sobre la apertura del ángulo de ramificación no fue la óptima.

CAPÍTULO 4- ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

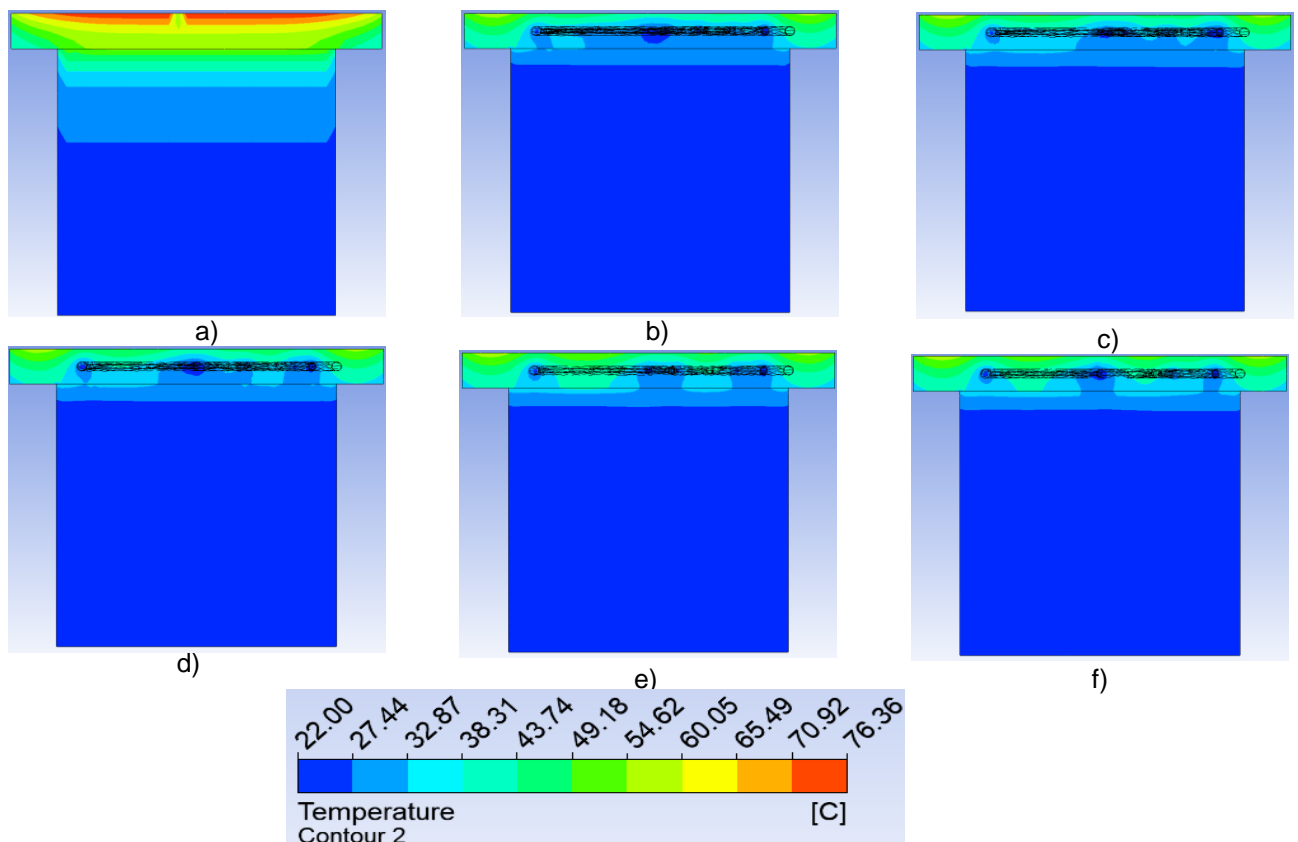


Fig.4.16 Resultados en la parte central de la losa y cavidad, configuración tipo ICTH a 60°, velocidad de 0.033m/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.

La Tabla 4.6, presenta los resultados de los promedios pesados obtenidos de la simulación del ICTH con ángulo de ramificación a 60°. Realizando la comparación con la configuración del ICTH anterior, las temperaturas en las superficies en los cinco casos aumentaron aproximadamente 1°C, el flux de calor en la parte inferior de la losa que cubre a la cavidad incrementó un 11% aproximadamente, la Δp se incrementó entre el 1.35% al 7.3%, la longitud de tubería solo en los casos (2) y (3) requirieron menor cantidad de material. De esta forma se concluye que con el ángulo de ramificación a 60° para este tipo de losa con razón de aspecto de 1, no fue la mejor opción, por lo cual quedó descartado y se optó por la configuración a 45°.

Tabla 4.6 Resumen de resultados del intercambiador de calor tipo hoja a 60°.

Caso	Tpsl (°C)	Tpil (°C)	Tpic (°C)	Qpil (W/m ²)	Δp	Lt (m)
(1)	68.22	50.33	30.32	188.29	-	-
(2)	49.87	32.39	24.72	2.79	76.88	9.60
(3)	50.49	33.30	24.59	3.32	77.34	8.25
(4)	50.62	33.51	24.52	3.51	70.11	7.65
(5)	51.38	34.81	24.50	4.12	72.35	7.09
(6)	51.71	35.39	24.54	4.36	73.69	6.39

4.7 Losa con intercambiador de calor tipo hoja (ICTH) con un ángulo de ramificación a 45° con desviación en sus ramales.

Una vez realizada la comparación de las configuraciones del ICTH con ángulo de ramificación a 45° a 60°. La configuración seleccionada fue la del ICTH a 45°, ya que obtuvo un mejor comportamiento térmico y una menor caída de presión, lo que permitió una mejor homogenización de la temperatura a lo largo de la losa y cavidad, utilizando configuraciones que utilizan una menor cantidad de tubería. Por lo tanto, a la configuración del ICTH seleccionada, se le realizó una modificación en los ramales, para mitigar el efecto de vorticidad en el tramo final de los ramales, con la tubería que canaliza todos los ramales y a si disminuir la caída de presión. Las Figuras 4.17, 4.18 y 4.19, presentan los resultados obtenidos de las simulaciones de una losa con intercambiador de calor tipo hoja con un ángulo de ramificación a 45° con desviación en sus ramales en: a) 3D en la parte superior de la losa; b) parte inferior de la losa y c) parte central de la losa y cavidad. A manera de comparación cualitativa se presenta las imágenes de los resultados obtenidos de una losa sin intercambiador de calor.

a) En la figura 4.17, se muestran los resultados en 3D, de la distribución de temperaturas en la parte superior de la losa, de una losa sin intercambiador de calor y de una losa con cinco de ICTH con ángulo de ramificación a 45° con desviación en sus ramales. De acuerdo a los resultados presentados en la Figura 4.17, se observa como al realizar esta modificación, el ICTH visualmente mantiene el mismo comportamiento térmico. Donde el caso (5) fue el que presento una distribución uniforme de temperatura tal y cual como ocurrió con la primera configuración de ICTH con ángulo de ramificación a 45°.

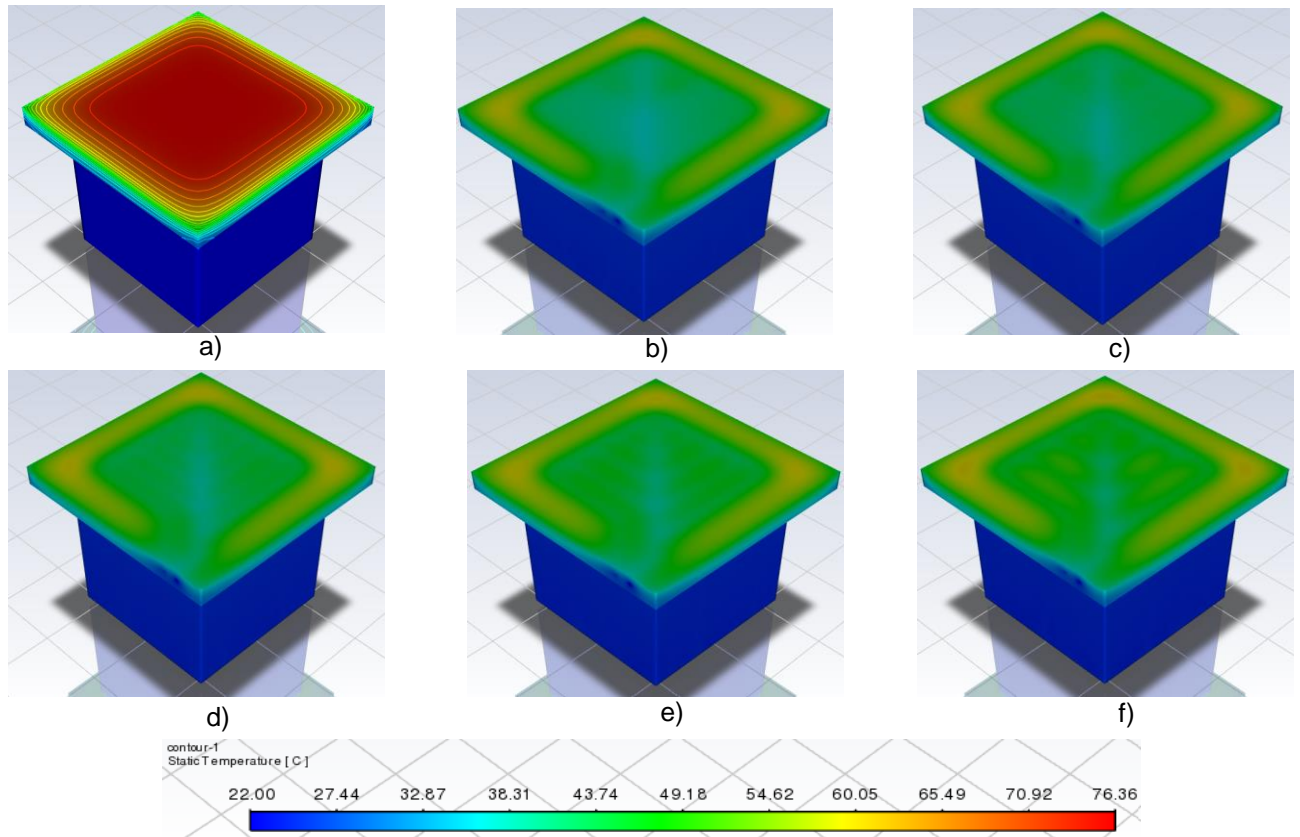


Fig.4.17 Resultados en 3D de la parte superior de la losa, configuración tipo ICTH a 45° con modificación en sus ramales, flujo másico de 0.017kg/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.

b) En la Figura 4.18, se ilustran los resultados de la distribución de temperatura de la parte inferior de la losa, que cubre a la cavidad. Las configuraciones presentadas son una losa sin intercambiador de calor y una losa con cinco diferentes casos de ICTH con ángulo de ramificación a 45° con desviación en sus ramales. En las imágenes, se observa con mejor claridad la modificación que se realizó en el tramo final de los ramales al ICTH, con el fin de disminuir el efecto de vorticidad con la tubería que agrupa las salidas de los ramales del intercambiador de calor. A diferencia del primero caso de ICTH, se visualiza que precisamente en la parte donde se realizó la modificación la temperatura presentó un ligero incremento de manera prácticamente despreciable.

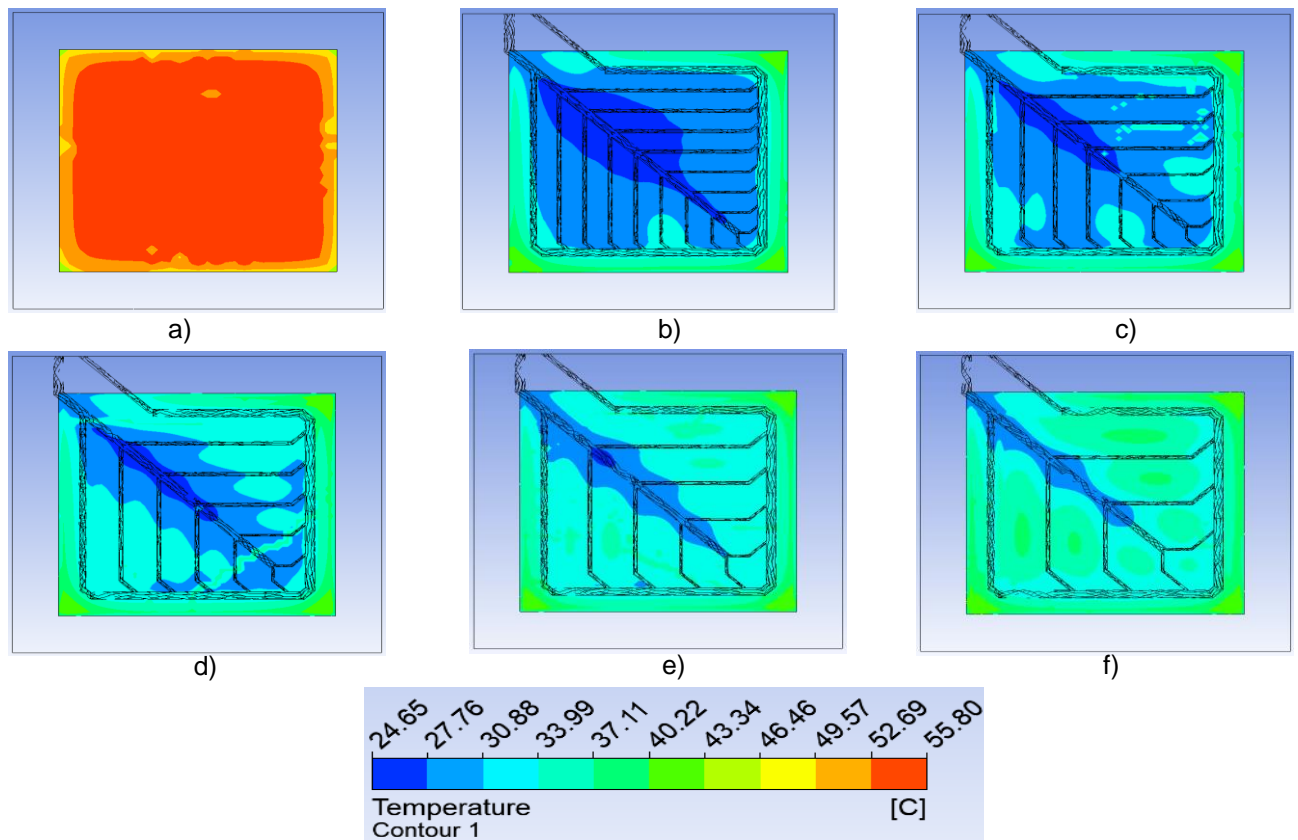


Fig.4.18 Resultados en la parte inferior de la losa, configuración tipo ICTH a 45° con modificación en sus ramales, velocidad de 0.033m/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.

c) En la Figura 4.19, se presentan los contornos de temperatura de los resultados conseguidos en un corte transversal en la parte media de la losa y cavidad, de una losa sin intercambiador de calor y de una losa con cinco casos de ICTH con un ángulo de ramificación a 45° con desviación en sus ramales. Realizando la comparación con la primera configuración del ICTH, el comportamiento térmico visualmente fue el mismo, además de presentar un ligero incremento en la temperatura de la losa, también presentó un ligero incremento en la parte superior de la cavidad.

CAPÍTULO 4- ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

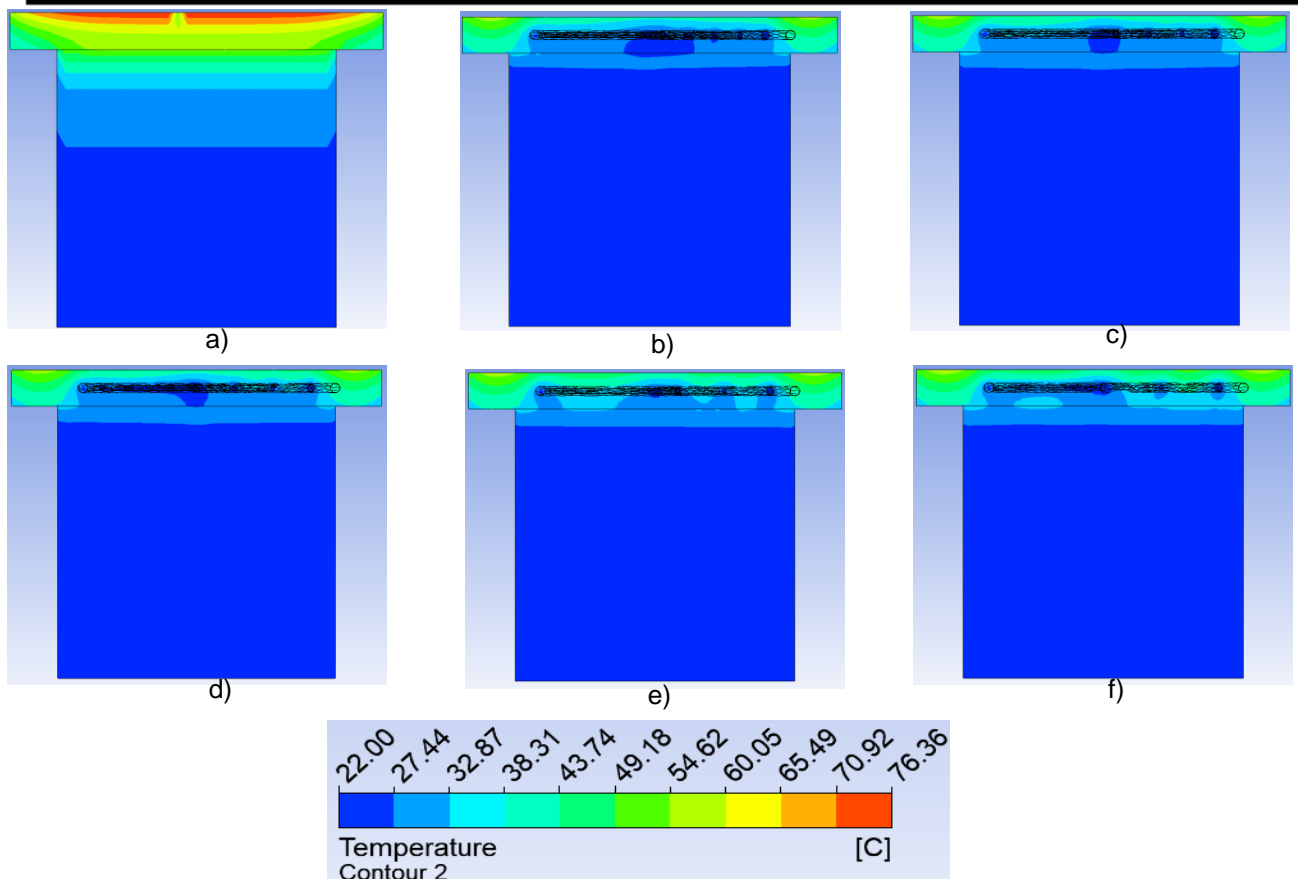


Fig.4.19 Resultados en la parte inferior de la losa, configuración tipo ICTH a 45° con modificación en sus ramales, velocidad de 0.033m/s, para diferentes separaciones entre tubos: a) losa sin intercambiador de calor caso (1); b) caso (2) a 0.12m de separación; c) caso (3) a 0.15m de separación; d) caso (4) a 0.17m de separación; e) caso (5) a 0.21m de separación; f) caso (6) a 0.26m de separación.

La Tabla 4.7, presenta los resultados de los promedios pesados obtenidos de la simulación del ICTH con ángulo de ramificación a 45° con modificación en sus ramales. Una vez elegida la configuración de ICTH a 45°, y realizada la modificación, que fue realizar una desviación en el tramo final de los ramales, para mitigar el efecto de vorticidad con la tubería que agrupa las salidas y por lo tanto reducir la Δp . Los resultados indican que, la Δp disminuyó entre 0.18% y 3.5%. Por lo tanto, se logró minimizar el efecto de vorticidad, aunque no fuera en una gran proporción.

CAPÍTULO 4- ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

Tabla 4.7 Resumen de resultados del intercambiador de calor tipo hoja a 45° con desviación en sus ramales

Caso	Tpsl (°C)	Tpil (°C)	Tpic (°C)	Qpil (W/m ²)	Δp	Lt (m)
(1)	68.22	50.33	30.32	188.29	-	-
(2)	49.12	30.96	24.86	2.03	71.95	10.37
(3)	49.53	31.69	24.69	2.53	73.61	8.87
(4)	49.87	32.23	24.61	2.84	69.02	8.11
(5)	50.45	33.20	24.55	3.39	72.22	7.31
(6)	51.62	34.57	24.50	4.06	71.37	6.52

4.8 Eficiencias térmicas de los intercambiadores de calor.

En este apartado, se presentan los resultados de la eficiencia térmica (ϵ), de cada configuración de los intercambiadores de calor, para cada caso de estudio. La única configuración a la que no se le determinó la eficiencia, fue a la configuración de tubos paralelos, ya que son una serie de tubos que están colocados de forma independiente.

Las eficiencias se obtuvieron mediante la siguiente correlación reportada por [Naphon, *et al*, (2009)].

$$H = \frac{\dot{m}_w * C_{pw}(T_{outw} - T_{inw})}{Q_{in}} \quad (4.1)$$

Donde las variables involucradas son el flujo másico del fluido de trabajo (\dot{m}_w), calor específico del fluido de trabajo (C_{pw}), temperatura de salida del fluido de trabajo (T_{outw}), temperatura de entrada del fluido de trabajo (T_{inw}) y el flux de calor de entrada (Q_{in}). En la Figura 4.20, se muestran los resultados de las eficiencias de cada intercambiador de calor y sus cinco casos de análisis. En el apéndice C, están las tablas con los datos de la temperatura de salida del fluido de trabajo, y la tabla de las propiedades del agua.

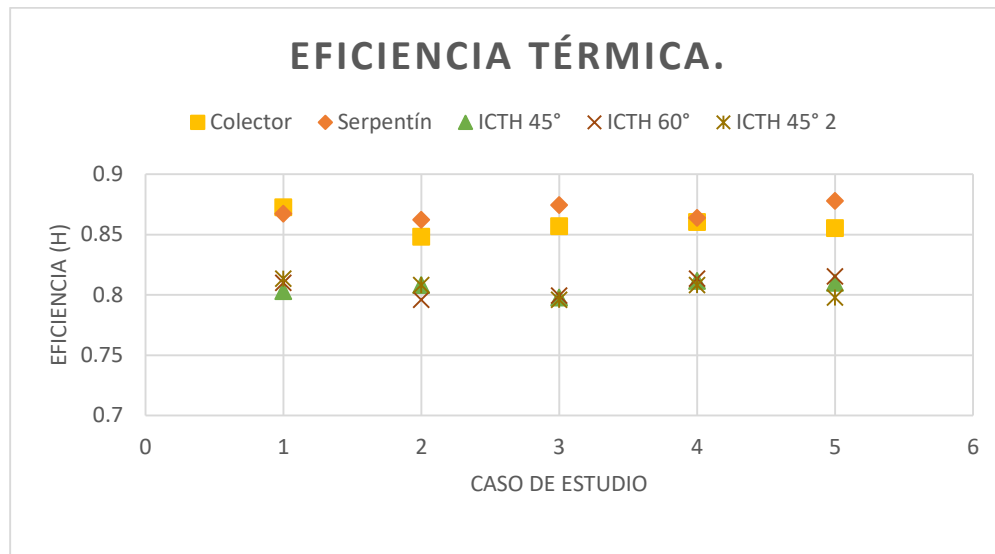


Fig. 4.20 Eficiencia térmica de los intercambiadores de calor.

De acuerdo a los resultados presentados en la Figura 4.20, se observa que los intercambiadores de calor tipo serpentín y tipo colector. Mostraron una mejor eficiencia, debido a que el fluido de trabajo incrementó su temperatura a la salida del intercambiador de calor. Sin embargo, no disminuían la temperatura de manera uniforme en la losa de concreto. Por otra parte, las eficiencias de todas las configuraciones de los intercambiadores de calor están prácticamente dentro del rango del 88% de efectividad. Lo cual indica que se puede emplear cualquier diseño de intercambiador de calor, es muy factible para empotrarlo en el interior de una losa de concreto para disminuir sus temperaturas superficiales tanto exterior como interior y es capaz de remover gran cantidad de energía proveniente de la parte superior de la losa hacia su interior.

Una de las configuraciones posibles a utilizarse de acuerdo: a la eficiencia térmica, longitud de tubería, caída de presión y la temperatura en la parte inferior de la losa. La configuración tipo serpentín caso (4). Y comparándola con el caso (1) del tipo serpentín. Esta configuración utilizó un 21% menos de la longitud de tubería. Siendo una de las configuraciones que menos tubería requirió en comparación de las demás configuraciones, la ΔT de la parte inferior de la losa fue 4.11°C . Al utilizar menor cantidad de tubería la caída de presión también disminuyó un 9%.

Con base a los resultados obtenidos del estudio paramétrico realizado en este capítulo, en el siguiente capítulo se presentan las conclusiones, así como las recomendaciones para mejorar algunos aspectos de trabajos futuros.

CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Con base a los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas, en el presente capítulo se muestran las conclusiones finales de esta tesis de maestría, así como las recomendaciones para los trabajos futuros que permitan ampliar el conocimiento sobre este tema.

5.1 Conclusiones

- La inclusión de un intercambiador de calor en la parte media de una losa de concreto, independientemente de las configuraciones que se analizaron en este trabajo, ayudó a disminuir considerablemente las temperaturas superficiales de la losa, y también contribuyó a que la energía que proviene desde la parte superior de la losa hacia la parte inferior fuera removida a más del 90%, ya que el fluido de trabajo (agua) absorbe dicha energía.
- La longitud total de la tubería de las diferentes configuraciones de intercambiadores de calor, está relacionada de forma inversa con las variables de temperatura y flujo de calor, y de forma directa con la caída de presión.
- La configuración de tubos paralelos, fue la que obtuvo las menores temperaturas en las superficies de la losa, sin embargo, fue la configuración que, al momento de remover energía, fue la más deficiente al hacerlo.
- La configuración tipo colector, fue la que presentó un comportamiento menos óptimo a comparación de las demás configuraciones de intercambiadores de calor. Ya que presento las temperaturas más elevadas que oscilan entre los 7°C y 9°C en las superficies de la losa y 4°C en la cavidad en comparación de la configuración que presentó menores resultados de temperaturas.
- La configuración tipo serpentín, presentó un buen comportamiento al momento de disminuir las temperaturas tanto en las superficies de la losa como en la cavidad, siendo la configuración que utilizó un 25% menos de tubería que la configuración que utilizó más, a pesar de ello, eso también le penalizó ya que al momento de remover energía su desempeño no fue el mejor solo quedando atrás de la configuración de tubos paralelos, y otro factor que penalizó a esta configuración fue que otorgó la mayor caída de presión por las curvaturas tipo U que posee este intercambiador de calor.
- El uso de los conceptos de la ley constructal para el diseño del ICTH, fueron bastante útiles, ya que al presentar una geometría arbórea permitió abarcar una mayor cantidad de área superficial en el centro de la losa.
- El diseño del ICTH permite optimizar material de tubería, puesto que entre el caso que empleo mayor cantidad de tubería y el que menos utilizo la diferencia temperatura en la parte superior de la losa fue de 2.09°C, en la parte inferior de la losa fue de 3.54°C, y la diferencia en el flux de calor en la

parte inferior de la losa que cubre a la cavidad fue 1.96W/m^2 , lo cual indica que se los casos que emplearon una menor cantidad de tubería pueden ser utilizados fácilmente, puesto que obtuvieron resultados similares que los casos que utilizaron un 35% más de tubería.

- El ángulo de ramificación tiene un papel importante en este tipo de losas cuadradas ya que al tener un ángulo con mayor apertura como el de 60° los resultados de temperaturas, flujo de calor y caída de presión aumentaron, caso contrario ocurrió cuando el ángulo de ramificación fue de 45° donde los valores de los resultados fueron menores, esto se debió que al tener un ángulo menor permitió una mejor distribución del fluido de trabajo a través del ICTH y por lo tanto obtuvo resultados más favorables en todos los rubros.
- El caso (5) de la configuración ICTH con modificación en los ramales, es el caso seleccionado para una futura construcción, debido a que cualitativamente logró una homogenización de la temperatura en la parte central de la losa, cuantitativamente obtuvo una de las mejores diferencias de temperatura entre las superficies de la losa la cual fue de 17.25°C , lo que indica que es caso que tuvo una gran capacidad para lograr la disminución dichas temperaturas, utilizando 7.31m de longitud total de tubería, que es prácticamente la misma que el caso (2) del tipo serpentín, obteniendo resultados similares, con un 50% menos de caída de presión.

5.2 Recomendaciones

- Realizar un estudio en estado transitorio para el día más frío y más cálido de cada mes del año. Considerando las horas en que no hay radiación solar.
- Realizar las siguientes simulaciones, considerando que el material de construcción de la cavidad sea de concreto, para que se asemeje a las condiciones de una habitación real.
- Seguir diseñando nuevas geometrías de intercambiadores de calor para mejorar los resultados obtenidos y optimizar el material de construcción.
- Utilizar otros tipos de fluidos de trabajo diferentes al agua.
- Realizar un estudio experimental y analizar la aplicación que se le pueda otorgar al fluido de trabajo.

Referencias

- 1.- Almogbel M. & Bejan A. (1999) **Conduction trees with spacing at tips**, Int. J. Heat Mass Transfer 42 (1999) 3739–3756
- 2.- Barbosa O., Hernández A. (2015) **Buscando nuevas configuraciones para disipadores óptimos de altísimos flujos de energía**: Vol. 1 no. 2, Verano de la Investigación Científica, 2015.
- 3.- Bejan A. (1997). **Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume**. Int J Heat Mass Transfer 1997; 40:799–816.
- 4.- Bejan A. **Advanced engineering thermodynamics**. 2nd ed. New York: Wiley; 1997.
- 5.- Bejan A. **Shape and structure, from engineering to nature**. Cambridge, UK: Cambridge University Press; 2000.
- 6.- Bejan A., Shape and Structure, **From Engineering to Nature**. Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2000.
- 7.- Bejan A. (2002) **Dendritic constructal heat exchanger with small-scale crossflows and larger-scales counterflows** International Journal of Heat and Mass Transfer 45 (2002).
- 8.- Bejan, A., Lorente, S. (2011) **The constructal law and evolution of design in nature**. Physics of Life Reviews 8 209–240.
- 9.- Bejan A. & Peder J., (2012) **Design in nature**. Anchor books, a division of random house, inc.
- 10.- Betancur L.A. (2012) **Modelamiento y simulación de un sistema de recuperación de calor por medio de tubos de calor de baja temperatura** (Tesis de maestría) Universidad Nacional de Colombia.
- 11.- Bravo M. D, López O. M. (2009) **Modelo Matemático de un Tubo Intercambiador de Calor**. Revista Colombiana de Física, Vol. 41, No.2, abril 2009.
- 12.- Causone F., Corgnati S., Filippi M., Olesen B. (2009) **Experimental evaluation of heat transfer coefficients between radiant ceiling and room**: Energy and Buildings 41 (2009) 622–628.
- 13.- Carreto, L.G. (2019) **Simulación del comportamiento térmico de una cavidad con techo verde**. (Tesis de maestría). Centro Nacional de investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET).

- 14.- Castañeda O, Castro L, Urquiza G, Zezatti V. (2015) **Simulación numérica y construcción de un intercambiador de calor experimental**. MEMORIAS DEL XXI CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM.
- 15.- Cengel, Y. A. & Ghajar A. (2007). **Transferencia de calor y masa**. Editorial: Editorial McGraw–Hill.
- 16.- Cruz M, Canterle E, Cardón L, (2004) **Simulación de intercambiadores de calor de tipo conducto cerrado**. Mecánica Computacional Vol. XXIII, pp. 2097-2110.
- 17.- Da Silva A.K., Bejan A. (2006) **Dendritic counterflow heat exchanger experiments** International Journal of Heat and Mass Transfer 45 860–869.
- 18.- Duffie J.A. y Beckman W.A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. Four edition. John Wiley & Sons. 1980.
- 19.- Energía, A. I. d., Ed. 2015. **World Energy Balances**, France: s.n.
- 20.- Fernández F, Cejudo J, Domínguez F, Carrillo A. (2014) **Unidad terminal de suelo frío con ventilación incorporada**. Congreso iberoamericano de ciencias y técnicas del frío.
- 21.- Flores S, Saravia L., Lesino G, Condori M, Caso R, Suligoy H, Fernández C. (2006) **Simulación térmica bidimensional de un piso radiante**. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente Vol. 10, 2006.
- 22.- H. Ghaedamini, M.R. Salimpour, A. S. Mujumdar, (2010). **The effect of svelteness on the bifurcation angles role in pressure drop and flow uniformity of tree-shaped microchannels**. Applied Thermal Engineering 31 (2011) 708-716.
- 23.- Hajmohammadi M.R., (2017) **Introducing a ψ -shaped cavity for cooling a heat generating médium**. International Journal of Thermal Sciences 121 (2017) 204-212.
- 24.- Hernández A., Cardón L. (2007) **Evaluación térmico-energética de un piso radiante hidrónico acoplado a colectores solares para calentamiento del agua** Energías Renovables y Medio Ambiente Vol. 20, pp. 51 – 59.
- 25.- Imanari T, Omori T, Bogaki K. (1999) **Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system: comparison with the conventional all-air system**. Energ Build 1999;30(2):167e75.
- 26.- Jiang Y, Yu H, Zheng Z, Feng J, Quingbin L. (2011) **Thermal analysis of mass concrete embedded with double-layer staggered heterogeneous cooling water pipes**. Applied Thermal Engineering 35 (2012) 145e156.

27.- Jin X, Zhang X, Luo Y, Cao R. (2010) **Numerical simulation of radiant floor cooling system: The effects of thermal resistance of pipe and water velocity on the performance.** School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing 210096, PR China.

28.- Kreith F., Manglik R. M., Bohn M. S. (2012). **Transferencia de calor.** México D.F., Cengage learning.

29.- Labastyd D, Bolobosky M, Mogollon L, James A. (2018) **Implementación de un Intercambiador de Calor en Techos de Zinc.** 6th Engineering, Science and Technology Conference (2017).

30.- López A., Nava E., Luviano J., Hernández A. (2019) **Análisis Numérico de una Novedosa Topología para Disipar Altos Flujos de Calor en Procesadores Computacionales:** Vol. 6 (2019) 7º Encuentro de Jóvenes Investigadores.

31.- Lorenzini G., Biserni C., Rocha L.A.O., (2012) **Constructal design of X-shaped conductive pathways for cooling a heat-generating body.** International Journal of Heat and Mass Transfer 58 (2013) 513-520.

32.- Mahdavi M., Sharifpur M., Ghodsinezhad H., Meyer J. (2016) **1Experimental and numerical study of the thermal and hydrodynamic characteristics of laminar natural convective flow inside a rectangular cavity with water, ethylene glycol-water and air.** Volume 78, November 2016, Pages 50-64.

33.- Martinez J., Diaz S., Pedraza G., Abatala M., Herrera J., Escalante M., Bassam A., (2017) **Optimización del diseño de un intercambiador de calor basado en ley Constructal.** Memorias del XXIII congreso internacional anual de la SOMIM 20 al 22 de septiembre del 2017 Cuernavaca, Morelos, México.

34.- Moraga N., Bubnovich V., Letelier M., (2012) **Desarrollo Histórico de los Tubos de Calor y sus Aplicaciones.**

35.- Mosa M., Labat M., Lorente S., (2019) ^a **Role of flow architectures on the design of radiant cooling panels, a constructal approach: Applied Thermal Engineering** 150 (2019) 1345-1352.

36.- Mosa M., Labat M., Lorente S., (2019) ^b **Constructal design of flow channels for radiant cooling panels.** International Journal of Thermal Sciences 145 (2019) 106052.

37.- Muñoz L., Hernández A., Lorenzini L. (2017) **Simulación de la disipación de energía usando enfriadores de líquido (Energy Dissipation Simulation Using Liquid Coolers):** Vol. 3 no. 2, Verano de la Investigación Científica, 2017.

38.- Nava A. E., Hernández G. A. (2016) **Análisis hidrodinámico de distribuidores de flujo basados en la ley constructal.** Vol. 2 no. 1, Verano de la

Investigación Científica.

- 39.- Nava A. E., Luviano O. J., (2019) **Análisis numérico de un novedoso disipador de calor con microcanales y distribuidor de flujo basado en la teoría constructal**. Memorias del XXV Congreso Internacional Anual De La SOMIM, Mazatlán, Sinaloa, México.
- 40.- Naphon P., Thongkum D., Assadamongkol P., (2009) **Heat pipe efficiency with refrigerant-nanoparticles mixtures**. Energy Conservation and Management 50 (2009) 772-776.
- 41.- Ojeda J., Méndez F. (2011) **Teoría constructal aplicada a un colector solar en forma de disco**. CIBEM 10, Porto, Portugal.
- 42.- Pérez A., Pérez E., Heredia A., Pazos L., (2019) **Diseño de un intercambiador de calor de serpentín para el enfriamiento de acetona**. Vol. 32, No. 01, pp. 61-74/junio 2019.
- 43.- Poirier H. **Une théorie explique l'intelligence de la nature**. Sci Vie (2003); 1034:44–63.
- 44.- Rajput R. K. (2001). **Ingeniería termodinámica**. México D.F., cengage learning.
- 45.- Reyes R. M, Moya R. J, Mestizo Cerón R, Cruz Fonticiella O. (2013) **Optimización de intercambiadores de calor mediante la técnica de recocido simulado**.
- 46.- Román, K.Y. (2017) **Evaluación Térmica de Techos Compuestos de Concreto con tubos de Calor** (Tesis de maestría) Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET).
- 47.- Rubio J. C., García G. J., Hernández G. A., Rubio A. J. C. (2008) **Teoría constructal aplicada a disipadores de calor de tipo microcanal**. Memorias del 14 Congreso Internacional Anual De La SOMIM, Puebla, México.
- 48.- Saldaña E., Luviano J., Muñoz L. (2017) **Medición experimental de transferencia de calor en dispositivos de enfriamiento líquido con patrón de flujo no convencional**: Vol. 3 no. 2, Verano de la Investigación Científica, 2017.
- 49.- Salimpour M. R., Sharifhasan M., Shirani E. (2010) **Constructal optimization of the geometry of an array of micro-channels**. Int Comm Heat Mass Transfer; 38:93–9.
- 50.- Samal B., Berik A., Awad M. (2019) **Thermo-fluid and entropy generation analysis of newly designed loops for constructal cooling of a square plate**. Applied Thermal Engineering 156 250–262.

- 51.- Su L., Li N., Zhang X., Sun Y., Qian J. (2015). **Heat transfer and cooling characteristics of concrete ceiling radiant cooling panel**. Applied Thermal Engineering, 84, 170-179.
- 52.- Su L., Zhang X. (2015) **Experimental Study on Cooling Characteristics of Concrete Ceiling Radiant Cooling Panel**: 9th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning (ISHVAC) and the 3rd International Conference on Building Energy and Environment (COBEE).
- 53.- Tapia M., J., Rubio J., C., (2015) **Análisis térmico de diferentes arreglos geométricos constructuales para la disipación de calor**. Vol. 1, no. 2, verano de la investigación científica.
- 54.- Tye-Gingras M, Gosselin L. (2012) **Comfort and energy consumption of hydronic heating radiant ceilings and walls based on CFD analysis**: Building and environment 54 (2012) 1-13.
- 55.- Vázquez E., Luviano J., Hernández A. (2019) **Simulación en CFD de un Disipador de Calor Empleando un Novedoso Relieve Superficial para Mayor Remoción de Energía**: Vol. 6 (2019) 7º Encuentro de Jóvenes Investigadores.
- 56.- Wang X. Q., Xu P, Mujumdar A. S., Yap C. (2010) **Flow and thermal characteristics of offset branching network**. Int J Therm Sci; 49:272–80.
- 57.- Werbin K., Min Z., Xing L., Xiang M. (2015) **Experimental investigation on a ceiling capillary radiant heating system**: The 7th International Conference on Applied Energy – ICAE2015.
- 58.- Xia L, Lorente S, Bejan A. (2010) **Constructal design of distributed cooling on the landscape**. Int J Energy Res.
- 59.- Xu P., Wang X. Q, Mujumdar A. S., Yap C., Yu B. M. (2009) **Thermal characteristics of tree-shaped microchannel nets with/without loops**. Int J Therm; 48:2139–47.
- 60.- Yew, M. C, Sulong, N. R, Chong, W. T, Poh, S. C, Ang, B. C., & Tan, K. H. (2013). **Integration of thermal insulation coating and moving-air-cavity in a cool roof system for attic temperature reduction**. Energy Conversion and Management, 75, 241-248.
- 61.- Zimparov V.D., Da Silva A.K., Bejan A. (2006) Constructal **tree-shaped parallel flow heat exchanger** International Journal of Heat and Mass Transfer 49 4558–4566.

APÉNDICE A. PROCEDIMIENTO PARA LA GENERACIÓN DE MALLA.

En este apéndice se presenta la metodología que se siguió para realizar el mallado de las cavidades utilizadas en este trabajo, en específico la cavidad con losa con intercambiador de calor, ya que para las restantes el procedimiento es similar. Realizar un buen mallado es importante ya que los resultados de la simulación dependerán de la calidad de este.

Geometría del modelo físico.

Para la realización del mallado, previamente se debe de contar con la geometría en 3D del modelo físico realizada en DesignModeler. Como se muestra en la Figura A1. Y esta geometría debe estar acoplada completamente como una nueva parte, para facilitar el acople de los materiales al momento de realizar el proceso de mallado y de simulación.

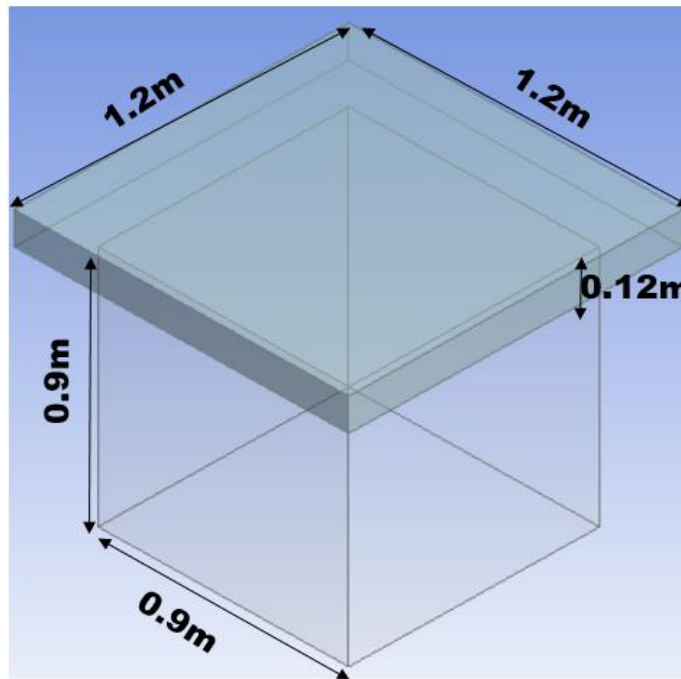


Fig. A1 Geometría del modelo físico.

Generación del mallado.

El mallado se realizó con la herramienta ANSYS Meshing. A continuación, se presenta la metodología empleada para la realización del mallado del modelo físico.

- El primer paso es cargar la geometría que se realizó previamente en DesignModeler en Meshing. Una vez cargada la geometría, se le da clic derecho en Mesh, **Edit...** para abrir el documento e iniciar con el proceso de mallado (Figura A2).

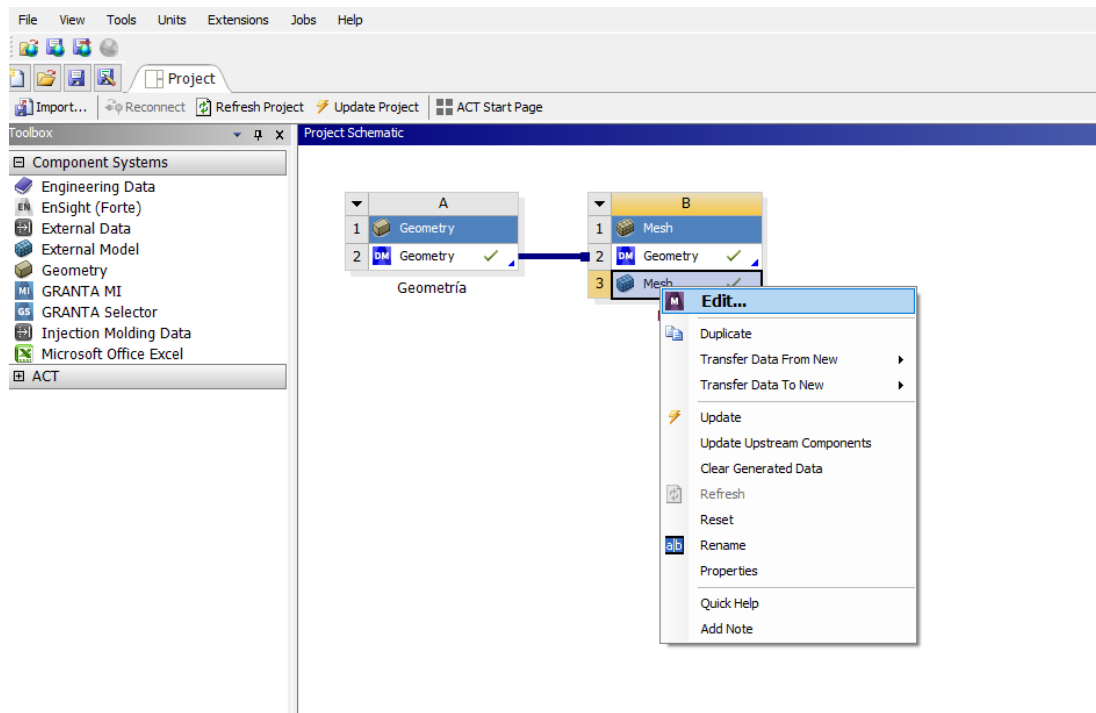


Fig. A2 Inserción de Meshing en la geometría.

- Una vez abierto el documento, se deben de cambiar las Physics Preference, ya que el software en automático tiene mechanical. Se debe de cambiar a CFD. Y el Solver Preference se debe cambiar a Fluent (Figura A3).

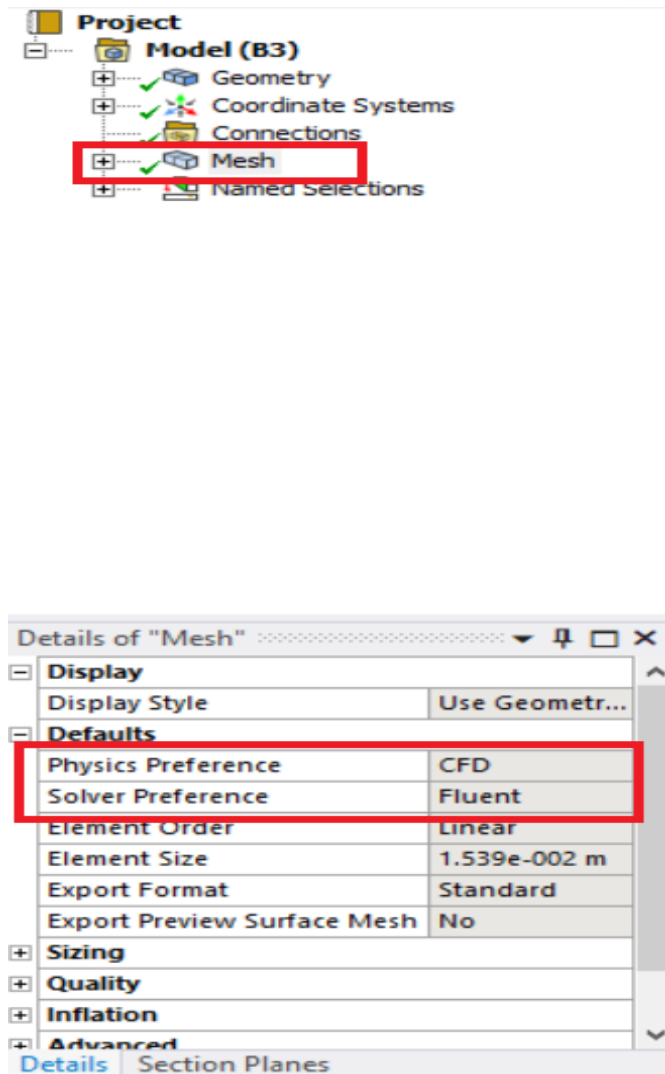


Fig. A3 Modificación de Physics Preference y Solver Preference.

- Posteriormente, se debe de elegir e insertar un método de mallado. Para realizar este procedimiento. Se da clic derecho en Mesh; insert y Method (Figura A4).

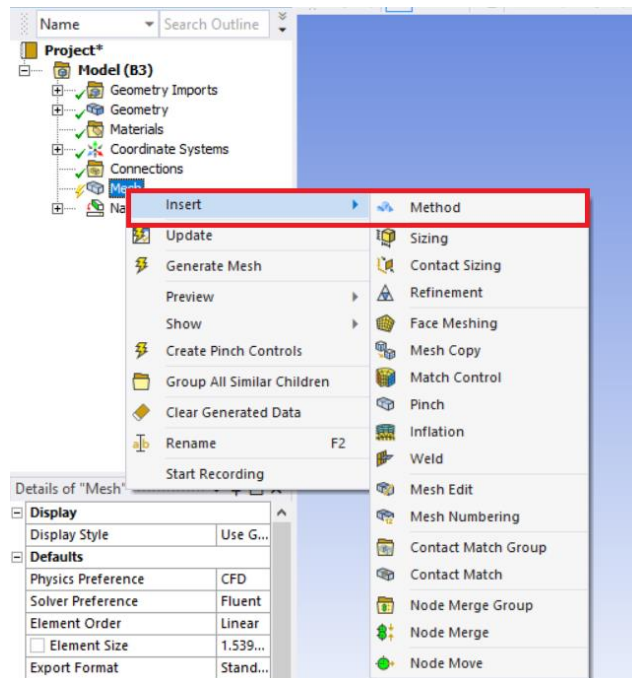


Fig. A4 Inserción de un Método de mallado.

- Para seleccionar el método, se seleccionará la geometría y en el apartado de Method, se elegirá en método. En este trabajo, se utilizó el Cartesian (Figura A5).

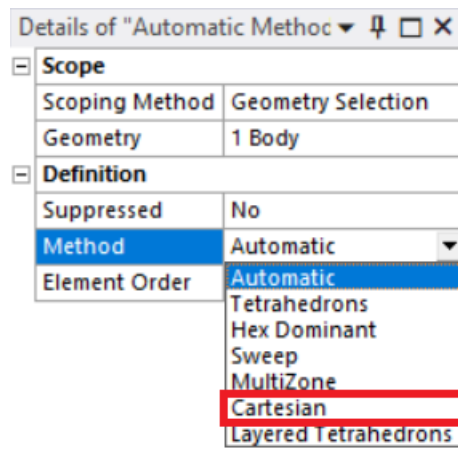


Fig. A5 Elección de un método de mallado.

- Una vez que se hayan completado los pasos anteriores. En Mesh, se da clic derecho y se selecciona Generate Mesh. Y el software iniciara a generar el mallado de la geometría (Figura A6).

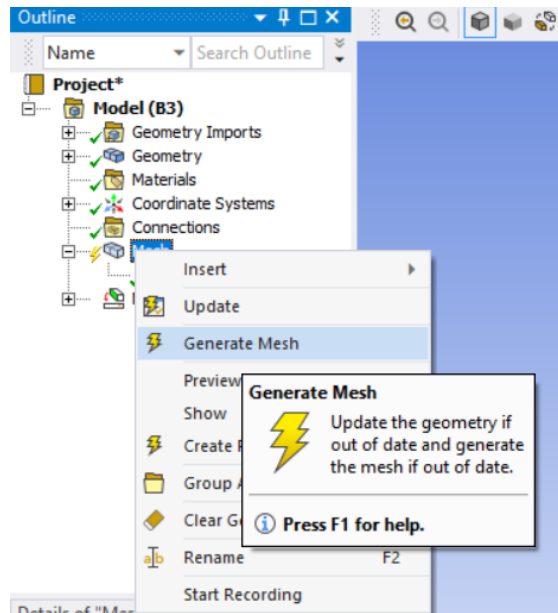


Fig. A6 Generación de malla.

- Para finalizar, una vez terminado el proceso de generación de malla. El software proporciona el mallado de la geometría terminado (Figura A7).

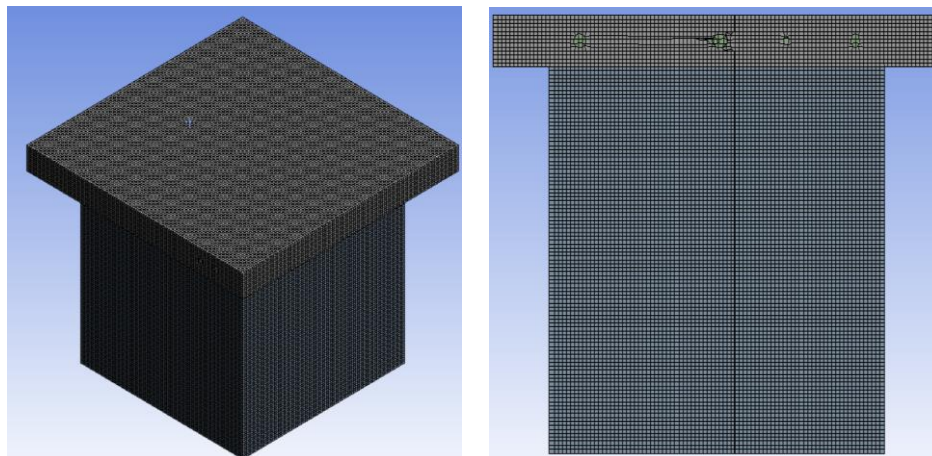


Fig. A7 Resultados de mallado.

Condiciones de frontera.

Para simplificar el trabajo más adelante en ANSYS FLUENT, se debe etiquetar cada frontera de la geometría creando selecciones con nombre (Named Selections), dichas selecciones son los límites de la pared exterior y serán detectados automáticamente por ANSYS FLUENT. Para realizar esto:

- Se seleccionarán las caras exteriores de la geometría. Para ello en la barra de herramientas, se seleccionará la opción Face (Figura A8).

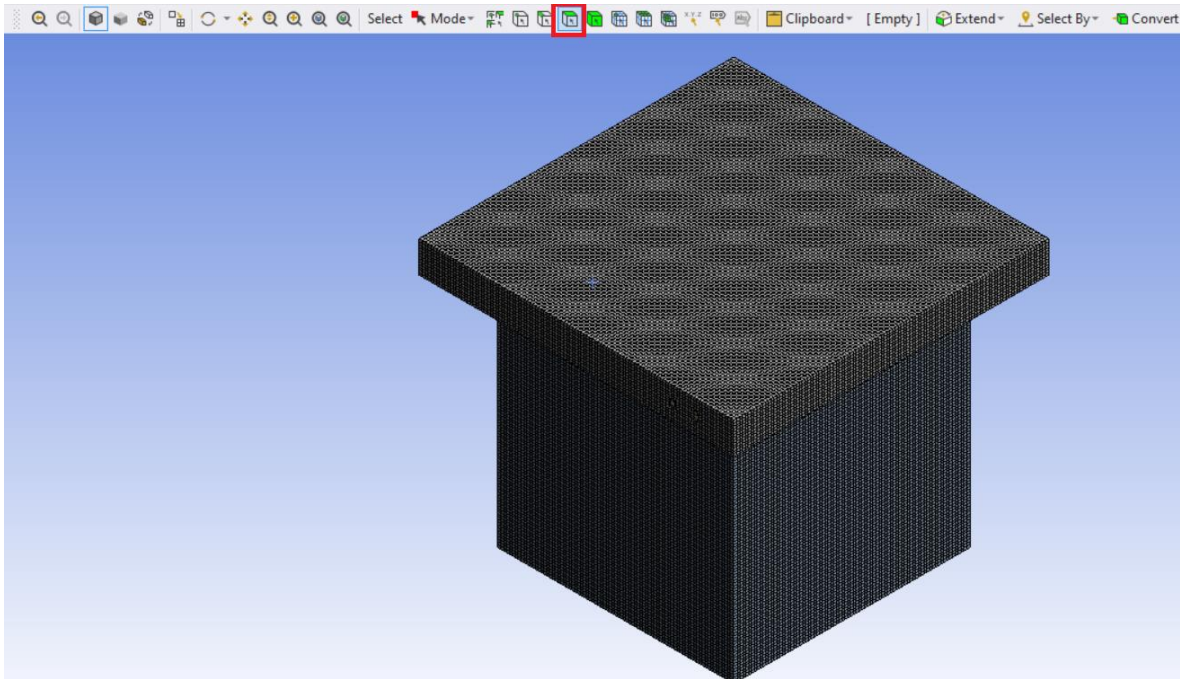


Fig. A8 Selección de la opción Face.

- Se selecciona una de las caras de la geometría y se le asignará un nombre, mediante la herramienta Named Selection (Figura A9).

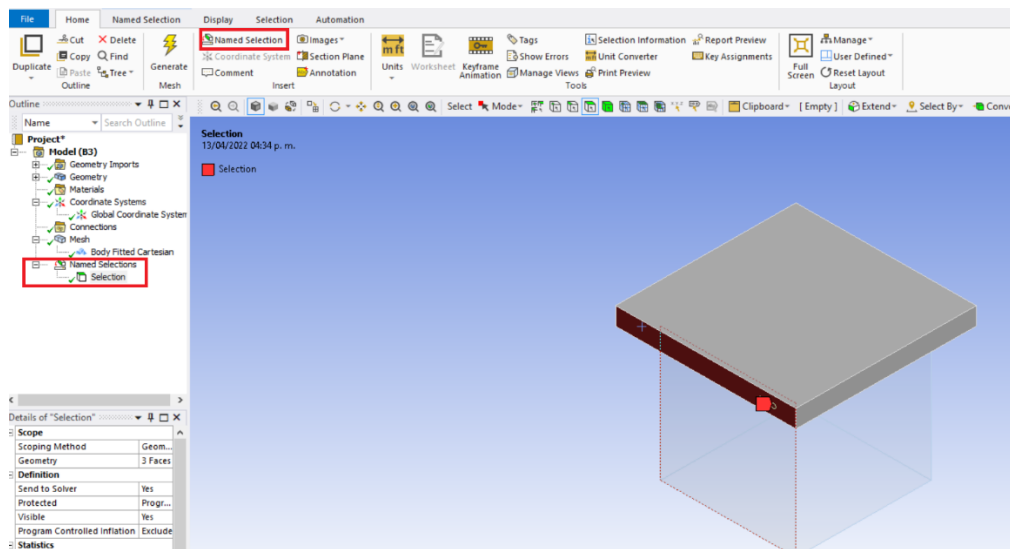


Fig. A9 Named Selection.

- El paso anterior se repite para todas las caras externas de la geometría obteniendo un resultado como se muestra en la Figura A10.

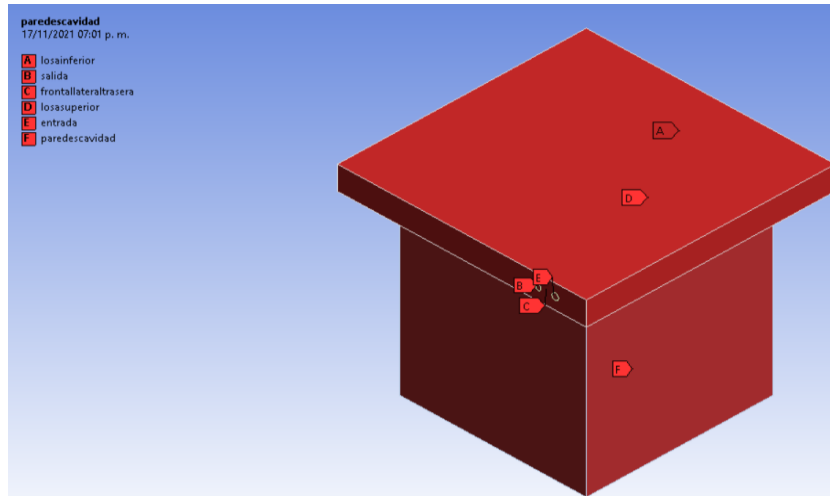


Fig. A10 Condiciones de frontera de la geometría del modelo físico.

APÉNDICE B. METODOLOGÍA DE LA SIMULACIÓN DE FLUENT

En este apartado se presenta la metodología llevada a cabo utilizando el software ANSYS Fluent. En la simulación se resolvieron las ecuaciones presentadas en el capítulo 2. Se resolvió conducción en la losa e intercambiador de calor y convección natural en la cavidad.

Conexión entre Fluent Y Mesh

Primero se exportó la malla a FLUENT mediante los siguientes pasos: se dio clic derecho sobre la malla (mesh) y se seleccionó la opción transferir dato a nuevo (transfer data to new) y después en Fluent, como se muestra en la Figura B1.

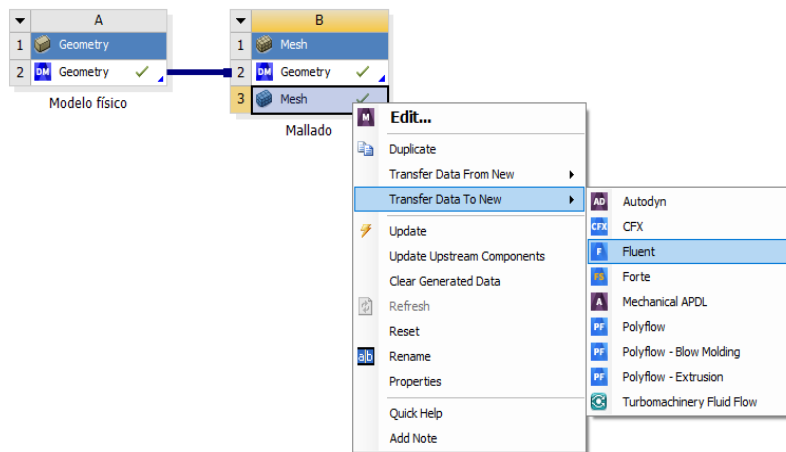


Fig. B1 Exportación del mallado a Fluent.

Después en el bloque de FLUENT se dio clic derecho sobre (setup) y se seleccionó (Edit...), se esperan ciertos segundos para cargar la ventana de trabajo de FLUENT. En la Figura B2 se muestra este procedimiento.

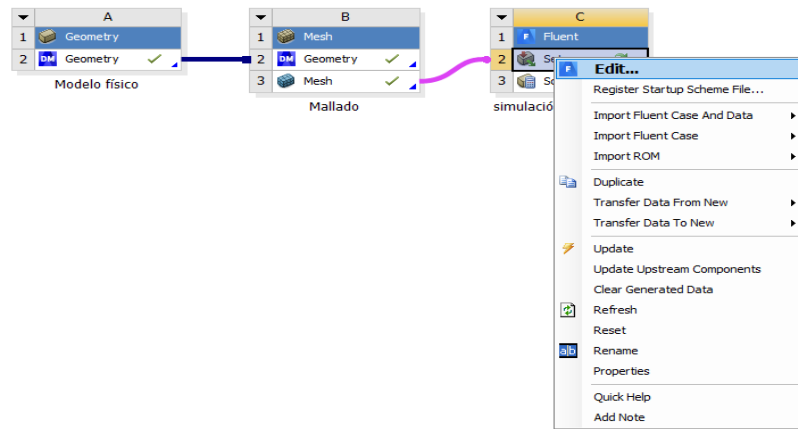


Fig. B2 Apertura de la ventana de trabajo de Fluent.

Configuración de Fluent

Una vez cargada la ventana de trabajo de FLUENT se realizaron los siguientes pasos:

- Primero en (options) se activó la doble precisión (double precision).
- Después en la sección general se seleccionó la opción comprobar (check) para revisar las características de la malla (calidad y relación de aspecto) en esta misma sección se seleccionó el solucionador basado en presión (Pressure- Based), el tiempo se seleccionó como estacionario (Steady). Y se selecciona el casillero de la gravedad, en el eje “y” se le puso un valor de -9.81 m/s^2 (Figura B3).

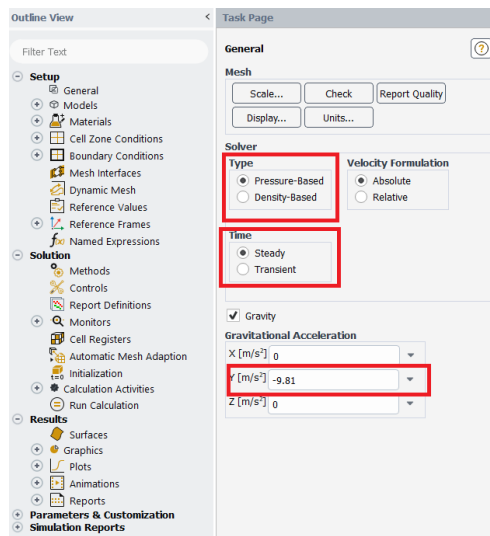


Fig. B3 Sección General de Fluent.

- c) Continuando con la sección de modelos (models), se activó la ecuación de la energía, y en el modelo viscoso se seleccionó laminar (Figura B4).

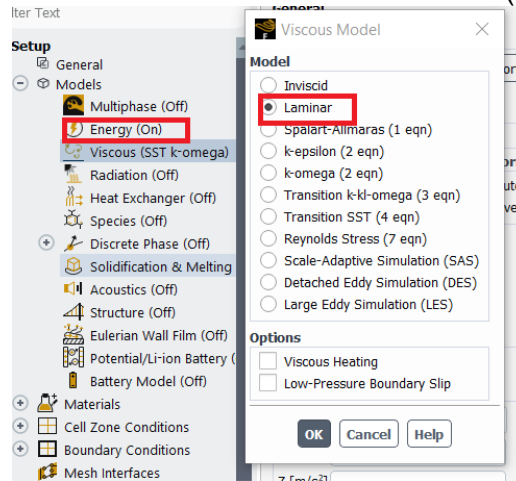


Fig. B4 Activación de la ecuación de la energía y selección de modelo.

- d) En la sección correspondiente a materiales (materials), se crearon los materiales utilizados en la simulación, se seleccionaron los fluidos de trabajo: aire para la cavidad y agua para la tubería en el intercambiador de calor, de la librería de Fluent para el aire, en la densidad de este se activó la aproximación de Boussinesq, para la losa y los materiales de construcción de la cavidad (madera y aislante) se crearon un nuevos materiales, y también se editó las propiedades de la losa y de los materiales de la cavidad, los cuales se encuentran en el capítulo 3 (Figura B5).

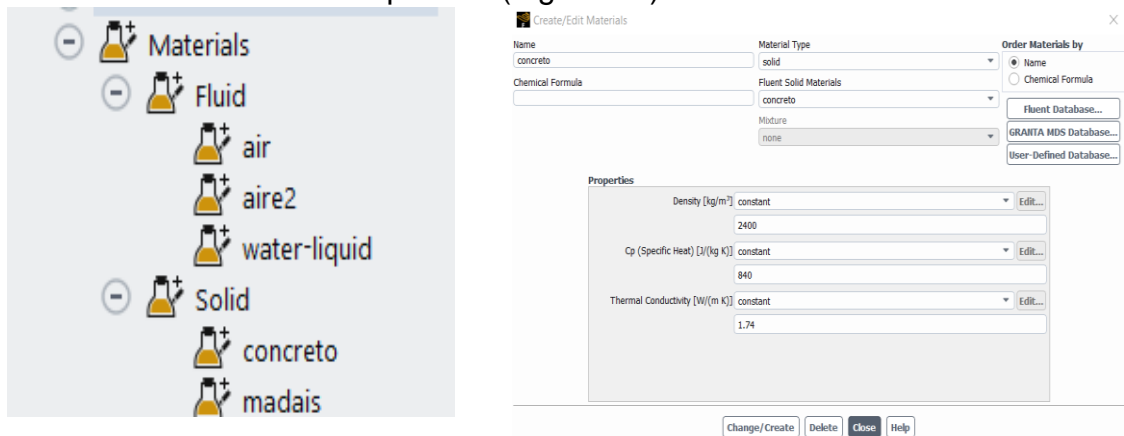


Fig. B5 Materiales.

- e) Se continuó con la sección de condiciones de las zonas de celdas (cell zones conditions), en esta selecciono el tipo de material de cada zona, para la cavidad el fluido fue aire y en la tubería del intercambiador de calor el fluido fue agua, y para la losa y los materiales aislantes de la cavidad fueron los materiales solidos creados en la sección anterior.

- f) La siguiente etapa correspondió a los métodos de solución (solution methods), donde se utilizó el esquema Coupled para el acoplamiento de la presión – velocidad y para la parte de discretización espacial de la presión, momentum. Se utilizaron esquemas de segundo orden. Los valores de relajación que se utilizaron se muestran en la Figura B6.

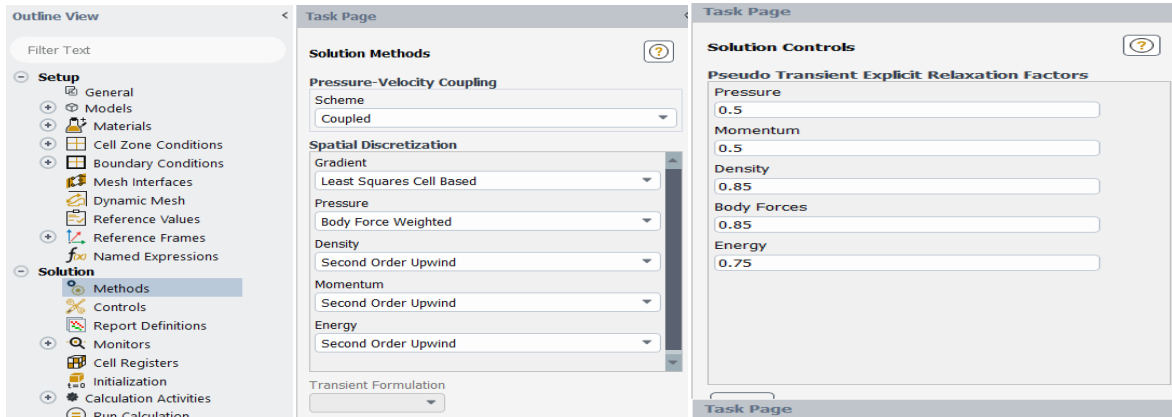


Fig. B6 Métodos de solución y controles de relajación.

- g) El siguiente apartado el cual corresponde a la inicialización de la solución (solution initialization), se activó el método de inicialización híbrida (hybrid initialization). Como se muestra en la Figura B7.

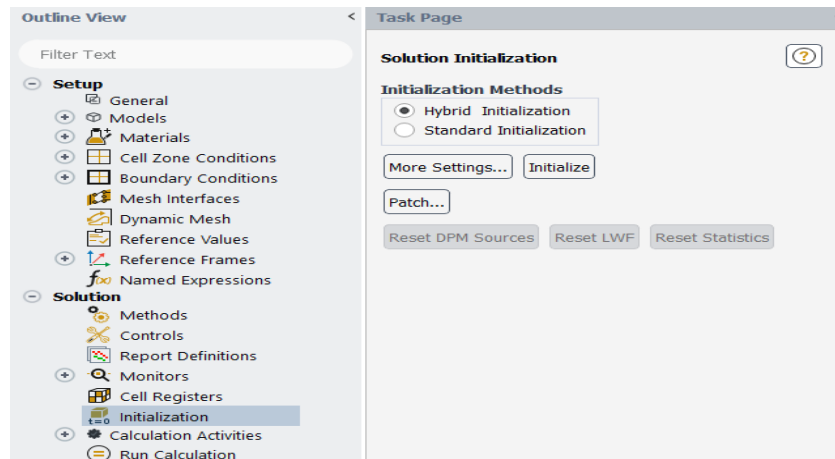


Fig. B7 Inicialización en Fluent.

- h) Para finalizar en el apartado de run calculation, Se determina el número de iteraciones y el intervalo de reporte de cada cuanta iteración, se desea que se reporte la solución. Se da clic en calculate, para que el inicie la corrida de la simulación (Figura B8).

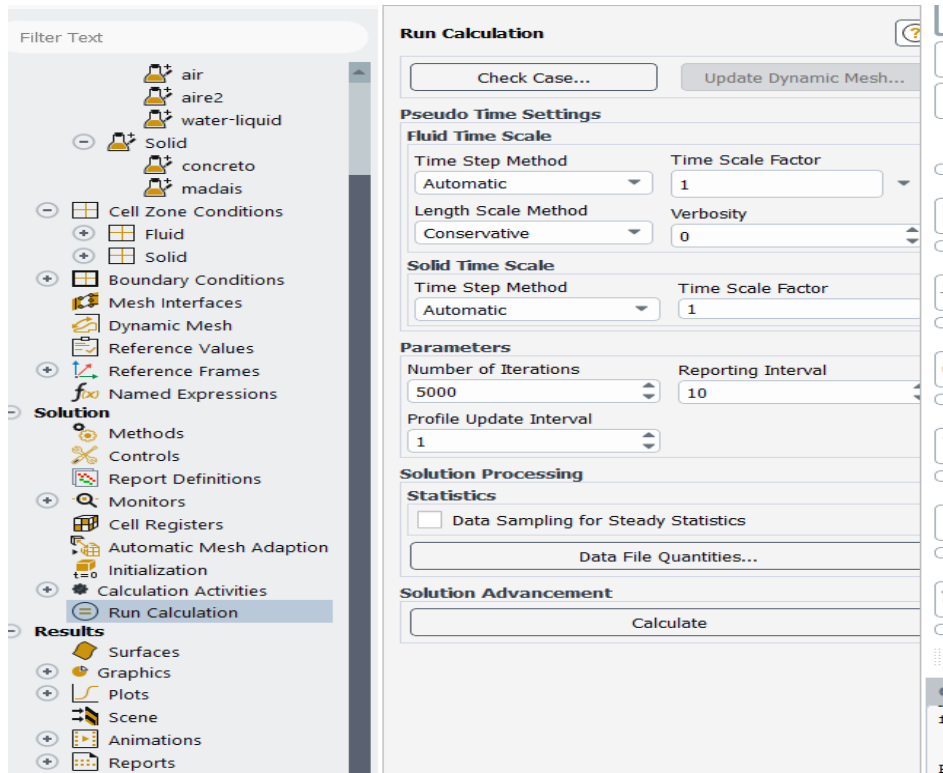


Fig. B8 Run Calculation.

APÉNDICE C. TEMPERATURA A LA SALIDA DEL FLUIDO DE TRABAJO Y PROPIEDADES DEL AGUA

Tabla C.1 Intercambiador de calor tipo serpentín.

Caso de estudio	Temperatura a la salida
(1)	26.98
(2)	26.95
(3)	27.02
(4)	26.96
(5)	27.04

Tabla C.2 Intercambiador de calor tipo colector.

Caso de estudio	Temperatura a la salida
(1)	27.01
(2)	26.87
(3)	26.92
(4)	26.94
(5)	26.91

Tabla C.3 Intercambiador de calor tipo hoja a 45°.

Caso de estudio	Temperatura a la salida
(1)	26.61
(2)	26.64
(3)	26.58
(4)	26.66
(5)	26.65

Tabla C.4 Intercambiador de calor tipo hoja a 60°.

Caso de estudio	Temperatura a la salida
(1)	26.65
(2)	26.57
(3)	26.59
(4)	26.67
(5)	26.68

Tabla C.5 Intercambiador de calor tipo hoja a 45° con desviación en sus ramales

Caso de estudio	Temperatura a la salida
(1)	26.61
(2)	26.64
(3)	26.58
(4)	26.66
(5)	26.65

APÉNDICE C. TEMPERATURA A LA SALIDA DEL FLUIDO DE TRABAJO Y PROPIEDADES DEL AGUA

Tabla C.6 Tabla de propiedades del agua saturada (Cengel, 2007).

T (K)	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$C_p(\text{J/kg}^*\text{K})$	$\mu(\text{kg/m}^*\text{s})$	$\lambda(\text{W/m}^*\text{K})$	$\beta(1/\text{K})$
288.15	999.1	4186	1.14×10^{-3}	0.589	1.38×10^{-4}
293.15	998	4182	1.00×10^{-3}	0.598	1.95×10^{-4}
298.15	997	4180	8.91×10^{-4}	0.607	2.47×10^{-4}
303.15	996	4178	7.98×10^{-4}	0.615	2.94×10^{-4}
308.15	994	4178	7.20×10^{-4}	0.623	3.37×10^{-4}
313.15	992.1	4179	6.53×10^{-4}	0.631	3.77×10^{-4}
318.15	990.1	4180	5.96×10^{-4}	0.637	4.15×10^{-4}
323.15	988.1	4181	5.47×10^{-4}	0.644	4.51×10^{-4}
328.15	985.2	4183	5.04×10^{-4}	0.649	4.84×10^{-4}
333.15	983.3	4185	4.67×10^{-4}	0.654	5.17×10^{-4}
338.15	980.4	4187	4.33×10^{-4}	0.659	5.48×10^{-4}
343.15	977.5	4190	4.04×10^{-4}	0.663	5.78×10^{-4}

APÉNDICE D. CONSTANCIA DE LA PUBLICACIÓN DE UN ARTÍCULO EN CONGRESO



EDUCACIÓN
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO.

EL TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO A TRAVÉS DEL CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO TECNOLÓGICO

OTORGA EL PRESENTE

RECONOCIMIENTO

A

JOSAFAT LEYVA SALMERÓN, EFRAÍN SIMÁ MOO

Por la presentación del artículo "SIMULACIÓN NUMÉRICA DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO SERPENTÍN EMPOTRADO EN LA PARTE MEDIA DE UNA LOSA DE CONCRETO" en la 6a. Jornada de Ciencia y Tecnología Aplicada realizada del 21 al 23 de abril de 2021.

Cuernavaca, Morelos, 22 de abril de 2021.

DRA. YESICA IMELDA SAAVEDRA BENÍTEZ
DIRECTORA

DR. ARTURO ABÚNDEZ PLIEGO
COORDINADOR GENERAL DE LA 6A JCYTA



Sello Digital:

MjAyMoeANzjHgEpDVEEwMDc4MjHHgEpvc2FmYXQgTGV5dmEgU2FsbWV
yw7NuLCBFZnJhw61uIFNpbC0hIE1vb8eBNkEuIEpPUk5BREegREUgQ0
1FTkNJQSBZIFRFQ05PTE9Hw41BIEFQTE1DQURBx4BURUNOTS9DRU5JR
EVUx4BSRUNPTk9DSU1JRU5UT8eARVhQT1NJVE9Sx4EyMDIxMDQ=

JCTA00782021

<http://constancias.cenidet.edu.mx>



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos
Tel. (01) 777 3 62 77 70, ext. 4201,
e-mail: cyl_cenidet@tecnm.mx
www.tecnm.mx | www.cenidet.tecnm.mx



Fig. D1 Reconocimiento

Simulación numérica de un intercambiador de calor tipo serpentín empotrado en la parte media de una losa de concreto.

Josafat Leyva Salmerón*, Efrain Simá Moo*

*Tecnológico Nacional de México / CENIDET. Av. Palmira esq. Apatzingán s/n. Col. Palmira. Cuernavaca, Morelos, México. C.P. 62490.
E-mail: josafat.leyva19ma@cenidet.edu.mx, efrain.sm@cenidet.tecnm.mx

Resumen: Este trabajo presenta los resultados de la simulación de un intercambiador de calor tipo serpentín empotrado en el interior de una losa de concreto. La losa de concreto tiene un espesor de 0.12m y un área de 1.44 m², con diferentes separaciones entre tubos. Las simulaciones se realizaron utilizando Dinámica de Fluidos Computacionales (CFD), utilizando el software comercial ANSYS-Fluent®. Se realizaron cinco simulaciones del intercambiador de calor, variando la separación entre tubos (0.12m; 0.15m; 0.17m; 0.26m; 0.29m) y una simulación sin el intercambiador de calor, con el fin de obtener la distribución más uniforme posible en la parte inferior de la losa y compararlo con la losa sin intercambiador de calor. Los datos de salida de las simulaciones fueron: la distribución de temperatura en la parte inferior de la losa, la caída de presión en la red de tubería, la temperatura promedio en la parte superior e inferior de la losa, el flux de calor promedio en la parte inferior de la losa y la longitud total de tubería para cada caso de simulación. Los resultados indicaron que el caso (3) con 0.17m de separación entre tubos, fue el que mejor distribución de temperatura proporcionó, con una temperatura promedio en la parte superior de la losa de 51°C, temperatura promedio en la parte inferior de la losa de 36.13°C, temperatura promedio en la cavidad de 24.88°C, caída de presión en el intercambiador de calor de 59.53Pa, un flux de calor promedio en la parte inferior de la losa de 4.27W/m² y una longitud de tubería de 5.93m. Se encontró que al utilizar el intercambiador del caso (3), la temperatura promedio en la parte inferior de la losa y la temperatura promedio en la cavidad disminuyen 16.45°C y 8.51°C respectivamente con respecto a la losa de concreto sin intercambiador [caso (6)], lo cual indica que reduce la transferencia de calor en la losa.

Palabras clave: Intercambiador de calor, serpentín, losa de concreto, cavidad, CFD

1. INTRODUCCIÓN.

El sector energético ha desempeñado un papel importante a través de los años en el desarrollo de la humanidad, debido a que la energía es indispensable para realizar las actividades cotidianas. Según la agencia internacional de energía en 2014 la producción mundial anual de energía primaria proviene 31.4 % del crudo, 28.8 % carbón y sus derivados, 21.3 % gas natural, 4.8 % nucleenergía y 13.7 % de renovables (World Energy Balances, 2015). La demanda de energía eléctrica ha sido una de las principales causas de contaminación para el medio ambiente, la mayor parte de la energía eléctrica se obtiene mediante la quema de combustibles fósiles, por ello el hombre ha tratado de buscar nuevas fuentes de energía para tratar de reducir la contaminación ambiental por la generación de energía eléctrica (Aste *et Al.* 2014). Para evitar un aumento de la temperatura global entre 5-6°C en el planeta Tierra para finales de este siglo, la humanidad necesitará adoptar programas más ambiciosos de eficiencia energética en todos los sectores, pero particularmente en el de edificaciones (Su *et Al.* 2015).

Una manera de ahorrar energía en las edificaciones es utilizando tecnologías pasivas. Las tecnologías pasivas, aprovechan la energía natural sin transformarla, entre ellas se encuentran diferentes técnicas enmarcadas en la arquitectura bioclimática: la orientación de los edificios al sol, la selección de materiales con una masa térmica favorable o que tengan propiedades para la dispersión de luz, natural, todo con el fin del lograr el confort térmico al interior de una edificación (Fonseca, 2011). El confort térmico representa un estado en el cual una persona se encuentra en un equilibrio fisiológico dado que no existe un malestar térmico (Werbin *et Al.* 2015). A raíz de la necesidad de tener un mejor confort térmico durante los últimos años se han empleado equipos mecánicos para climatizar hogares, oficinas, escuelas, edificaciones en general, siendo estos equipos los que mayor energía eléctrica consumen (Rhee *et Al.* 2017).

La aplicación de intercambiadores de calor empotrados en el interior de alguna de las componentes de la vivienda es una alternativa eficaz, para mitigar el consumo de energía eléctrica. Se han realizado cálculos acerca del consumo de energía eléctrica en una habitación típica, reportando que mediante el

Fig. D2 Portada del artículo de congreso.