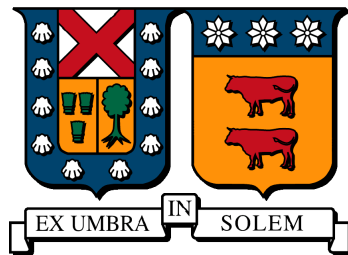


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO-CHILE



SIMULACIÓN NUMÉRICA DE PROCESO DE
ENFRIAMIENTO DE UNA PLACA EMISORA
POR HUMIDIFICACIÓN DE AIRE

RODRIGO ANDRÉS RAMÍREZ RIVEROS

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA : PH.D RODRIGO SEBASTIÁN BARRAZA VICENCIO
PROFESOR CORREFERENTE : DR. JOAQUÍN ALEJANDRO MURA
MARDONES

Enero 2021

Agradecimientos

En primer lugar, quiero agradecer a mi familia por apoyarme en este largo camino, por aguantar que estuviese fuera de casa por todo este tiempo y por levantarse de cada obstáculo que hemos atravesado. Quiero agradecer especialmente a mi viejita, quien tuvo que sacar adelante a 3 piojitos, apoyándonos incondicionalmente y aconsejándonos en cada momento.

Quiero agradecer a mi pareja, Paula, por estar siempre para mí, por apoyarme en cada momento que me vió decaer y por entregarme todo su amor y comprensión en los momentos en que debimos estar lejos para poder cumplir nuestras metas. Además de revisar minuciosamente mi terrible ortografía y signos de puntuación en este trabajo. Quiero agradecer también a su familia, quienes me aceptaron como a un hijo más y me abrieron las puertas de su cálido hogar.

Agradezco, también, a Rodrigo Barraza, mi profesor guía, por incluirme y darme la confianza de ser un aporte en este tema tan interesante, gracias por entregarme la posibilidad de ser parte como inventor de una patente, gracias por darse el tiempo para resolver todas mis dudas y por la paciencia que tuvo conmigo.

Quiero agradecer a mi segunda familia, mis hermanos serenenses, por todo el apañe, tirones de orejas, charlas nocturnas y hacer sentir a este provinciano en la capital que nunca estaría solo.

Extiendo mis agradecimientos a mis amigos de la universidad, quienes aceptaron a un extraño en sus filas. Agradezco la compañía todas esas noches sin dormir y las conversaciones diarias en la universidad. Sin ustedes, esto no hubiese sido posible.

Finalmente quiero agradecer a Alexandra Dionizis y Natalia Jahn, amigas del team HDH, por todo el incentivo, las subidas de ánimo y consejos para sacar adelante la memoria y el proyecto. Agradezco especialmente a la Ale, por revisar mi memoria cual editorial evalúa a un escritor. También quiero agradecer a todos los del equipo por darme su tiempo para escucharme y aconsejarme.

Resumen

Debido a la importancia que tiene el recurso hídrico en nuestro día a día, es que la escasez de este es un tema preocupante en la época actual. Es por esto que, la ingeniería ha buscado diferentes maneras de resolver este problema. Dentro de las soluciones está la desalinización del agua de mar. Uno de los métodos es por medio de la humidificación-deshumidificación. Por otro lado, estos sistemas generalmente son energicamente autosustentables; para ello usan paneles fotovoltaicos para impulsar ventiladores y bombas. Un problema que poseen estos paneles es que, mientras más alta es su temperatura, menor será su eficiencia.

En este trabajo se desarrolla una simulación de una nueva cámara de humidificación, que aprovecha el calor residual de un panel fotovoltaico. La simulación se realiza a través de la dinámica de fluidos computacionales usando el software ANSYS Fluent. La metodología se valida con el artículo experimental realizado por Cheng et. al. [1], se simula un caso de los experimentos realizados que fuese similar respecto a la temperatura de placa y el desarrollo de la película de agua en la superficie sólida. Entre la simulación y el caso experimental se obtiene un 5 % de error, el cual es aceptable, ya que se encuentra dentro de los parámetros recomendados por la literatura.

Para evaluar el mejor rendimiento de la nueva cámara de humidificación se realizan un total de 13 simulaciones. Estos se separan en 5 casos, en cada caso solo se varía un parámetro, dejando los otros constantes. Además, se evalúa la geometría preliminar y se propone una nueva para disminuir la vorticidad del flujo, concluyendo que el mejor rendimiento se obtiene con $4,5 \text{ m/s}$ de velocidad de inyección, 600 kg/hr de flujo de aire, $0,67 \text{ kg/min}$ de flujo de agua, 120° de apertura de inyección, 30 cm de distancia y un total de dos inyectores para cubrir un panel estándar de $2 \times 1 \text{ m}^2$.

Abstract

Due to the importance of water resources in our day-to-day lives, the scarcity of this is a worrying issue at the present time. This is why engineering has looked for different ways to solve this problem. Among the solutions is the desalination of seawater. One of the methods is by means of humidification-dehumidification. On the other hand, these systems are generally energetically self-sustaining; for this they use photovoltaic panels to drive fans and pumps. One problem with these panels is that, the higher their temperature is, the lower their efficiency will be.

In this work a simulation of a new humidification chamber is developed, which takes advantage of the residual heat of a photovoltaic panel. The simulation is performed through computational fluid dynamics using ANSYS Fluent software. The methodology is validated with the article by Cheng et.al. [?], a case of the experiments carried out is simulated that was similar with respect to the plate temperature and the development of the water film on the solid surface. Between the simulation and the experimental case, a 5 % error is obtained, which is acceptable, since it is within the parameters recommended by the literature.

To evaluate the best performance of the new humidification chamber, a total of 13 simulations are carried out. These are separated in 5 cases, in each case only one parameter is varied, leaving the other constant. In addition, the preliminary geometry is evaluated and a new one is proposed to reduce the vorticity of the flow, concluding that the best performance is obtained with 4,5 m/s of injection speed, 600 kg/hr of flow of air, 0,67 kg/min of water flow, 120° of injection opening, 30 cm of distance and a total of two injectors to cover a standard panel of $2 \times 1 m^2$.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Objetivos	9
2. Antecedentes	10
2.1. Enfriamiento	10
2.2. Simulación	15
3. Modelación del flujo.	19
3.1. Ecuaciones gobernantes.	19
3.2. Turbulencia.	20
3.3. Dinámica de fluidos computacionales.	22
3.3.1. Mallado.	23
3.3.2. Modelo de turbulencia.	25
3.3.3. Transporte de especies y módulo de fase discreta	26
3.3.4. Tratamiento de paredes.	32
4. Simulación Numérica	37
4.1. Metodología	37
4.1.1. Programas utilizados	37
4.1.1.1. Geometría	37
4.1.1.2. Mallado	38
4.1.1.3. Cálculos	39
4.1.2. Módulos usados	40
4.1.2.1. Transporte de especies	40
4.1.2.2. Módulo de fase discreta	41
4.1.2.3. Módulo Wall-Film	42
4.1.3. Materiales	42

4.1.4.	Procedimiento	43
4.2.	Validación	45
4.2.1.	Experimento	46
4.2.2.	Simulación	47
4.2.2.1.	Geometría	47
4.2.2.2.	Mallado	48
4.2.2.3.	Condiciones de contorno	49
4.2.2.4.	Resultados	51
4.3.	Caso de estudio	54
4.3.1.	Esquema de diseño	54
4.3.2.	Geometría	55
4.3.3.	Mallado	56
4.3.4.	Condiciones de contorno generales	58
4.3.5.	Casos a simular	60
5.	Resultados	64
5.1.	Variables características de la cámara de humidificación	64
5.2.	Casos simulados	65
5.2.1.	Sin inyección	65
5.2.2.	Análisis cualitativo de inyección de agua	67
5.2.3.	Variación de velocidad de aspersión	68
5.2.4.	Variación de flujo másico de aire	72
5.2.5.	Variación de flujo másico de agua	74
5.2.6.	Variación de ángulo de aspersión	77
5.2.7.	Variación de distancia entre placas	80
5.2.8.	Geometría	83
5.3.	Propuesta final	85
6.	Conclusiones y trabajos futuros.	88
6.1.	Conclusiones	88
6.2.	Trabajos futuros.	90

Índice de figuras

1.1. Distribución porcentual del recurso hídrico en la Tierra. Fuente [2] . . .	1
1.2. Párametros que destacan durante el periodo 2006 al 2016 en la calidad de agua superficial. Adaptado de [6]	3
1.3. Ciclo del agua. Adaptado de [8]	4
1.4. Clasificación de sistema por humidificación-deshumidificación. Fuente [9].	5
1.5. Esquema básico de configuración CAOW en un sistema de desalinización HDH. Fuente [10].	6
1.6. Línea de tiempo de las memorias anteriores relacionadas al sistema de desalinización por HDH en la UTFSM. Fuente: Elaboración propia. . .	6
1.7. Curva de la intensidad en función del voltaje para un panel fotovoltaico y el efecto de temperatura. Fuente [11].	7
1.8. Esquema de sistema HDH con nueva cámara de humidificación. Fuente [12].	8
2.1. Esquemas de métodos de enfriamiento directo. Fuente [13]	11
2.2. Comparación de disipación de calor para distintos métodos de enfriamiento directo. Fuente [13]	12
2.3. Flujo de calor versus coeficiente de transferencia de calor para agua y líquido refrigerante. Fuente [13]	13
2.4. Flujo de calor versus distintos ratios del coeficiente de transferencia de calor, según los mecanismos de disipación considerados. Fuente [15] . .	16
2.5. Geometría y condiciones de borde para simulación de pre-enfriamiento de aire por pulverización de agua. Fuente [16]	17
3.1. Regímenes de un flujo viscoso. Fuente [19]	21
3.2. Ejemplos de tipo de mallado. Fuente [18]	24

3.3.	Mecanismos de los fenómenos físicos considerados en el modelo de película de pared. Fuente [22]	33
3.4.	Cuadro de decisión simplificado para el criterio de interacción con la pared. Adaptado de fuente [22]	34
4.1.	Interfaz de trabajo del módulo Desing Modeler de Ansys Workbech (versión 19.2)	38
4.2.	Interfaz de trabajo del módulo MESH de Ansys Workbech (versión 19.2)	39
4.3.	Interfaz de trabajo del módulo ANSYS Fluent de Ansys Workbech (versión 19.2)	39
4.4.	Esquema de la configuración experimental. Fuente [1]	46
4.5.	Esquema de la configuración del calentador. Fuente [28]	47
4.6.	Geometría y mallado de experimento de validación. Fuente: Elaboración propia.	48
4.7.	Contornos de simulación. Fuente: Elaboración propia.	49
4.8.	Valores de las características de las gotas a distintas alturas de aspersión en un radio de 30 <i>mm</i> medidos con un anemómetro. Fuente [1]	51
4.9.	Valores de la temperatura promedio de superficie en función de la altura de inyección del aspersor. Punto de color naranja indica el dato usado para realizar comparación con simulación. Adaptado de fuente [1]	52
4.10.	Tiempo de residencia de la gotas en el dominio, enfocado principalmente en el sector de la interacción entre el sólido y la inyección. Fuente: Elaboración propia.	53
4.11.	Gráfico de contorno de la altura de la película de agua en la pared "Placa Caliente", con una inyección de agua a 18 <i>mm</i> de distancia de la superficie caliente. Fuente: Elaboración propia.	53
4.12.	Esquema gráfico de humidificador aprovechando la energía residual del panel fotovoltaico. Adaptado de fuente [12]	55
4.13.	Geometría humidificador. Fuente: Elaboración propia.	56
4.14.	División de las tres secciones del dominio en vista isométrica. Zona inferior, zona central y zona superior. Fuente: Elaboración propia.	57
4.15.	Mallado de geometría de la cámara de humidificación. Fuente: Elaboración propia.	57

4.16. Contornos de simulación de la cámara de humidificación. Fuente: Elaboración propia.	58
4.17. Vista isométrica esquemática de la inyección de partículas de agua en la cámara de humidificación. Fuente: Elaboración propia.	60
4.18. Geometría de la cámara de humidificación con sección disminuida. Fuente: Elaboración propia.	62
4.19. Mallado de geometría de la cámara de humidificación con sección disminuida. Fuente: Elaboración propia.	63
5.1. Gráfico de contorno del perfil de temperatura en distintas caras de la cámara de humidificación. Fuente: Elaboración propia.	66
5.2. Seguimiento de partículas dentro del dominio a distintos tiempos, vistas desde el plano XY. Escala muestra el tiempo de permanencia que posee cada partícula dentro de la cámara de humidificación. Fuente: Elaboración propia.	68
5.3. $Coe_{f_{hum}}$ para distintas velocidades de inyección. Fuente: Elaboración propia.	69
5.4. Cantidad de gotas que salen del dominio por la Pared inferior 2 para distintas velocidades de inyección. Fuente: Elaboración propia.	70
5.5. Masa total de la película de agua en la placa emisora de calor a distintas velocidades de inyección. Fuente: Elaboración propia.	70
5.6. Área cubierta con agua (azul) en la placa emisora a distintas velocidades de inyección. Fuente: Elaboración propia.	71
5.7. Área cubierta con agua (azul) en la placa emisora en simulaciones con distintos flujos máscicos de aire. Fuente: Elaboración propia.	73
5.8. $Coe_{f_{hum}}$ obtenidos para distintos flujos máscicos de aire que ingresan al humidificador. Fuente: Elaboración propia.	73
5.9. Área cubierta con agua (azul) en la placa emisora en simulaciones con distintos flujos máscicos de agua. Fuente: Elaboración propia.	75
5.10. $Coe_{f_{hum}}$ obtenidos para distintos flujos máscicos de agua que ingresan al humidificador. Fuente: Elaboración propia.	76
5.11. Altura promedio de película de agua formada en pared PV al simular con distintos flujos máscicos de agua. Fuente: Elaboración propia.	77
5.12. $Coe_{f_{hum}}$ obtenidos para dos ángulos de apertura del inyector dentro del humidificador. Fuente: Elaboración propia.	78

5.13. Área cubierta con agua (azul) en la placa emisora a distintas ángulo de apertura del inyector. Fuente: Elaboración propia.	79
5.14. Altura promedio de la película de agua en la placa emisora de calor a distintas ángulos de apertura del inyector. Fuente: Elaboración propia. .	79
5.15. Área cubierta con agua (azul) en la placa emisora a distintas distancias entre pared PV y pared inferior 2. Fuente: Elaboración propia.	81
5.16. $Coe_{f_{hum}}$ obtenidos para distintas distancias entre la pared PV y pared inferior 2. Fuente: Elaboración propia.	82
5.17. Masa total de la película de agua en la placa emisora de calor a distintas distancias entre paredes del humidificador. Fuente: Elaboración propia. .	82
5.18. Gráfico de contorno del perfil de velocidad del flujo de aire en el centro del plano XY dentro de la cámara de humidificación. Fuente: Elaboración propia.	83
5.19. Esquema de propuesta de variación de geometría de cámara de humidificación con adición de placa para bloquear paso de aire y elevación de placa emisora. Fuente: Elaboración propia.	84
5.20. Esquema propuesto de cambio de geometría de la cámara de humidificación con adición de tobera y difusor en entrada y salida respectivamente. Fuente: Elaboración propia.	85
5.21. Esquema geométrico final con dos inyectores. Fuente: Elaboración propia.	87

Índice de tablas

2.1. Condiciones experimentales y resultados al variar N mientras se mantiene d_{32} con $76\mu m \pm 5\%$ y V con $10,5m/s \pm 5\%$. Fuente [14].	14
2.2. Condiciones experimentales y resultados al variar el d_{32} mientras se mantiene N con $8,00 \times 10^6/cm^2s \pm 10\%$ y V con $7,2m/s \pm 7\%$. Fuente [14].	14
2.3. Condiciones experimentales y resultados al variar el V mientras se mantiene N con $15,0 \times 10^6/cm^2s \pm 10\%$ y d_{32} con $68,0\mu m \pm 2\%$. Fuente [14].	14
2.4. Cambio predicho de la fracción de masa normalizada de las gotas de agua a lo largo del conducto. Fuente [16].	18
4.1. Propiedades físicas del aire seco y el vapor de agua.	43
4.2. Propiedades físicas del agua (líquida).	43
4.3. Método de solución para el caso sin inyección. Incluyendo tipo de acoplamiento presión-velocidad y el tipo de discretización espacial de las distintas ecuaciones.	44
4.4. Método de solución para el caso con inyección. Incluyendo formulación, tipo de flujo y el tipo de discretización espacial de las distintas ecuaciones.	45
5.1. Valores de los parámetros principales para caso de estudio sin inyección.	65
5.2. Resultados de la simulación correspondiente al caso 1.	68
5.3. Resultados de la simulación correspondiente al caso 2.	72
5.4. Resultados de la simulación correspondiente al caso 3.	74
5.5. Resultados de la simulación correspondiente al caso 4.	77
5.6. Resultados de la simulación correspondiente al caso 5.	80

5.7. Resumen de valores de mejor configuración de las variables características del humidificador analizadas.	86
---	----

Capítulo 1

Introducción

El agua es la sustancia que define la existencia de la vida tal cual la conocemos, ya que es un elemento primordial para la subsistencia de un ser vivo. El manto terrestre está cubierto mayoritariamente por agua, sin embargo, un muy bajo porcentaje corresponde a aguas aptas para el consumo humano. Lo anterior se muestra en la figura 1.1, la cual señala que aproximadamente solo un 3 % es agua potable.

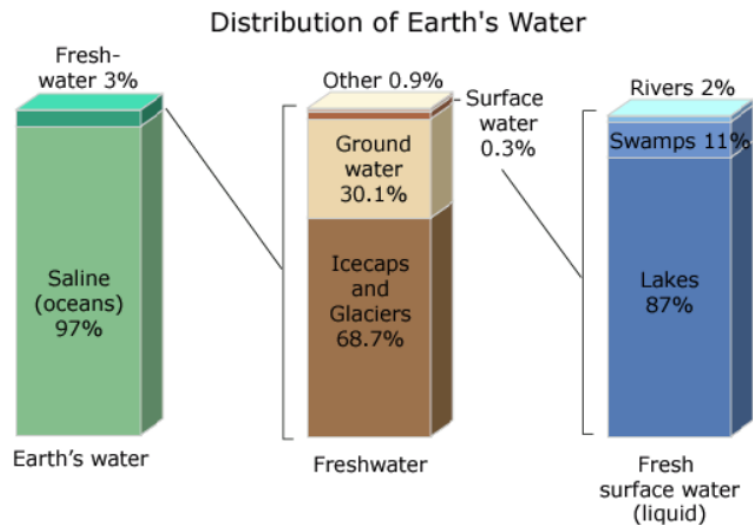


Figura 1.1: Distribución porcentual del recurso hídrico en la Tierra. Fuente [2]

Dada la importancia de este recurso para el desarrollo de la sociedad, es que, en el año 2010, la ONU (Organización de las Naciones Unidas), declaró el agua como uno de los derechos humanos [3], en el que manifiestan que todo ser humano tiene el derecho a recibir servicios de agua potable y saneamiento seguros, asequibles y accesibles.

La escasez de agua potable es un tema preocupante en la época actual. En el año 2019, la OMS (Organización Mundial de Salud) publicó una nota sobre el estado actual y la proyección mundial del agua potable [4]. De este se extrae que al menos 2.000 millones de personas en el mundo se abastecen de una fuente de agua potable que está contaminada por heces, pudiendo transmitir enfermedades como la diarrea, el cólera, entre otros. Se estima que de aquí al 2025, la mitad de la población mundial vivirá en zonas con escasez de agua.

En el contexto nacional, Chile se está enfrentando a una de las sequías más duraderas de los últimos años. En la noticia escrita por la Universidad de Chile en Septiembre del año 2020, la cual habla sobre la escasez hídrica y sequía a nivel nacional [5] se extrae que, entre un 40 % y 70 % del agua total a nivel nacional, corresponde a aguas lluvias. Sumado al bajo pronóstico de lluvias, se generan aumentos en los niveles de vulnerabilidad ambiental en la población, repercutiendo en una disminución de la temperatura mínima y un aumento de las temperaturas máximas entre La Serena y Coyhaique. En el libro "Radiografía del Agua" escrito por Escenarios Hídricos 2030 el año 2018 [6], comenta que 76 % de la superficie chilena está afectada por sequía, desertificación y/o suelo degradado y 110 acuíferos del país se encuentran actualmente con una demanda comprometida superior a su recarga. Además, el estudio muestra que, en términos nacionales, en las regiones de Arica y Parinacota, Tarapacá y Antofagasta, predomina una calidad de agua insuficiente durante todo el año, debido, mayoritariamente, al contenido de arsénico.

En la siguiente imagen se pueden ver los componentes que tienen las aguas superficiales que existen en cada zona del país.

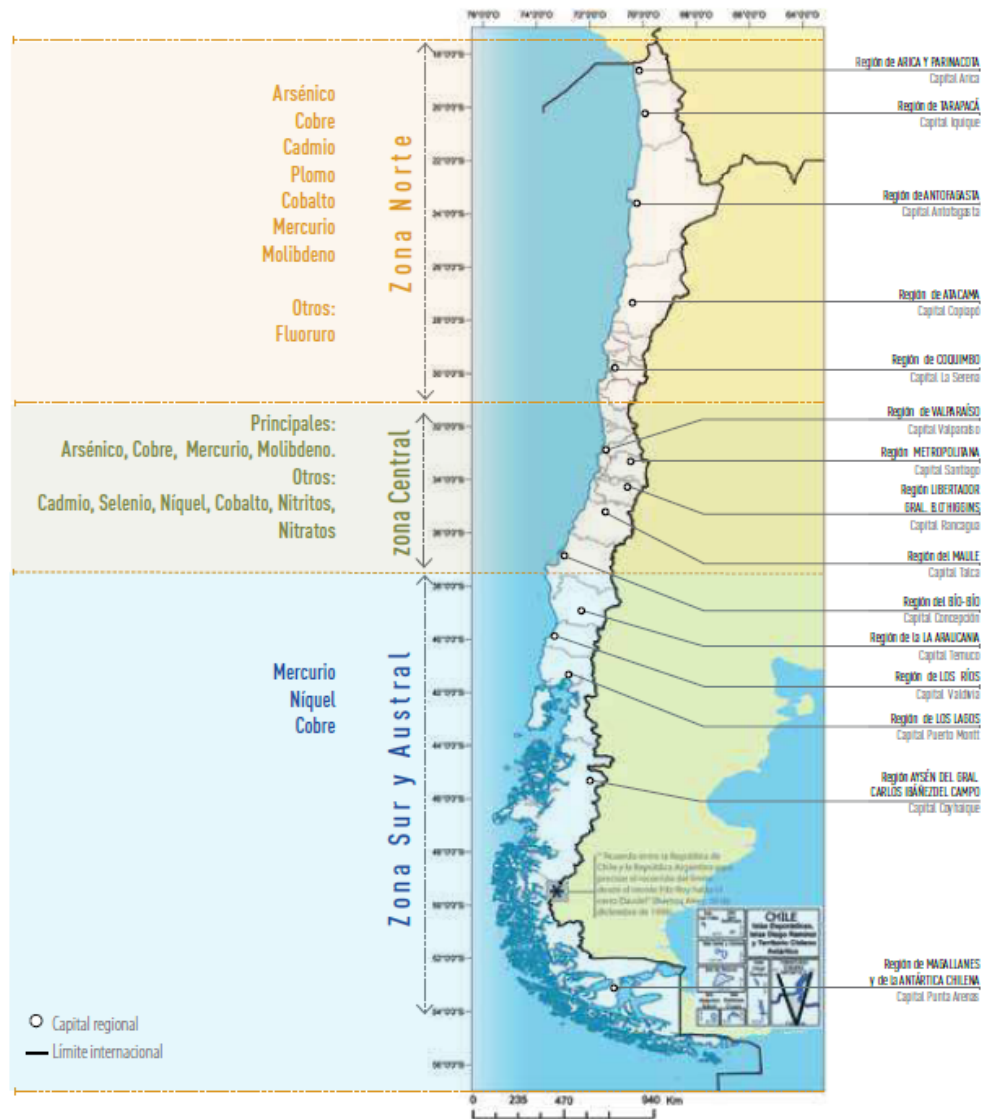


Figura 1.2: Párametros que destacan durante el periodo 2006 al 2016 en la calidad de agua superficial. Adaptado de [6]

Con el fin de enfrentar estos desafíos, la ingeniería ha investigado varios métodos para poder solventar la demanda de agua de la población. Uno de los métodos existente es la desalinización de las aguas del mar. Dentro de los tratamientos de desalinización existe la tecnología de ósmosis inversa, la cual es un método de purificación de agua que utiliza una membrana semipermeable para la filtración de iones, moléculas y partículas no deseadas contenidas en el agua salobre. Otro ejemplo, es el método de destilación

de múltiple efecto (MED), el cual consiste en evaporar en varias etapas dispuestas en un nivel decreciente de presión [7]. En cada etapa ingresa vapor de agua por tubos, el cual evapora agua con alta salinidad que, comúnmente, es rociada sobre los tubos. Este vapor producido sirve para evaporar agua en la siguiente etapa, por lo tanto, es un sistema que aprovecha el calor latente disponible en el vapor de la etapa anterior para evaporar la salmuera. Finalmente existe el método de desalinización de agua por humidificación-deshumidificación (HDH), el cual replica el ciclo natural del agua (ver figura 1.3). Con una fuente de calor, en este caso, la radiación solar, se evaporan las aguas superficiales de los mares y a su vez aumenta la temperatura local del aire. Este aire húmedo (nubes) es arrastrado a las altas montañas por la corrientes de aire. Al llegar las nubes a las montañas, estas bajan su temperatura provocando las precipitaciones y obteniendo agua fresca que finalmente de una u otra forma retornan al mar.

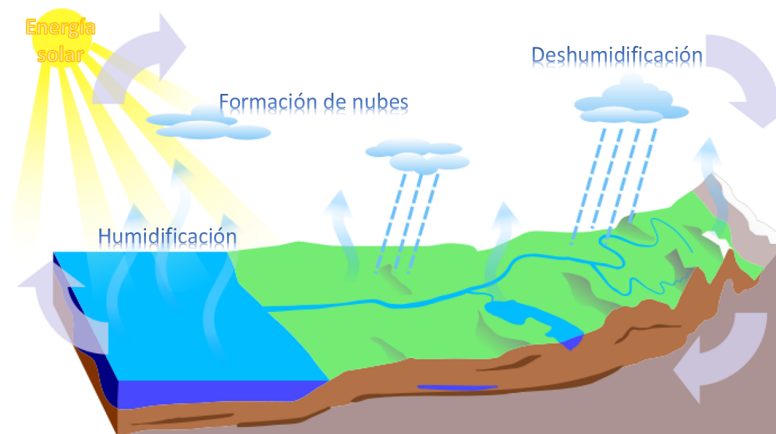


Figura 1.3: Ciclo del agua. Adaptado de [8]

Un sistema por humidificación-deshumidificación consiste en dos equipos principales: un humidificador y un deshumidificador. Estos se clasifican como se muestra en la figura 1.4. Además, estos pueden ser de una etapa o multietapa, para un mejor aprovechamiento de la energía disponible.

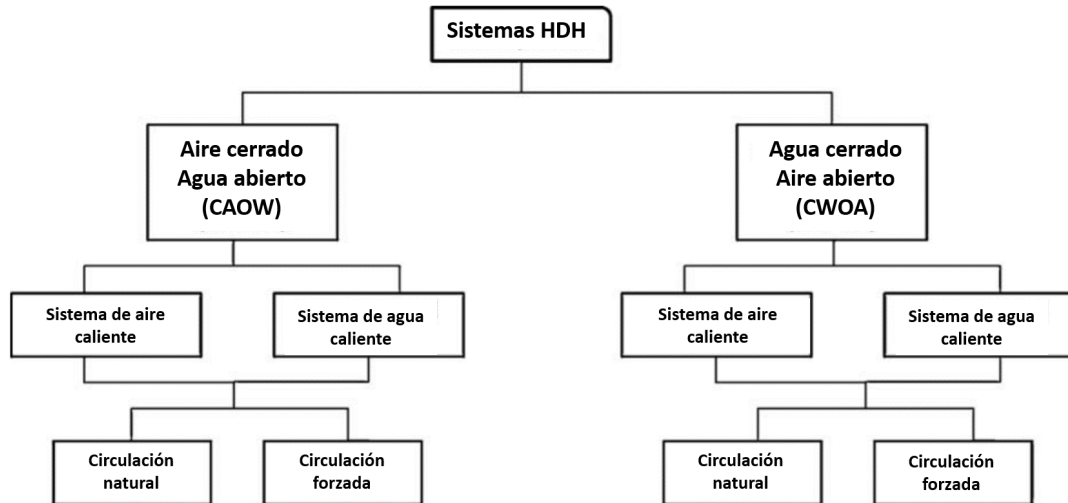


Figura 1.4: Clasificación de sistema por humidificación-deshumidificación. Fuente [9].

Un sistema CAOW de una etapa con calentamiento de agua y circulación forzada se compone de un humidificador, un deshumidificador y una fuente de calor (ver figura 1.5). Comúnmente, la fuente de calor consta de colectores térmicos solares que aprovechan la radiación solar para calentar agua que, a su vez, por medio de un intercambiador de calor le entrega la energía al agua salada proveniente del deshumidificador. Por el humidificador ingresa aire y agua salada caliente; el agua salada es calentada por la acción de los colectores solares previamente mencionados y posteriormente es inyectada a través de aspesores en el humidificador para obtener una mayor área de intercambio de calor y masa. El aire, al aumentar su temperatura, capta mayor cantidad de partículas de vapor, aumentando su humedad específica. Posteriormente, el aire húmedo se traslada al deshumidificador (condensador) y, a su vez, inicia el circuito de agua salada fría que atraviesa el condensador por medio de tubos. El agua es precalentada por el aire húmedo caliente, existiendo una recuperación de calor, en el sistema. Al bajar la temperatura del aire, este pierde la capacidad de retener las partículas de vapor de agua, provocando la condensación, obteniendo finalmente agua destilada. Por último, el aire retorna nuevamente al humidificador y se completa el circuito cerrado de esta sección del sistema.

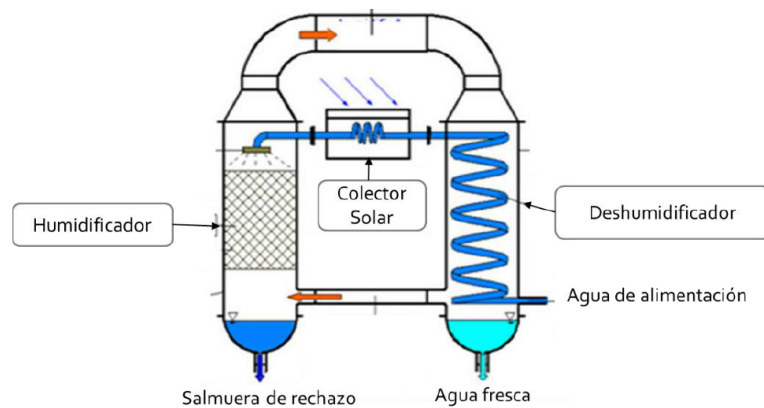


Figura 1.5: Esquema básico de configuración CAOW en un sistema de desalinización HDH. Fuente [10].

En función de lo anterior, es que la Universidad Técnica Federico Santa María, a través del Departamento de Ingeniería Mecánica, ha desarrollado distintas investigaciones relacionadas con el sistema de desalinización por HDH. Se han realizado hasta el momento un total de siete memorias de título, desde el año 2015 a la actualidad. Cuatro de las siete memorias están orientadas a la modelación y simulación numérica y las tres restantes son de diseño, construcción y/o puesta en marcha de un equipo de una o dos etapas. En la figura 1.6 se puede ver la línea de tiempo de los trabajos de memoria con su respectivo autor y título del trabajo.



Figura 1.6: Línea de tiempo de las memorias anteriores relacionadas al sistema de desalinización por HDH en la UTFSM. Fuente: Elaboración propia.

La idea fundamental de estos equipos es poder lograr la autonomía absoluta. Es por esto que, además de los equipos mencionados, se anexan paneles fotovoltaicos, con su respectivo banco de baterías, para la energización de las bombas, ventiladores, sensores, etc.; por tanto, provoca un encarecimiento del sistema. Por otro lado, los paneles fotovoltaicos aumentan su temperatura producto de la radiación solar incidente, provocando una pérdida de eficiencia en la producción de electricidad. En la figura 1.7 se puede ver que a medida que aumenta la temperatura de celda fotovoltaica, la potencia máxima va disminuyendo, por lo tanto, la eficiencia del panel se va disminuyendo aunque se mantenga la misma irradiación solar.

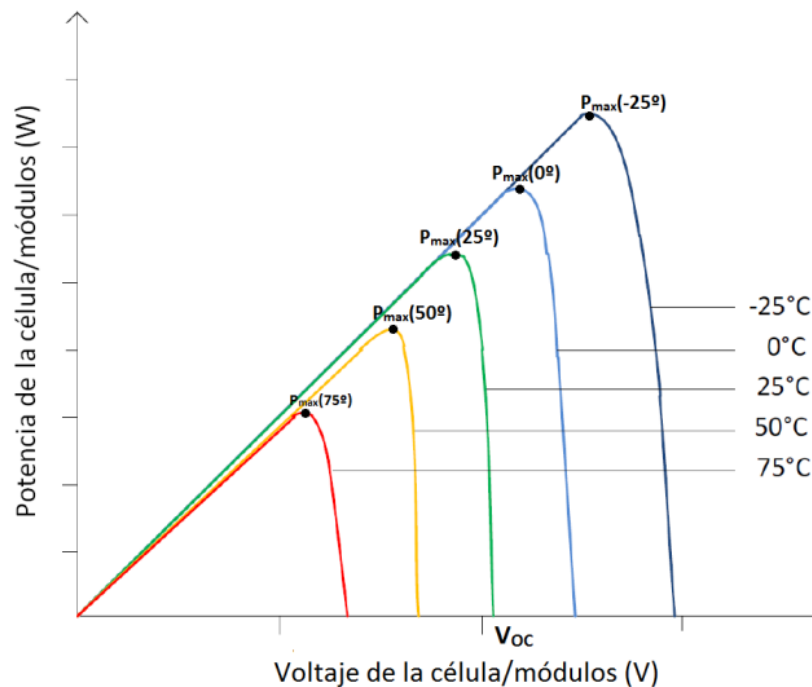


Figura 1.7: Curva de la intensidad en función del voltaje para un panel fotovoltaico y el efecto de temperatura. Fuente [11].

Con los antecedentes hídricos mostrados, junto a la problemática económica que tiene el equipo HDH para ser construido e implementado, es que se busca la manera de abaratar los costos y recuperar la energía térmica asociada al calentamiento de las celdas fotovoltaicas. Es por esto que, la propuesta de solución es estudiar la posibilidad de unir dos equipos: el humidificador y los paneles fotovoltaicos. Para esto se propone una nueva cámara de humidificación que, a través de la aspersion de agua, humidificará el aire que ingrese, aprovechando de enfriar el panel fotovoltaico.

Dentro de la investigación realizada en búsqueda de algún prototipo, simulación y/o modelación de esta nueva idea, no se encontró algo similar, lo que llevó a la posibilidad de poder patentar esta nueva idea en el Instituto nacional de propiedad industrial de Chile, la cual se llevó a cabo en septiembre del año 2019 con el número de solicitud 201901906 por parte de Rodrigo Barraza, Mauricio Reyes, Federico Castillo y Rodrigo Ramírez. El esquema patentado se puede ver en la figura 1.8.

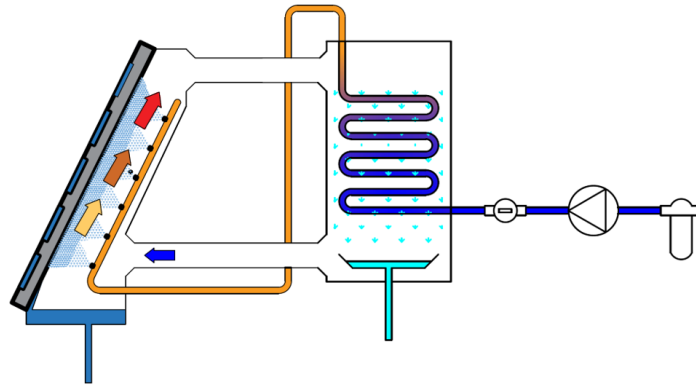


Figura 1.8: Esquema de sistema HDH con nueva cámara de humidificación. Fuente [12].

El detalle de esta será revisada en la sección 4.3.1. El trabajo contempla el estudio del proceso de enfriamiento de una placa emisora de calor (simulando la pared posterior de un panel fotovoltaico), la cual se hará variar los flujos másicos de agua y aire que ingresan a la cámara de humidificación, velocidad de las gotas de aspersion, entre otros.

1.1. Objetivos

1. General

- Estudiar mediante una simulación numérica el proceso de enfriamiento de una placa emisora (panel fotovoltaico) por humidificación de aire, tomando en consideración los fenómenos de transferencia de calor y masa entre los flujos de aire y aspersión de agua.

2. Específicos

- Estudiar los antecedentes bibliográficos relevantes de las experiencias y modelos computacionales de un jet sobre una placa plana, la transferencia de calor y masa entre dos flujos sobre un área libre en un volumen confinado.
- Desarrollar una simulación numérica que sea capaz de representar la transferencia de calor y masa entre un jet de agua sobre una placa plana caliente y la interacción de estos a través de un flujo de aire en un volumen confinado.
- Validar la simulación numérica con datos disponibles en la literatura.
- Realizar múltiples simulaciones para determinar diseño, parámetros de operación fundamentales y geometría del humidificador.

Capítulo 2

Antecedentes

En este capítulo se presentan los tópicos principales para abordar este trabajo. En primer lugar, se investiga sobre los antecedentes actuales de la tecnología de enfriamiento por aspersión. En segundo lugar, se estudia respecto a los modelos matemáticos existentes relacionados a la evaporación y enfriamiento por spray.

2.1. Enfriamiento

En la literatura se presentan varios métodos para enfriar una placa emisora. Estas se pueden separar en dos grupos: Métodos indirectos y directos. El año 2016, Smakulski et. al. [13] realiza una comparación de los métodos de enfriamiento directo. Entre estos tenemos el enfriamiento por medios porosos (figura 2.1a), disipadores de calor por microcanales (figura 2.1b) y enfriamiento por aspersión. (figura 2.1c). Respecto al método por aspersión, consiste en una boquilla que inyecta partículas de fluido (gotas) con un patrón característico que depende de la geometría de la boquilla, lo que reduce la razón de transferencia de calor.

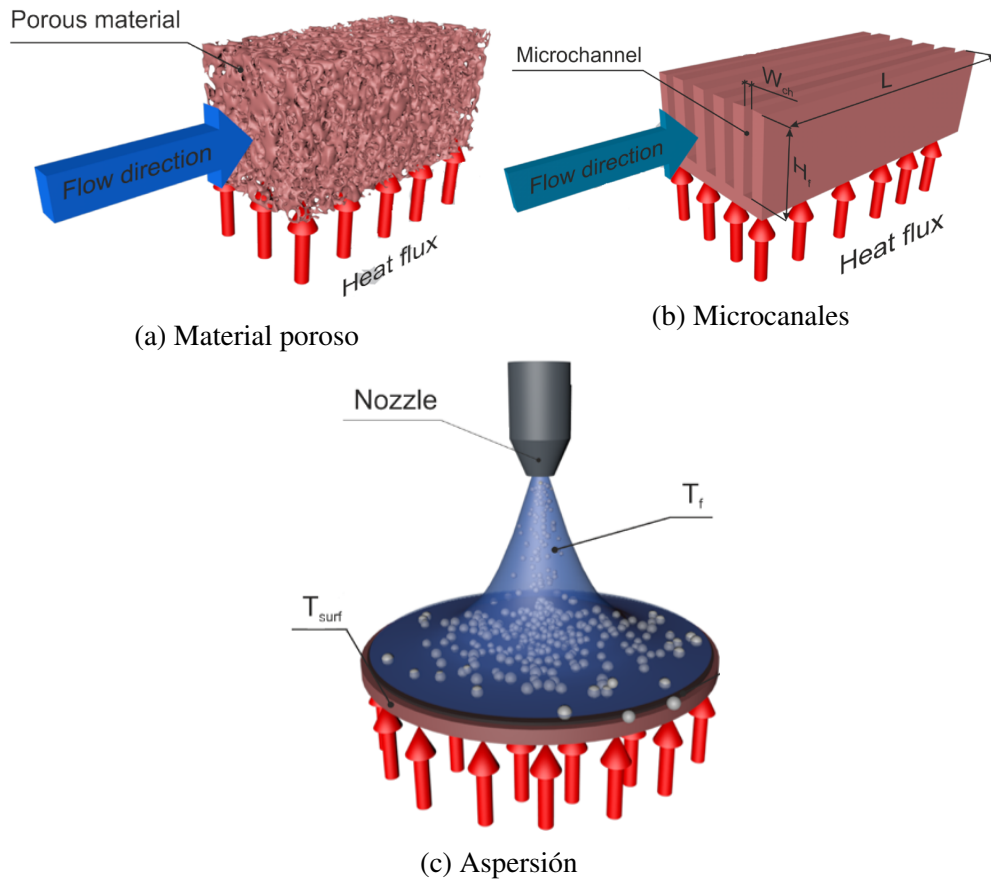


Figura 2.1: Esquemas de métodos de enfriamiento directo. Fuente [13]

Para entender como cuantificar la mayor disipación de calor, se habla del término de flujo de calor crítico o por sus siglas en inglés *CHF* (Critical Heat Flux). Este se entiende como el flujo de calor máximo que se puede suministrar antes de la formación de una película de film de vapor al momento de llevar a ebullición un líquido en contacto con alguna superficie caliente.

En la investigación, se presenta la capacidad que tienen estas tecnologías en la disipación de calor, mostrando en la figura 2.2, que el mayor valor obtenido, en distintos experimentos de otros autores, es el enfriamiento por aspersión con agua. Se puede apreciar que llega a un valor aproximado de $1000 \frac{W}{cm^2}$. En cambio, los otros dos métodos llegan generalmente a valores entre $600 - 700 \frac{W}{cm^2}$, pudiendo mejorarse con la inclusión de nanofluidos para los disipadores de calor por microcanales o gases especiales, como el helio, para el medio poroso.

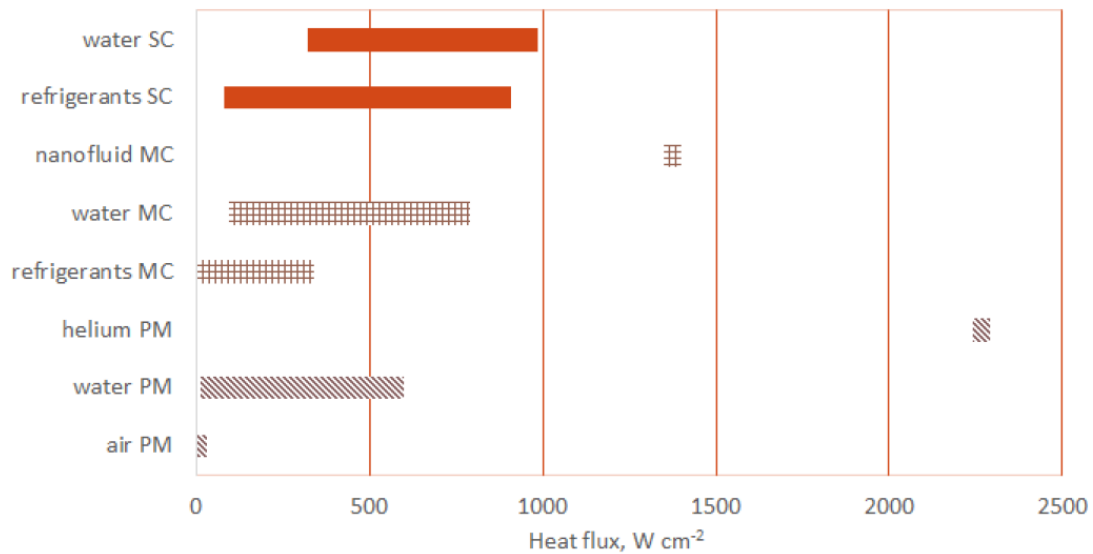


Figura 2.2: Comparación de disipación de calor para distintos métodos de enfriamiento directo. Fuente [13]

La aspersión se presenta como el método más prometedor, debido a que posee la mejor relación de disipación de calor por unidad de flujo de fluido, una temperatura homogénea en la sección de enfriamiento, simplicidad de construcción, etc., es que los autores realizan una revisión bibliográfica más exhaustiva de distintos experimentos encontrados en la literatura, notando que a la fecha aún no existía un entendimiento total de la tecnología, debido a que existen muchos parámetros independientes que afectan en la disipación de calor. Por ejemplo: flujo másico del líquido de inyección, velocidad promedio de las gotas, presión de entrada, distancia entre la placa caliente y el inyector, diámetro promedio de las gotas, entre otros.

En cuanto a los distintos tipos de fluidos, se muestra que la mayor remoción de calor se obtiene al usar agua como fluido de trabajo, esto se observa en la figura 2.3, en el cuál cada punto mostrado son distintos experimentos de la literatura usando agua o algún líquido refrigerante como medio para el enfriamiento.

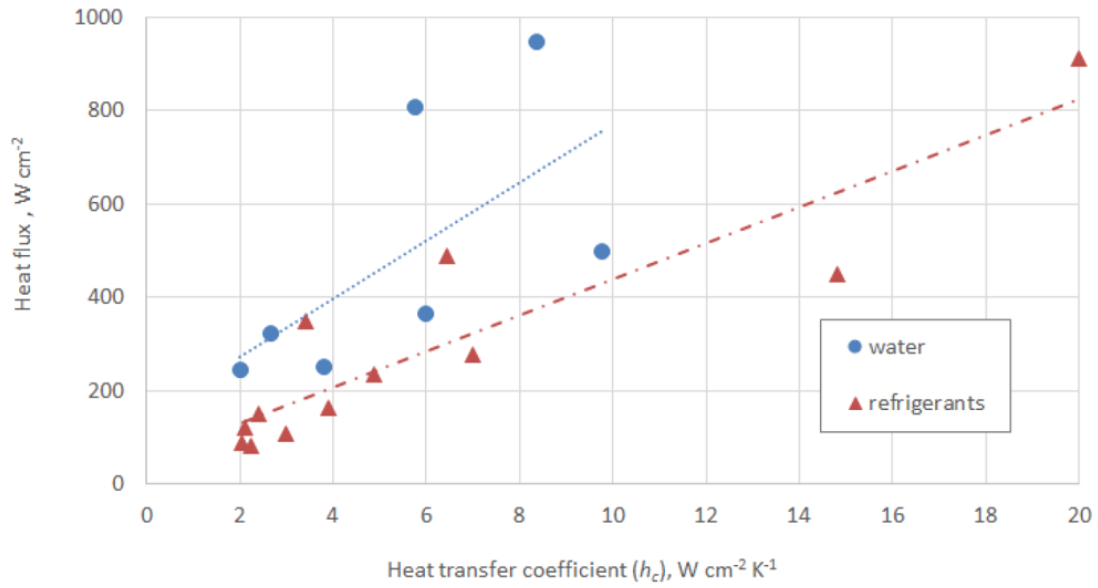


Figura 2.3: Flujo de calor versus coeficiente de transferencia de calor para agua y líquido refrigerante. Fuente [13]

Respecto al flujo másico, los autores comentan que según lo encontrado, este juega un rol fundamental en la disipación. Mostrando que, a medida que se aumenta el flujo, se disminuye la temperatura de superficie, debido a las fuerzas convectivas y a la evaporación de la película de film. Sin embargo, se llega a un punto en donde, al inyectar excesivo flujo, produce un aumento en la temperatura de superficie, debido al incremento del espesor de película de film.

En el año 2002, Chen et.al. [14] realizó un experimento el cual muestran los efectos de las características de pulverización sobre el flujo de calor crítico (CHF) en el enfriamiento por pulverización de agua sub-enfriada. El experimento consiste en rociar agua con distintas boquillas una superficie caliente de $1\ cm^2$, variando solo un parámetro y dejando los otros lo más constante posible. Los tópicos evaluados son la cantidad de gotas que caen en un cm^2 por segundo (N), velocidad (V) y diámetro promedio de gota (d_{32}).

En la tabla 2.1 se puede notar que existe una tendencia positiva entre el valor N y el flujo de calor crítico. Sin embargo, en la tabla 2.2, en el que se varia el diámetro promedio de las gotas, se ve que al aumentar este parámetro no influye drásticamente en el valor CHF.

Tabla 2.1: Condiciones experimentales y resultados al variar N mientras se mantiene d_{32} con $76\mu m \pm 5\%$ y V con $10,5m/s \pm 5\%$. Fuente [14].

Tipo de inyector	B37	B150	B50
$N \times 10^6 (1/cm^2s)$	5, 52	17, 40	18, 83
$d_{32}(\mu m)$	79, 7	72, 6	72, 6
$V(m/s)$	10, 8	11, 1	10, 1
CHF (W/cm^2)	591, 2	694, 6	673, 2

Tabla 2.2: Condiciones experimentales y resultados al variar el d_{32} mientras se mantiene N con $8,00 \times 10^6/cm^2s \pm 10\%$ y V con $7,2m/s \pm 7\%$. Fuente [14].

Tipo de inyector	B37	B200	Bete#1
$N \times 10^6 (1/cm^2s)$	7, 30	8, 62	8, 50
$d_{32}(\mu m)$	57, 3	86, 5	115, 7
$V(m/s)$	6, 9	6, 7	7, 8
CHF (W/cm^2)	619, 7	621, 6	651, 1

Finalmente en la tabla 2.3, nuevamente se puede observar una tendencia positiva en el valor de remoción de calor, aumentando radicalmente al aumentar de forma considerable la velocidad promedio de las gotas tratando de mantener constantes los otros parámetros antes mencionados.

Tabla 2.3: Condiciones experimentales y resultados al variar el V mientras se mantiene N con $15,0 \times 10^6/cm^2s \pm 10\%$ y d_{32} con $68,0\mu m \pm 2\%$. Fuente [14].

Tipo de inyector	B150	B200	Bete#3
$N \times 10^6 (1/cm^2s)$	16, 40	13, 51	15, 12
$d_{32}(\mu m)$	67, 2	70, 2	68, 7
$V(m/s)$	4, 64	5, 97	24, 1
CHF (W/cm^2)	636, 7	645, 1	945, 7

Por lo tanto, los autores demuestran, de forma experimental, que el parámetro más importante es la velocidad promedio de las gotas, seguido por el numero de gotas en un cm^2 y que el diámetro de gota no parece ser un factor importante en la disipación de calor.

De los artículos mostrados anteriormente se pueden rescatar dos ideas fundamentales para este trabajo de título. En primer lugar, se extrae que el enfriamiento por aspersión de agua es un método que posee un gran rendimiento en comparación con los otros métodos de enfriamiento directo mostrados, y además posee una simplicidad de construcción que lo ayuda en la versatilidad de ser usados para distintos fines. En segundo lugar, se obtienen los parámetros característicos más importantes de las boquillas que se deben considerar en el método de enfriamiento por aspersión de agua. Agregando cual de ellos es el que posee mayor incidencia en la disipación de calor.

2.2. Simulación

En cuanto a cómo ha sido abarcada la modelación o simulación del enfriamiento por aspersión de una placa caliente en la literatura, se encuentra el artículo realizado por Zhao et.al. [15] en el cual crean un modelo numérico para describir el perfil de temperatura en la placa emisora, considerando la película de film formada, al ser enfriada por un aspersor, usando agua como fluido de trabajo.

Los autores consideran cinco mecanismos de transferencia de calor producida por las gotas de agua:

- Disipación de energía producto del impacto de las gotas de agua en la película de film y/o en la superficie caliente.
- Transferencia de calor ocasionada por la convección de la película de film.
- Nucleación primaria: Es la creación de burbujas debido al contacto del agua con la superficie caliente.
- Nucleación secundaria: Es la producción de pequeñas partículas de vapor que se producen alrededor de la gota.
- Transferencia de calor que existe con el ambiente, separado en convección y radiación.

Se realiza un balance energético, donde el flujo de calor de la superficie caliente es igual a los 5 mecanismos anteriormente mencionados. La modelación hecha consiste en una simulación numérica de paso de tiempo discreto. En este se calcula en el inicio de cada paso de tiempo, el espesor de película, velocidad de película y la transferencia de calor por convección de la superficie de la película. Posteriormente, se calcula la transferencia de calor por la impactación de las gotas en la película de film. Aleatoriamente se ubican la gotas y dependiendo de la temperatura de superficie, se crean burbujas por nucleación primaria en los sitios disponibles. Luego, se introducen burbujas de nucleación secundaria en la película de film con la impactación de gotas. Finalmente se añade la transferencia de calor que existe con el ambiente, ya sea por radiación y/o por la convección ambiente-película y ambiente-superficie.

Este modelo fue validado experimentalmente, obteniendo una desviación de aproximadamente un 10 %.

Dentro de sus resultados, el más significativo para el entendimiento de esta memoria, es el de la figura 2.4. En este muestran que, para bajos flujos de calor, el mecanismo que predomina en la transferencia de calor es el de la convección de la película de film y la relacionada con el impacto de la gota. En cambio, para altos flujos de calor, lo que predomina es la relacionada a la nucleación del agua.

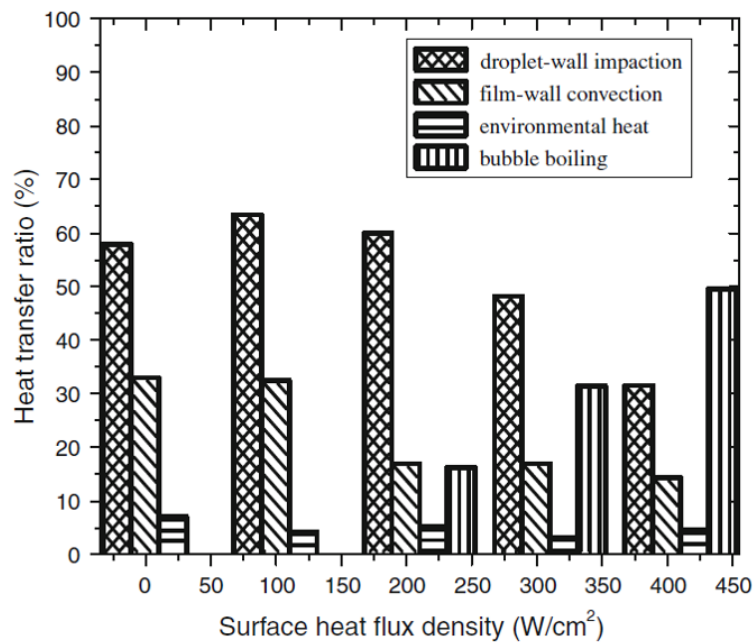


Figura 2.4: Flujo de calor versus distintos ratios del coeficiente de transferencia de calor, según los mecanismos de disipación considerados. Fuente [15]

En el año 2013, Alkhedhair et.al. [16] realizó una investigación sobre el pre-enfriamiento de aire, usando un pulverizador de agua a través de una simulación numérica.

Utilizando el software de cálculos de dinámica de fluidos computacionales Ansys Fluent (version 14.0), el dominio de trabajo consiste en una habitación de $1 \times 1 \times 10 \text{ m}^3$ en el cual inyectan partículas de agua en el medio de la cara donde ingresará el aire para simular un pulverizador. (ver figura 2.5).

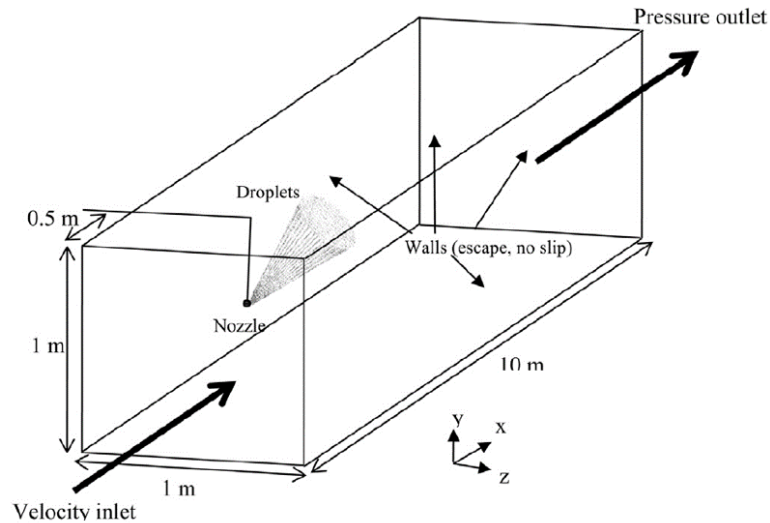


Figura 2.5: Geometría y condiciones de borde para simulación de pre-enfriamiento de aire por pulverización de agua. Fuente [16]

Para realizar esta simulación, los autores trabajaron con una aproximación Euler-Lagrange, donde el aire es tratado como fase continua y las gotas de agua como fase dispersa. La simulación es validada mediante el experimento de Ranz & Marchall [17]. El estudio busca saber cómo afecta el diámetro de las gotas y la velocidad con la que ingresa el aire.

En la tabla 2.4 se observa el porcentaje promedio de la evaporación de las gotas de distinto diámetro y distintas velocidades de entrada del aire. Se percibe que, al aumentar la velocidad del aire, disminuye el porcentaje de evaporación del agua. En cambio, al aumentar el diámetro de gota, vemos que también disminuye, pero al comparar los tres diámetros a una velocidad de 3 m/s , se ve que esta no sigue un patrón visible y, a su vez, no existe un gran cambio en la evaporación.

Tabla 2.4: Cambio predicho de la fracción de masa normalizada de las gotas de agua a lo largo del conducto. Fuente [16].

Diámetro de gota μm	Velocidad del aire m/s	% de agua evaporada
20	1	80,7
	2	70,0
	3	53,0
35	1	71,4
	2	63,1
	3	51,1
50	1	57,1
	2	57,1
	3	52,9

En síntesis, de los estudios mostrados relacionados al tema de simulación, se puede extraer que existen las herramientas para poder realizar una modelación y/o simulación que pueda representar la realidad de lo que ocurre dentro de la cámara de humidificación, tanto la transferencia de calor como la de masa. Del primer artículo se pueden ver las ecuaciones y consideraciones principales que se deben tener al momento de simular la interacción de una placa caliente con un spray de agua. Del segundo se encontró que existe el software Ansys Fluent que es capaz de realizar la simulación requerida, pudiendo representar flujos multifásicos, trayectoria de la aspersión de agua, la evaporación de las gotas al enfrentarse a un medio con mayor temperatura y la interacción de este con el aire.

Capítulo 3

Modelación del flujo.

3.1. Ecuaciones gobernantes.

Todo flujo de un fluido newtoniano puede ser caracterizado mediante las ecuaciones de conservación de masa y cantidad de movimiento (Navier Stokes). Para efectos de este trabajo al existir vital importancia en relación a la transferencia de calor, se agrega la ecuación de conservación de energía. A continuación se expresan las ecuaciones antes mencionadas:

- Conservación de masa:

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = S_m \quad (3.1)$$

$\vec{V}$ corresponde al campo de velocidad del fluido, ρ la densidad y S_m corresponde a las fuentes de masa que puedan existir en el dominio, por ejemplo, una fuente añadida a la fase continua desde la fase dispersa.

- Conservación de cantidad movimiento:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V} + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3.2)$$

Donde $\frac{D\vec{V}}{Dt}$ es la derivada material del campo de velocidad, P corresponde al campo de presión estática, μ es la viscosidad dinámica, $\rho \vec{g}$ fuerzas gravitatorias y $\vec{F}$ como fuerzas externas al fluido, por ejemplo, las fuerzas que podrían surgir en la interacción de la fase continua y la fase dispersa.

- Conservación de energía:

$$\frac{\delta}{\delta t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{V}(\rho E + p)) = \nabla \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{V}) \right) + S_h \quad (3.3)$$

$$E = h + \frac{V^2}{2} \quad (3.4)$$

$$h = \sum_j Y_j \cdot h_j \quad (3.5)$$

Donde k_{eff} es la conductividad efectiva, definida como la suma de la conductividad del fluido más la conductividad turbulenta que se definirá más adelante. El término J_j es el flujo de difusión de las especies. Los términos del lado derecho (de izquierda a derecha) de la ecuación 3.3 están relacionados con la transferencia de calor debido a la conducción, la difusión de especies, la disipación viscosa y fuentes finitas de calor.

3.2. Turbulencia.

La mayoría de los flujos alrededor de nosotros tienen una naturaleza turbulenta, desde una taza de café al ser agitada con una cuchara hasta los flujos en la atmósfera terrestre. Estos se generan por diferentes mecanismos y poseen distintos tamaños, caracterizándose por lo siguiente [18]:

- Flujos turbulentos son altamente inestables. Al observar la velocidad en función del tiempo parecería como un flujo aleatorio.
- Son tridimensionales.
- Contienen mucha vorticidad.
- La turbulencia aumenta la velocidad en que las propiedades conservativas se mueven.

Cabe destacar que todos los tipos de fenómenos de carácter turbulento tienen algo en común que, valga la redundancia, los caracteriza: el número de Reynolds Re es suficientemente grande. Este número adimensional, relaciona las fuerzas inerciales versus las fuerzas viscosas.

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot L}{\mu} \quad (3.6)$$

Donde U corresponde a la velocidad del flujo, L al largo característico, el cual representa la dimensión que caracteriza el sistema físico a estudiar, ρ la densidad del fluido, y finalmente μ como la viscosidad dinámica.

Para números de Re bajos, generalmente velocidades bajas o viscosidades altas, las fuerzas viscosas predominan, provocando que el flujo sea suave y ordenado. Este tipo de flujo, llamado "laminar", se caracteriza por el movimiento de capas adyacentes de fluido que se deslizan entre sí de manera ordenada (figura 3.1a). A medida que el número de Reynolds aumenta, las fuerzas inerciales cobran protagonismo, esto provoca que, al superar cierto valor conocido como Reynolds crítico $Re_{crit} \sim 10^5$, el comportamiento del fluido pasa a una etapa de transición, en el cual comienzan a existir brotes intermitentes de turbulencia (figura 3.1b). Finalmente, este flujo pasa a una etapa llamada "Flujo turbulento" (figura 3.1c), el cual se caracteriza por existir un estado de movimiento aleatorio, caótico y totalmente inestable. La velocidad y otras características, como la presión, cambian constantemente con el tiempo.

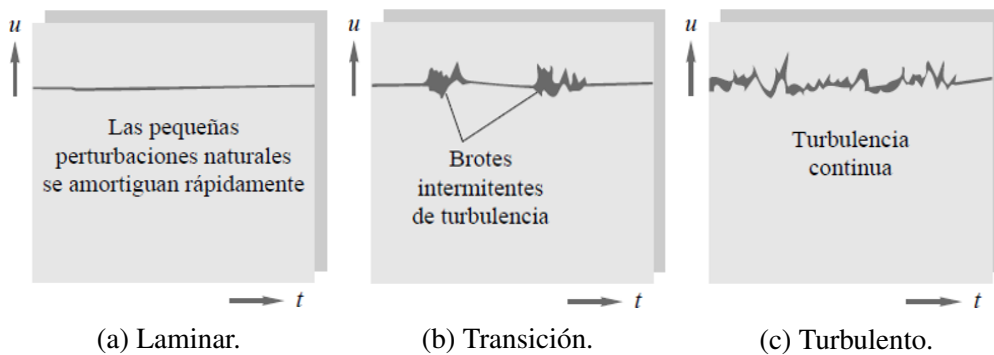


Figura 3.1: Regímenes de un flujo viscoso. Fuente [19]

En cuanto a la modelación de un flujo turbulento, hasta ahora, nadie ha encontrado una manera de describir y predecir matemáticamente una solución explícita de las ecuaciones de Navier-Stokes. Tampoco ha sido posible una completa caracterización de un flujo turbulento mediante técnicas experimentales [20]. Es por esto que los métodos numéricos parecen más prometedores, ya que, a medida que aumenta el poder compu-

tacional en el mundo, mayor será el poder de precisión y descripción del flujo para aproximarse de mejor manera al comportamiento real.

3.3. Dinámica de fluidos computacionales.

Según Versteeg & Malalasekera [21], "La dinámica de fluidos computacionales, o CFD, es el análisis de sistemas que involucran flujo de fluidos, transferencia de calor y fenómenos asociados, como reacciones químicas mediante simulaciones basadas en computadora".

La finalidad de la dinámica de fluidos computacionales es poder obtener una solución aproximada a los flujos y fenómenos relacionados que pueden describirse mediante ecuaciones diferenciales parciales y que no poseen una solución analítica. Para llevarlo a cabo, se utilizan métodos de discretización que aproximan la ecuaciones diferenciales mediante un sistema de ecuaciones algebraicas, pudiendo resolverse con una computadora. Estas aproximaciones se aplican a pequeños dominios de espacios y/o tiempos para que la solución numérica proporcione resultados en ubicaciones discretas en el espacio y el tiempo. Así como la precisión de los datos experimentales depende de la calidad de las herramientas utilizadas, la precisión de las soluciones numéricas depende de la calidad de las discretizaciones utilizadas.

Los pasos principales para resolver un problema mediante la dinámica de fluidos computacionales se pueden dividir en tres grupos [21]:

- Pre-procesamiento: Consiste en los "inputs" que se le entregan al programa que resolverá el problema de fluidos, para esto se realizan los siguientes sub-pasos:
 - Definición de la geometría de la región de interés: dominio computacional.
 - Generación del mallado: Dividir el dominio en pequeños sub-dominios que no se superpongan entre sí.
 - Selección de los fenómenos físicos que se necesiten modelar.
 - Definir las propiedades del fluido.
 - Especificar apropiadamente la condiciones de contorno en las celdas que tocan o coinciden con los bordes del dominio.
- Solver: Corresponde al método de resolución con el que se abarcará la problemática. Existe distintos métodos, por ejemplo, diferencias finitas, elementos

finitos, volúmenes finitos, entre otros. En el caso de este trabajo se usa el método de volúmenes finitos, el cual consiste en la discretización de la ecuaciones en su forma integral, creando pequeños volúmenes de control. Además de aproximar numéricamente las ecuaciones en su forma integral, se aproximan los valores de la variables y derivadas en las caras de cada volumen para finalmente obtener un sistema algebraico a resolver.

- Post-procesamiento: Programa de visualización de los resultados obtenidos anteriormente, ya sean líneas de corriente, gráficos vectoriales, de superficie tanto 2D como 3D, seguimiento de partículas, etc.

Con respecto a los puntos mencionados, se ahondará en los tópicos que hay que explicar en mayor profundidad, debido a la importancia que toman en este trabajo, como son el mallado, modelo de turbulencia, modelo de caracterización de mezcla de gases, modelación de la aspersión de agua y el tratamiento en las paredes.

3.3.1. Mallado.

Como se dijo anteriormente, uno de los pasos para realizar la simulación es el mallado, definido como la discretización espacial del dominio, transformando el dominio en un número finito de sub-dominios. En estas ubicaciones discretas es donde se calcularán cada una de las variables termo-físicas a calcular. Este apartado es uno de los más importantes, ya que define el tamaño que tiene cada volumen de control. Mientras más pequeño sea el volumen de control, mayor precisión y robustez tendrá la solución de la simulación, pero por otro lado a mayor división del dominio, más capacidad computacional se necesitará. El mallado se separa generalmente en dos grandes grupos dependiendo de su forma:

- Mallado estructurado: Este tipo de malla consiste en un conjunto de líneas ordenadas que forman cuerpos con cuatro (2D) o seis caras (3D), el cual se forman de manera correlativa unas con otras. En la figura 3.2a se muestra un ejemplo de un mallado estructurado en dos dimensiones, el cual presenta un orden y continuidad en la líneas que subdividió el cuerpo. Cabe destacar que los sub-dominios no necesariamente deben ser un rectángulo, si no que cada elemento debe estar conectado solo con un elemento por cara.

El mallado estructurado es el más simple, debido a que equivale a una especie de orden cartesiano, esto sucede porque cada elemento puede ser identificado de manera similar al plano cartesiano; i , j y k .

Una de las ventajas que posee este tipo de mallado, según Ferzinger [18], es que simplifica la programación y la matriz del sistema de ecuaciones algebraicas tiene una estructura regular, que se puede aprovechar para desarrollar una técnica de solución. Dentro de las desventajas es que solo se puede usar para dominios que posean una geometría simple.

- **Mallado no estructurado:** Este tipo de malla consiste en la división del dominio en figuras de manera irregular, pudiendo adaptarse de manera más flexible a geometrías más complejas. Estas figuras pueden tener cualquier forma, pero generalmente se usan triángulos o cuadriláteros en 2D y tetraedros o hexaedros en 3D. Además, no existe una restricción en la cantidad de elementos vecinos en cada nodo. Esto se puede ver reflejado en el ejemplo de una malla no estructurada, figura 3.2b, en el cual se ve la irregularidad de la malla, mezcla de formas, aumento de elementos vecinos en la parte izquierda de la imagen, ya que pasa de elementos pequeños a uno más grande que lo engloba.

Ferzinger [18] comenta que una de las ventajas de este tipo de mallado es la flexibilidad de adaptación a la geometría, la relación de aspecto de los elementos se controla fácilmente y la malla se puede refinar localmente de manera simple. Esta flexibilidad se contrapone con la desventaja de la irregularidad de la estructura de datos, dado que la matriz del sistema de ecuaciones algebraicas ya no tiene una estructura diagonal regular, en consecuencia, el tiempo de resolución de la ecuaciones se prolonga en comparación a un mallado regular.

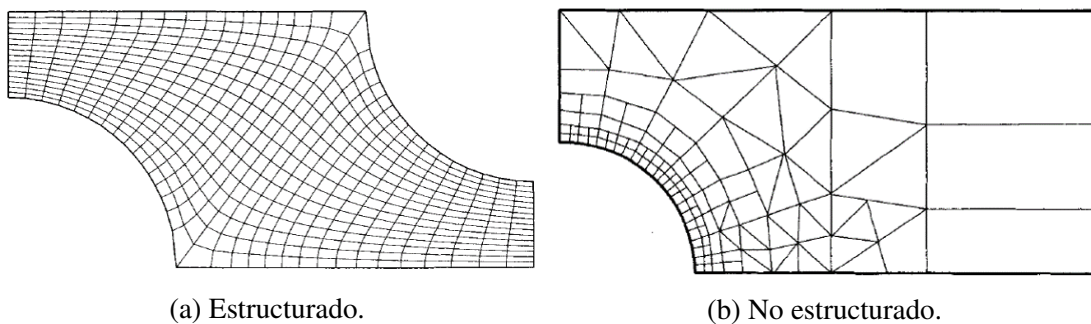


Figura 3.2: Ejemplos de tipo de mallado. Fuente [18]

3.3.2. Modelo de turbulencia.

Como se comentó en la sección 3.2, aún no existe una forma matemáticamente explícita de calcular la turbulencia para describir realmente el movimiento de flujo de fluido. Es por lo anterior que, en la dinámica de fluidos computacionales, se crearon distintos modelos matemáticos para poder aproximar el comportamiento turbulento. Algunos de los modelos son la modelación DNS (Direct Numerical Simulation), LES (Large Eddy Simulation) y RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes). Este debe ser seleccionado teniendo en cuenta varios factores de la simulación y así obtener una solución adecuada. Los factores a tener en cuenta son: los recursos computacionales disponibles, tiempo esperado de simulación, características del flujo, nivel de detalle, entre otros. Para el caso de este trabajo, la simulaciones han sido realizadas con el método RANS.

El modelo RANS, propuesto por Reynolds, consiste en la descomposición de las variables de interés del flujo (velocidad, presión, etc.) en una componente promedio y la componente fluctuante. Este es el método más antiguo para la modelación de turbulencias. Zikanov [20] comenta que este método tiene como ventaja la simplicidad y bajo costo computacional (comparado con LES y DNS). Debido a lo anterior, es que existen varios modelos disponibles en códigos CFD y una mayor experiencia en la modelación de diferentes tipos de flujos turbulentos. Dentro de sus desventajas está el bajo nivel de descripción del flujo, la necesidad de ajustar los modelos a las características específicas del flujo y un error de modelado relativamente grande. Aún con las desventajas dichas anteriormente, los resultados son bastante competentes en los problemas ingenieriles.

Este método, al separar las ecuaciones de Navier Stokes en las dos componentes mencionadas, se obtiene una ecuación promedio y se agrega el tensor de fuerza de Reynolds que se produce por la fluctuaciones del flujo. La única diferencia en la ecuación 3.7 y la ecuación de conservación de momento visto en la sección 3.1 es el término que se agrega más a la derecha.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (3.7)$$

Para resolver el valor del tensor de fuerza de Reynolds, se usa la aproximación de Boussinesq [22] el cual plantea la siguiente ecuación:

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \quad (3.8)$$

Donde μ_t es el nuevo término llamado viscosidad turbulenta y k es la energía cinética. Existen varios métodos para calcular la viscosidad turbulenta. Para el caso de este estudio es el método $k - \epsilon$, el cual agrega dos ecuaciones algebraicas de transporte para resolver el sistema. Por un lado, calcula el transporte de la energía cinética turbulenta k y, por el otro, el transporte de la disipación viscosa ϵ :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon + S_k \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (3.10)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k}{\epsilon} \quad (3.11)$$

Donde G_b es la producción de turbulencia debido a los efectos de flotabilidad, G_k es la producción de turbulencia debido a los efectos de la energía cinética, $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, $C_{3\epsilon}$, C_μ , σ_k y σ_ϵ son constantes entregadas por el programa de resolución de ecuaciones (Ansys Fluent 19.2), S_k y S_ϵ son fuentes de producción de energía cinética turbulenta y disipación viscosa.

3.3.3. Transporte de especies y módulo de fase discreta

La mayoría de los flujos que se encuentran en la naturaleza y la tecnología son una mezcla de fases. Una fase física de la materia son sólido, líquido y gaseoso, pero, para el tratamiento de sistemas multifásico, se amplía su significado. En un flujo multifásico, una fase se puede definir, según el manual teórico de Ansys Inc. [22], como una clase identificable de material que tiene una respuesta inercial particular y una interac-

ción con el flujo y el campo en el que está inmerso. Por ejemplo, partículas sólidas de diferentes tamaños del mismo material pueden tratarse como fases diferentes porque cada grupo de partículas del mismo tamaño tendrá una respuesta dinámica similar en el campo de flujo.

Existen varios modelos y aproximaciones para el tratamiento de flujos multifásicos dependiendo de si el flujo es disperso o separado. Estos se definen según el largo característico del flujo del mallado l y el largo interfacial d , si $l \gg d$ hablamos de un flujo disperso, por ejemplo, burbujas dentro de un tanque de agua. Para tratar este tipo de mezclas se trabaja principalmente con dos tipos de tratamientos: el Modelo Euleriano y el Modelo Lagrangeano; estos se usan principalmente para analizar el comportamiento de fases en relación al intercambio de momento, calor y masa. Por otro lado, si $l \approx d$ o $l \ll d$, tal como un lecho fluidizado o la interacción entre dos líquidos inmiscibles, se utilizan: el tratamiento Volume of Fluid (VOF) y el tratamiento Macroscopic Particle Model (MPM), destinados principalmente para observar la interacción en la interfase entre las distintas fases. En conclusión, los modelos separados ofrecen mayor detalle en comparación a los modelos dispersos, debido a la finalidad para la que fueron diseñados, por lo tanto, estos requieren un mayor recurso computacional para obtener un buen resultado.

En el caso de este trabajo, se usan los modelos para una fase dispersa, debido a que no se quiere ver en detalle la interacción interfacial de las fases, sino de observar lo que provoca una fase en la otra en términos de momento, masa y calor. Para la simulación de un aire húmedo se usa un modelo de transporte de especies, el cual predice la fracción másica local de cada especie a través de una ecuación de transporte de convección-difusión, la cual se muestra a continuación:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{V} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + S_i \quad (3.12)$$

Donde Y_i corresponde a la fracción másica de la i -ésima especie, S_i a la tasa de producción de la especie, ya sea una fuente producida por una fase discreta o alguna producción necesaria para realizar una simulación físicamente correcta. Además, se tiene el término $\vec{J}_i$ definido como el flujo de difusión de cada especie. Cabe destacar que la ecuación 3.12 se resolverá para $N - 1$ especies, donde N es el número total de especies del fluido. Debido que la suma de fracciones másicas deben sumar 1, la N -ésima fracción másica será calcula como uno menos la suma de las fracciones resueltas. La guía teórica de ANSYS Fluent [22] recomienda que para disminuir el

error numérico, la N-ésima especie debe seleccionarse como la especie con la fracción de masa más grande en general.

En síntesis, para el caso de este trabajo, que requiere analizar un aire húmedo, es que se tienen dos especies, el vapor de agua y el aire seco. Por lo tanto, se agrega una ecuación para calcular el transporte del vapor de agua en el dominio al tener la fracción másica más pequeña.

Siguiendo con el hilo del uso de modelos para flujos dispersos, es que en este trabajo se usa el modelo de fase discreta, más conocida como "DPM", por sus siglas en inglés "Discrete Phase Model". Este se usa para poder realizar la simulación de la aspersión de gotas de agua en el interior de la cámara de humidificación. El modelo consiste en una aproximación de flujos multifásicos en un marco Euler-Lagrange, en el cual la fase fluida es tratada como un continuo resolviendo las ecuaciones de Navier-Stokes, en cambio, la fase dispersa o discreta se resuelve rastreando una gran cantidad de partículas, gotas, burbujas, etc. en el dominio que se encuentra con la fase continua. Además, la fase discreta puede intercambiar masa, impulso y energía con la fase continua. Para predecir la trayectoria de una gota de la fase discreta se realiza una integración en el equilibrio de fuerzas de la partícula en un marco lagrangiano. Este equilibrio de fuerzas iguala la inercia de las partículas con las fuerzas que actúan sobre esta, obteniendo la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial \vec{u}_p}{\partial t} = F_D (\vec{u} - \vec{u}_p) + \frac{\vec{g} (\rho_p - \rho)}{\rho_p} + \vec{F} \quad (3.13)$$

Donde $\vec{F}$ son aceleraciones adicionales que puedan tener las partículas escritas en función de la fuerza por unidad de masa que estén ejerciendo en el cuerpo. Por otro lado, $F_D (\vec{u} - \vec{u}_p)$ corresponde a la fuerza de arrastre por unidad de masa de la partícula, en el cual F_D se define de la siguiente manera:

$$F_D = \frac{18 \cdot \mu C_D Re_d}{24 \cdot \rho_p d_p^2} \quad (3.14)$$

En el que $\vec{u}$ corresponde a la velocidad del flujo continuo, $\vec{u}_p$ a la velocidad de la partícula, lo mismo ocurre con la densidad ρ y ρ_p . Además, d_p es el diámetro de la partícula, ya que se asume que estas tienen una forma perfectamente esférica. También se tiene el término μ , correspondiente a la viscosidad molecular del fluido. Por otro lado, se tiene Re_d , que corresponde al número de Reynolds relativo basado en el diámetro de la partícula y la velocidad relativa entre la partícula y la fase continua, definido de la

siguiente forma:

$$Re_d = \frac{\rho d_p |\vec{u}_p - \vec{u}|}{\mu} \quad (3.15)$$

Para el cálculo del coeficiente de arrastre C_D , se asume que las partículas son perfectamente esféricas en todo su movimiento dentro del dominio físico a simular. La guía teórica de ANSYS Fluent [22] indica la siguiente ecuación:

$$C_D = a_1 + \frac{a_2}{Re} + \frac{a_3}{Re^2} \quad (3.16)$$

En el cual a_1, a_2 y a_3 corresponden a constantes aplicables a un gran rango de Re .

Lo anterior está relacionado unicamente al movimiento de las partículas, además de eso, se deben considerar dos temas importantes; la transferencia de calor y masa que existe con la fase continua. A continuación, se explica cuales son los factores que se consideraron, junto a sus respectivas ecuaciones y correlaciones.

En primer lugar, para saber si existe transferencia de calor y/o masa se realiza una separación de tratamientos dependiendo de la temperatura que tenga la partícula. Si esta posee una temperatura menor que la temperatura de vaporización solo existirá transferencia de calor, si la temperatura de la partícula es mayor que la temperatura de vaporización y menor que la temperatura de ebullición existirá transferencia de calor y de masa. En cambio, si la partícula llega a la temperatura de ebullición, solo existirá transferencia de masa hasta que su fracción volátil haya sido consumida.

Para el caso de este trabajo, debido a las condiciones de funcionamiento de la máquina, es que solo se explicará el tratamiento entre la temperatura de vaporización y la de ebullición. Por lo tanto, este tópico se separará en lo que es la transferencia de masa y por otro lado la transferencia de calor:

- Transferencia de masa: Para este apartado se usa el modelo recomendado por la guía teórica de ANSYS Fluent [22], el cual utiliza un modelo de convección/difusión adaptado de Miller [23] y el modelo realizado por Sazhin [24], obteniendo la siguiente ecuación:

$$\frac{dm_p}{dt} = k_c A_p \rho_\infty \ln(1 + B_m) \quad (3.17)$$

Donde:

m_p : Masa de la partícula.

k_c : Coeficiente de transferencia de masa, ecuación 3.18.

A_p : Área superficial de la partícula.

ρ_∞ : Densidad de la fase continua.

B_m : Número de transferencia de masa de Spalding, ecuación 3.19.

El coeficiente de transferencia de masa es calculado por la correlación del número de Sherwood [22]:

$$Sh_{AB} = \frac{k_c d_p}{D_{i,m}} = 2 + 0,6 \cdot Re_d^{1/2} Sc^{1/3} \quad (3.18)$$

Donde:

$D_{i,m}$: Coeficiente de difusión de vapor a la fase continua.

Sc : Número de Schmidt. $\mu/\rho D_{i,m}$

El número de transferencia de masa de Spalding es definido de la siguiente manera:

$$B_m = \frac{Y_{i,s} - Y_{i,\infty}}{1 - Y_{i,s}} \quad (3.19)$$

Donde:

$Y_{i,s}$: Fracción másica en la superficie de la partícula.

$Y_{i,\infty}$: Fracción másica en la fase continua.

- Transferencia de calor: Para el cálculo de la transferencia de calor que existe entre la fase discreta y la fase continua se realiza un balance de energía que relaciona el cambio de calor sensible en la gota con la transferencia de calor latente y convectivo entre la gota y la fase continua, obteniendo, finalmente, la temperatura de la fase discreta. Cabe considerar que, para este caso, no se considera la transferencia de calor por radiación de las gotas, debido a que estas no predominan en la transferencia de calor. Todo lo dicho anteriormente puede verse reflejado en la siguiente ecuación:

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = h A_p (T_\infty - T_p) - \frac{dm_p}{dt} h_{fg} \quad (3.20)$$

Donde:

c_p : Capacidad calorífica de la partícula.

T_p : Temperatura de la partícula.

T_∞ : Temperatura de la fase continua.

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección, ecuación 3.21.

d_m/dt : Tasa de evaporación.

h_{fg} : Calor latente.

El calor total transferido, desde o hacia la fase continua, se convierte en una fuente o sumidero de energía en los cálculos posteriores de la ecuación de energía de la fase continua (ecuación 3.3). Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección se usa la correlación de Ranz & Marshall [17], modificada para un modelo convectivo/difusivo resultando la siguiente ecuación:

$$Nu = \frac{h \cdot d_p}{k_\infty} = \frac{\ln(1 + B_m)}{B_m} \left(2 + 0,6 \cdot Re_d^{1/2} Pr^{1/3} \right) \quad (3.21)$$

Donde:

k_∞ : Conductividad térmica de la fase continua.

Pr : Número de Prandtl de la fase continua. $c_p \mu / k_\infty$

Junto a lo anterior, se debe tener en cuenta el tipo de acoplamiento que va a existir entre las fases; si solo se desea predecir patrones de la fase discreta según un campo de flujo continuo fijo sería un acoplamiento unidireccional. Para el caso de este trabajo, se desea incluir el efecto de la fase discreta en el continuo y viceversa, llamado enfoque bidireccional, y en esta se pueden alternar los cálculos de las ecuaciones entre fase discreta y continua hasta lograr una solución convergente.

A medida que se calcula la trayectoria de una partícula, se va rastreando el calor, masa y momento ganando o perdido de la línea de corriente en el volumen de control, donde posteriormente estos son incorporados en los cálculos como fuentes o sumideros en la fase continua. Estas fuentes o sumideros se calculan de la siguiente manera (obtenido de manual teórico de ANSYS Fluent [22]):

■ Intercambio de momento:

$$F = \sum \left(\frac{18\mu C_D Re_p}{24\rho_p d_p^2} (u_p - u) + F_{other} \right) \dot{m}_p \Delta t \quad (3.22)$$

■ Intercambio de calor:

$$Q = \frac{\dot{m}_{p,0}}{m_{p,0}} \left[(m_{p_{out}} - m_{p_{in}}) H_{lat} - m_{p_{out}} \int_{T_{ref}}^{T_{p_{out}}} c_{p_p} dT + m_{p_{in}} \int_{T_{ref}}^{T_{p_{in}}} c_{p_p} dT \right] \quad (3.23)$$

Donde:

$\dot{m}_{p,0}$: Flujo másico inicial de inyección de partículas.

$m_{p,0}$: Masa inicial de la partícula.

$m_{p_{in}}$: Masa de la partícula en la entrada de la celda del volumen de control.

$m_{p_{out}}$: Masa de la partícula en la salida de la celda del volumen de control.

$T_{p_{in}}$: Temperatura de la partícula a la entrada de la celda.

$T_{p_{out}}$: Temperatura de la partícula a la salida de la celda.

T_{ref} : Temperatura de referencia.

H_{lat} : Calor latente.

■ Intercambio de masa:

$$M = \frac{\Delta m_p}{m_{p,0}} \dot{m}_{p,0} \quad (3.24)$$

3.3.4. Tratamiento de paredes.

Adicionalmente de los cálculos anteriores, existe un tópico importante a considerar dentro de la interacción de las gotas de agua con el dominio físico de la cámara de humidificación, que es la formación de una película de agua en las paredes y el cómo estas juegan un rol relevante en el intercambio de calor y masa. Para llevar esto a cabo se usa el modelo entregado por el programa ANSYS Fluent, el cual utiliza un modelo de partículas lagrangianas para discretizar los efectos físicos con ayuda del, ya mencionado, módulo de fase discreta. Este se puede dividir en cuatro tópicos principales: interacción durante el impacto de la gota con una pared, posterior seguimiento en la superficie, cálculo de las variables de la película de agua y, finalmente, el acoplamiento a la fase continua. En la figura 3.3 se aprecia esquemáticamente las consideraciones que tiene el modelo en cuanto a los mecanismos que son tratados.

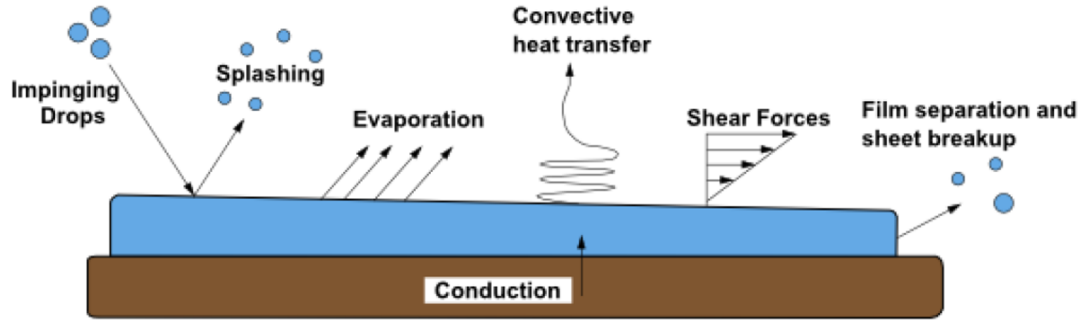


Figura 3.3: Mecanismos de los fenómenos físicos considerados en el modelo de película de pared. Fuente [22]

Con respecto a la interacción de las gotas al impactar sobre la pared, el modelo se basa en el trabajo de Stanton et. al. [25], donde se calcula qué tipo de interacción habrá entre gota-pared basada en la información local. Estos se separan en cuatro regímenes: adherencia, rebote, extensión y salpicadura, el cual se define según la energía de impacto de la gota E y la temperatura de la pared T_w . En la figura 3.4 se muestra los niveles límites de los regímenes antes mencionados. En el cual si la gota esta por debajo de la temperatura de ebullición T_b del líquido puede adherirse extenderse o salpicar, mientras que, por encima de la anterior, la partícula puede rebotar o salpicar. La energía de impacto se define por:

$$E^2 = \frac{\rho V_r^2 d_p}{\sigma} \left(\frac{1}{\min(h_0/d_p, 1) + \delta_{bl}/d_p} \right) \quad (3.25)$$

Donde V_r es la rapidez relativa entre la partícula y la pared, σ es la tensión superficial del líquido y h_0 es la altura de la película en la pared. Finalmente δ_{bl} es el espesor de capa límite definido como:

$$\delta_{bl} = \frac{d_p}{\sqrt{Re_r}} \quad (3.26)$$

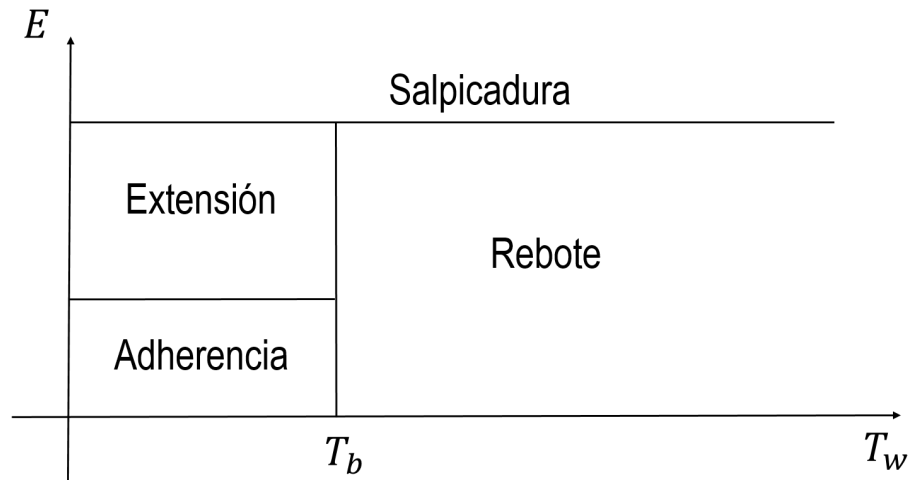


Figura 3.4: Cuadro de decisión simplificado para el criterio de interacción con la pared. Adaptado de fuente [22]

Cuando la energía adimensional de impacto es menor a 16 se produce la adherencia de la partícula, provocando que la velocidad de esta sea igual a la que tiene la pared impactada. En el caso en que la energía sea mayor a la mencionada y menor a la energía crítica y, además, se esté en el rango menor a la temperatura de ebullición, se estaría en el régimen de expansión. La dirección inicial y la velocidad de la partícula se calcula utilizando un modelo de chorro de pared, en el cual se hace una analogía de un chorro de líquido no viscoso con un radial definido empíricamente, dependiente del momento del flujo. Por otro lado, si la energía de la partícula supera el valor crítico E_{cr} igual a 57,7 ocurre la salpicadura, creando varias partículas nuevas. Las propiedades de las gotas, como, diámetro y velocidad, se obtienen a partir de sus propias funciones de distribución de probabilidad acumulada conseguidas experimentalmente, a través de una función de distribución de Weibull [22] calculada para cada uno, ajustada a los datos de Mundo et. al. et. al. [26]. Para calcular la cantidad de masa total salpicada, ANSYS Fluent la obtiene a través de una función cuadrática dependiente de la energía de salpicadura [22], usando los datos experimentales de Mundo et. al.. [26].

Posteriormente, las gotas que se expandieron al interactuar con la pared empezarán a formar una película de agua. Esto conlleva a que existe un campo de velocidad y temperatura en la película. Por lo tanto, a continuación se muestra como se calculan estos campos a través de las ecuaciones de conservación correspondientes, obtenidas de la guía teórica de ANSYS Fluent [22]. En primer lugar se realiza un cálculo de

conservación de momento basado en la partícula, mostrado a continuación:

$$\rho h \frac{d\vec{u}_p}{dt} + h (\nabla_s p_f)_\alpha = \tau_g \vec{t}_g + \tau_w \vec{t}_w + \dot{P}_{imp,\alpha} - \dot{M}_{imp,\alpha} \vec{u}_p + \vec{F}_{n,\alpha} + \rho h (\vec{g} - \vec{a}_w) \quad (3.27)$$

Donde α corresponde a la cara en la cual reside la partícula, h es la altura actual de la película de agua donde está la partícula, $\nabla_s p_f$ corresponde a la gradiente de la presión en la superficie de la película restringida a la superficie. Por el otro lado de la ecuación se tiene que τ_g y τ_w corresponden a los esfuerzos cortantes provocados por la fase continua y la pared respectivamente en la superficie de la película de agua, $\vec{t}_g$ y $\vec{t}_w$ a los vectores unitarios con dirección del movimiento relativo de la película de agua con la fase gaseosa y la pared respectivamente. También se tiene $\dot{P}_{imp,\alpha}$ y $\dot{M}_{imp,\alpha}$ correspondientes a la presión y fuentes de masa en el impacto de las gotas en la película de agua, $\vec{F}_{n,\alpha}$ definido como la fuerza necesaria para mantener la película de agua en la pared.

Por otro lado, se calcula la vaporización de la película de agua de manera similar al tratamiento de la fase discreta, en el cual la tasa de vaporización de película es gobernada por la gradiente de difusión de la superficie expuesta con la fase gaseosa. Esto se representa con la siguiente ecuación:

$$\dot{N}_i = B_f (C_{i,s} - C_{i,\infty}) \quad (3.28)$$

Donde $\dot{N}_i$ corresponde a la tasa de evaporación molar por unidad de superficie, B_f en el coeficiente de transferencia de masa, $C_{i,s}$ y $C_{i,\infty}$ correspondiente a la concentración de vapor en la superficie de la película de agua y la que posee la fase gaseosa predominante, en este caso, el aire. La concentración del vapor de agua en la superficie de la película se obtiene usando la presión de saturación a la temperatura de película y la concentración del gas de la fase continua se obtiene la información de la solución del campo de flujo. Para la obtención del coeficiente de transferencia de masa se usa la correlación Nusselt de transferencia de calor, pero reemplazando el número de Prandtl por el número de Schmidt [22], dando resultado a la siguiente correlación:

$$Nu_x = \frac{B_f x}{k_f} = \begin{cases} 0,332 Re_x^{1/2} Sc^{1/3} & Re_x < 2500; 0,6 < Sc < 50 \\ 0,0296 Re_x^{4/5} Sc^{1/3} & Re_x > 2500; 0,6 < Sc < 60 \end{cases} \quad (3.29)$$

Finalmente al evaporar una porción del agua en la superficie de la película, se debe actualizar la masa total del agua contenida, para esto se realiza un balance de masa de

la siguiente manera:

$$m_p(t + \Delta t) = m_p(t) - N_i A_p M_{w,i} \Delta t \quad (3.30)$$

Donde $M_{w,i}$ corresponde al peso molecular de la especie a la cual será agregada la porción evaporada de la película de agua.

El último aspecto a evaluar es la energía que es transferida a la fase continua desde la película de agua. Para realizar esto, se considera el flujo de calor tanto del lado gas como del lado pared. El perfil de temperatura de la película será asumida como bilineal, correspondiente al promedio entre la temperatura máxima del gas a la altura de la película T_s y la temperatura de la pared T_w en contacto con la película de agua. Para esto, se realiza un balance de energía en la película de pared correspondiente a la siguiente ecuación:

$$\frac{d}{dt} (m_p C_p T_p) = Q_{cond} + Q_{conv} \quad (3.31)$$

$$Q_{cond} = \frac{k A_p}{h} (T_w - T_p) \quad (3.32)$$

$$Q_{conv} = h_f A_p (T_g - T_p) \quad (3.33)$$

Donde Q_{cond} corresponde al calor transferido por conducción realizado por la pared a la que tiene contacto la película de agua, k es la conductividad térmica del agua y h es la altura de la pared. Por otro lado, se tiene Q_{conv} correspondiente al calor por convección que entrega la fase continua a la capa superior de la película de agua, h_f corresponde al coeficiente de transferencia de calor, obtenida de la ecuación original mostrada anteriormente (ec.3.29). Finalmente, se debe agregar el término producido por la fracción evaporada en la película de agua, en consecuencia; se obtiene la siguiente ecuación:

$$m_p C_p \frac{dT_p}{dt} = A_p \left(- \left[h_f + \frac{k}{h} \right] T_p + h T_g + \frac{k}{h} T_w \right) + \dot{m}_p h_{fg} \quad (3.34)$$

Capítulo 4

Simulación Numérica

4.1. Metodología

En esta sección se explica cuales son los programas computacionales utilizados, para cada uno de los pasos requeridos, para realizar una simulación a través de la dinámica de fluidos computacionales. También se expone cuales son los módulos del programa ANSYS Fluent que son utilizados, junto a las características físicas de los fluidos. Finalmente, se muestra cual es el procedimiento a seguir para decir que una simulación llegó a un estado estacionario.

4.1.1. Programas utilizados

4.1.1.1. Geometría

En esta ocasión, al usar geometrías simples, tanto para el humidificador como para la validación del modelo, se usó el módulo predeterminado que existe en el programa de Ansys Workbench (versión 19.2) llamado Desing Modeler (ver figura 4.1). Este software permite dibujar piezas y geometrías en dos y tres dimensiones, desarrollar ensambles de estas e importar elementos de otros software más avanzados de diseño asistido por computadora, como por ejemplo Autodesk Inventor Professional.

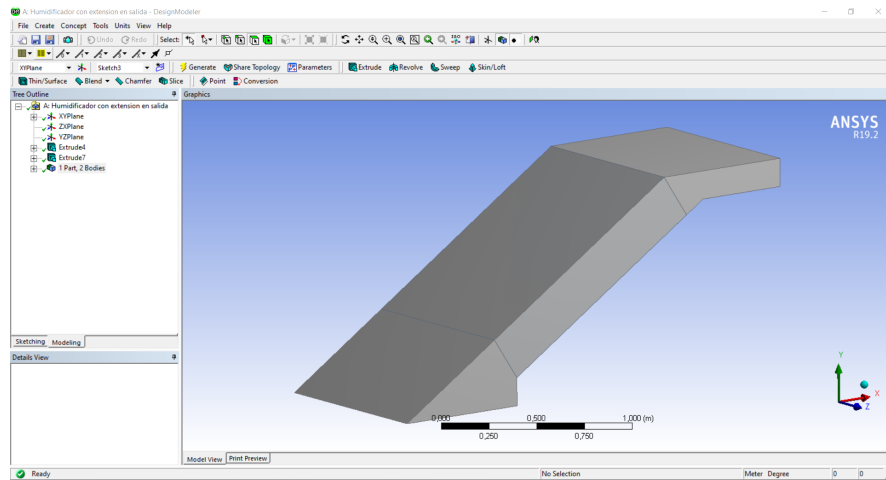


Figura 4.1: Interfaz de trabajo del módulo Desing Modeler de *Ansys Workbech* (versión 19.2)

El programa nos permite poder separar el dominio según corresponda, en este caso se tienen secciones sólidas y fluidas. Además, permite parametrizar las medidas de los bocetos caracterizados para una mejor edición y facilitación de cualquier cambio de geometría, sin pensar en futuros problemas de tiempo en escalamiento de diseño.

4.1.1.2. Mallado

Para la realización del mallado se usó el programa MESH, módulo del software Ansys Workbech (version 19.2). Este nos permite crear la discretización de los volúmenes de control, tanto para un mallado estructurado como no estructurado, permitiendo una versatilidad en los distintos elementos que componen el dominio físico de trabajo (ver figura 4.2). Dentro de las facilidades que se encuentran en el programa es, poder ver distintos parámetros para una evaluación de la calidad del mallado realizado.

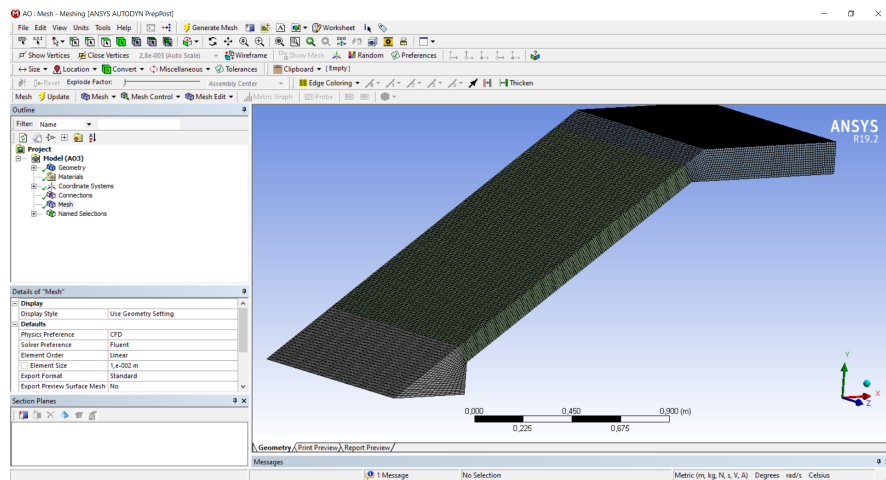


Figura 4.2: Interfaz de trabajo del módulo MESH de *Ansys Workbench* (versión 19.2)

4.1.1.3. Cálculos

Para resolver las distintas ecuaciones para caracterizar el flujo, se optó por usar el software ANSYS Fluent. Este es usado globalmente en ingeniería por su capacidad de simular distintos fenómenos físicos y a su vez, poder acoplarse a otros módulos de ANSYS como estructurales, electrónicos, etc. ANSYS Fluent posee una gran gama de modelos físicos para hacer de la simulación lo más apegada a la realidad, teniendo varios algoritmos de discretización de gradientes, acoples de velocidad-presión, cálculos transientes y estacionarios, módulos multifases, distintos modelos para abarcar el problema de cálculos de la turbulencia en el desarrollo del flujo, entre otros.

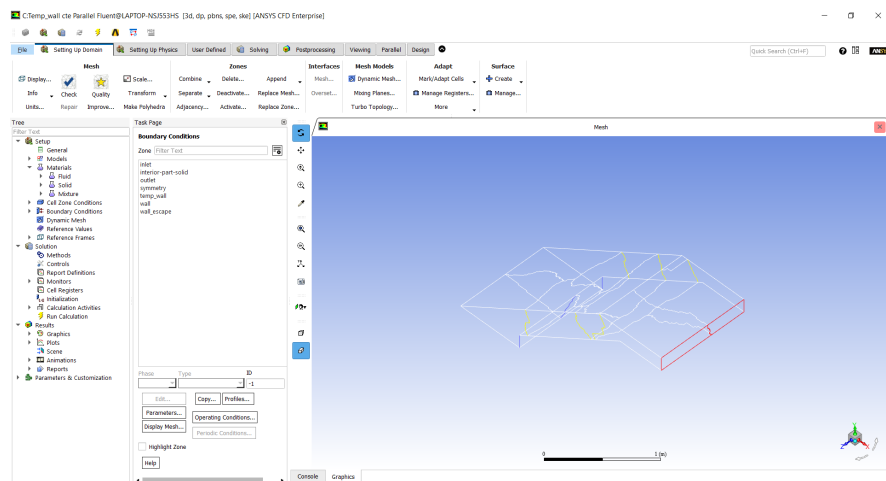


Figura 4.3: Interfaz de trabajo del módulo ANSYS Fluent de *Ansys Workbench* (versión 19.2)

Además, es aquí donde se entregan las propiedades físicas de cada fluido a simular, se fijan las condiciones de contorno del dominio y las condiciones iniciales del sistema. Cabe destacar, que este programa posee una sección de post-procesamiento, en el cual se pueden hacer los gráficos de contorno de alguna propiedad física, realizar cálculos de área y/o volumen, líneas de corriente, movimiento de partículas, entre otros.

4.1.2. Módulos usados

4.1.2.1. Transporte de especies

Se usa el módulo de Transporte de especies encontrado en ANSYS Fluent. Este se ocupa para poder realizar la simulación de aire húmedo, a través de una mezcla de gases, en este caso aire seco y vapor de agua. Los datos a ingresar definen cómo será el tratamiento de las características físicas de la mezcla. A continuación, se muestran las consideraciones a usar, obtenidas de la guía de usuario [27] y la guía teórica [22] de ANSYS Fluent:

- Densidad:

Para esta característica física se trata a la mezcla como un gas ideal e incompresible, usando la siguiente ecuación:

$$\rho = \frac{p_{op}}{\frac{R}{M_w} \cdot T} \quad (4.1)$$

R: constante universal de gases.

M_w : Peso molecular de la mezcla de gases.

p_{op} : presión de operación. 101,325 kPa

- Calor específico:

Para el calor específico se usa la Ley de mezclas, quedando de la siguiente forma:

$$c_p = \sum_i Y_i c_{p,i} \quad (4.2)$$

Y_i : Fracción másica de la mezcla.

- Conductividad térmica:

Para la conductividad térmica se usa la ley de mezcla de gases ideales. Específicamente se ocupa la teoría cinética de gases, la cual describe el cálculo de propiedades microscópicas de los gases. Para el caso de la conductividad térmica, se calcula de la siguiente manera:

$$k = \sum_i \frac{X_i k_i}{\sum_j X_j \phi_{ij}} \quad (4.3)$$

$$\phi_{ij} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{1/2} \left(\frac{M_{w,j}}{M_{w,i}} \right)^{1/4} \right]^2}{\left[8 \cdot \left(1 + \frac{M_{w,j}}{M_{w,i}} \right) \right]^2} \quad (4.4)$$

X_i : Fracción molar en la mezcla.

μ : Viscosidad dinámica.

M_w : Peso molecular.

- Viscosidad:

Para la viscosidad se usa la misma teoría que en la conductividad térmica:

$$\mu = \sum_i \frac{X_i \mu_i}{\sum_j X_j \phi_{ij}} \quad (4.5)$$

En el cual ϕ_{ij} es la ecuación 4.4.

4.1.2.2. Módulo de fase discreta

El módulo de fase discreta ofrecido por el programa ANSYS Fluent permite simular partículas y poder ver la trayectoria que estas seguirán a través del dominio, intercambiando masa, momento y energía con la fase continua (aire húmedo). En este se ingresan distintos parámetros para caracterizar de mejor manera la aspersión de agua. Para esto se activa en primer lugar el modelo de fase discreta en la pestaña de modelos. Dentro del modelo se selecciona la opción de interacción entre la fase discreta y continua, seguimiento transiente de partículas, seguimiento con igual paso de tiempo que la fase continua y finalmente se selecciona la opción de "gotas" en relación al acople de calor y masa en la solución, mejorando la precisión del resultado, pero dando un mayor tiempo de cálculo [27].

Todo lo anterior es únicamente para la caracterización de las partículas. Posteriormente, en el menú de las inyecciones, se crea la representación de la aspersión de agua. Se seleccionan los siguientes parámetros:

- Tipo de inyección: Cono.
- Tipo de cono: Lleno.
- Tipo de partículas: Gotas.
- Distribución de diámetros de partícula: Uniforme.
- Material: Agua líquida.
- Especie en evaporación: Vapor de agua.

Finalmente se selecciona en la pestaña de "Modelo físico", específicamente en la sección de parámetros de arrastre, el modelo ley de arrastre para esferas. Esto hace que cada partícula sea tratada como un cuerpo con forma esférica para los cálculos de área, volumen e inercia en el balance de torque o ecuaciones que requieran de estas características.

Los parámetros restantes son relacionados a la ubicación, dirección, ángulo de aspersión, diámetro de partículas y condiciones del flujo (temperatura, velocidad de salida y tiempo de inyección) que serán descritos en las condiciones de contorno de cada simulación. Además se debe seleccionar cual será el tratamiento para los contornos, en este caso es "escape" o "película de pared".

4.1.2.3. Módulo Wall-Film

En cuanto al módulo de película en la pared, solo se puede activar al hacer la simulación en estado transiente y usando el módulo de fase discreta. Esta se selecciona en las condiciones de contorno para los bordes del tipo "pared". Dentro de esta sección se selecciona la opción de "intercambio de calor entre partículas y paredes", en el modelo de propagación y salpicadura se elige el modelo de "stanton-rutland" que fue explicado en el capítulo de modelación de flujo.

4.1.3. Materiales

Para este trabajo, se usaron las propiedades físicas entregadas por la base de datos que posee Ansys Fluent, tanto para las propiedades del aire húmedo como las del

agua. Para el caso, del aire húmedo como se trabajó con el módulo de Transporte de especies, se ingresan los valores para el aire seco y el vapor de agua mostrados en la tabla 4.1, y las propiedades físicas del agua son mostradas en la tabla 4.2

Tabla 4.1: Propiedades físicas del aire seco y el vapor de agua.

	Aire seco	Vapor de agua
Calor específico (C_p) J/kgK (constante)	1006	2014
Conductividad térmica $W/mK \cdot 10^{-2}$ (constante)	2,42	2,61
Viscosidad $kg/ms \cdot 10^{-5}$ (constante)	1,79	1,34
Peso molecular $kg/kmol$ (constante)	28,97	18,02

Tabla 4.2: Propiedades físicas del agua (líquida).

	Agua
Densidad kg/m^3 (constante)	998
Calor específico (C_p) J/kgK (constante)	4182
Conductividad térmica W/mK (constante)	0,6
Viscosidad $kg/ms \cdot 10^{-3}$ (constante)	1,003
Calor latente kJ/kg (constante)	2263
Temperatura de ebullición $^{\circ}C$ (constante)	100

4.1.4. Procedimiento

Luego de tener los módulos anteriores activados con sus respectivos parámetros, se separa la simulación en dos partes: Sin y con inyección. Cabe destacar que para ambos procedimientos no se desprecian los efectos de la gravedad.

- Sin inyección:

Esta se realiza con el propósito de tener un flujo estacionario y desarrollado de aire húmedo. Dando las condiciones iniciales antes de comenzar la inyección de las gotas de agua. Para esto se seleccionan las siguientes configuraciones:

- Estado estacionario.
- Método de resolución basado en presión.
- Modelo de turbulencia: $k - \epsilon$.
- Método de solución: Se presentan en la tabla 4.3

Tabla 4.3: Método de solución para el caso sin inyección. Incluyendo tipo de acoplamiento presión-velocidad y el tipo de discretización espacial de las distintas ecuaciones.

Esquema acople presión-velocidad	Ecuaciones	Discretización espacial
SIMPLE	Gradiente	Least Squares Cell based
	Presión	Second order
	Momento	Second order upwind
	Energía cinética turbulenta	Second order upwind
	Tasa de disipación específica	Second order upwind
	H_2O	Second order upwind
	Energía	Second order upwind

- Criterio de convergencia: Se usan los valores residuales del orden de 10^{-3} para la conservación de masa, momento, especies y turbulencia; mientras que para la energía se usa del orden de 10^{-6} , para así obtener valores que lleven a una buena aproximación de los campos del flujo.
- Con inyección:

Ya teniendo los campos de velocidad, presión, temperatura, etc., se tiene todo lo necesario para poder realizar la aspersión. Para esta segunda parte de la simulación se realiza con las siguientes configuraciones:

- Estado transiente.
- Método de resolución basado en densidad.
- Modelo de turbulencia: $k - \epsilon$.
- Método de solución: Se presentan en la tabla 4.4

Tabla 4.4: Método de solución para el caso con inyección. Incluyendo formulación, tipo de flujo y el tipo de discretización espacial de las distintas ecuaciones.

Formulación	Tipo de flujo	Ecuación	Discretización espacial
Implícita	Roe-FDS	Gradiente	Least Squares Cell based
		Flujo	Second order
		Energía cinética turbulenta	Second order upwind
		Tasa de disipación específica	Second order upwind

- Criterio de convergencia: Como ya existe un flujo desarrollado, el cual ya convergió, la cantidad de iteraciones por cada paso de tiempo no tiene gran incidencia, ya que en cada iteración se vuelve a calcular la trayectoria de las gotas y los nuevos campos de los flujos. Junto a lo anterior se selecciona un bajo paso de tiempo (10^{-3} s) para que tanto el movimiento de las gotas como las nuevas fuentes no sean tan abruptas y creen errores de cálculo. En cuanto al saber si la simulación llegó al estado estacionario, se evalúa que se mantenga con poca fluctuación a través del tiempo la fracción másica de agua promedio en la salida, y la suma de flujos másicos de las gotas de agua en las salidas. Para el caso puntual de la simulación de la validación, no se considera la fracción másica de agua, sino que se evalúa el promedio de la temperatura de la placa caliente, que es el valor constante que se está buscando encontrar.

4.2. Validación

En esta sección se ve el experimento que se utilizó como base para poder realizar la validación de la metodología, para esto se presenta el experimento propiamente tal, cómo se realizó la simulación, incluyendo geometría, mallado, características del flujo, incorporación de la inyección de partículas de agua y la comparación entre el resultado experimental y el simulado.

4.2.1. Experimento

En el año 2010 Cheng et.al. [1] realizaron una investigación experimental, sobre como afectan algunos parámetros del enfriamiento por aspersión, en la transferencia de calor. Este consiste en cuatro secciones, el suministro de líquido, la configuración de pulverización, el sistema de calentamiento y el sistema de medición (ver figura 4.4).

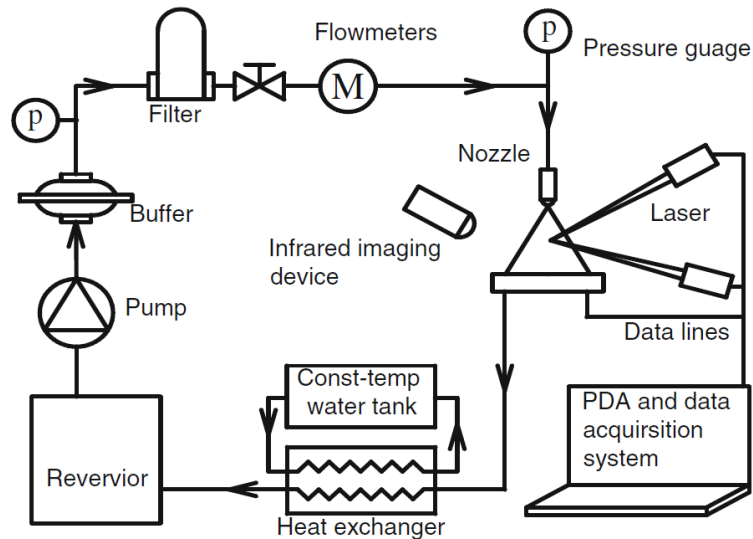


Figura 4.4: Esquema de la configuración experimental. Fuente [1]

El fluido de trabajo es entregado a la boquilla de aspersión por una bomba a través de un buffer, para estabilizar el flujo. La boquilla es la encargada de crear las gotas, estas impactan la superficie caliente y forman una película líquida que, posteriormente, sale de la zona caliente. El flujo se enfría en un intercambiador de calor y este se vuelve a entregar al tanque de agua donde será impulsado nuevamente a la boquilla. La boquilla que se usó es un pulverizador de remolino cónico lleno con un de aspersión de 30° ó 60°.

El calentador consiste en un cilindro que está hecho de latón, con una conductividad de $115 \frac{W}{m \cdot K}$, la superficie de contacto con las gotas tiene un diámetro de 12 mm y está pulida con un grano de 1200. En la parte inferior se introducen cinco calentadores eléctricos de 200W cada uno. En la sección superior se instalan cuatro arreglos de medición de temperatura, cada arreglo consiste en tres termocuplas tipo K. Todo el calentador, con excepción de la superficie caliente se encuentran aislados térmicamente compuesto de un aislante de perlita expandida (ver figura 4.5). Los parámetros evaluados en la investigación, para ver como afectan en el coeficiente de transferencia

de calor, son: la variación de distancia y el ángulo de incidencia entre la placa caliente y la boquilla, variación de ángulo de aspersión y presión de entrada.

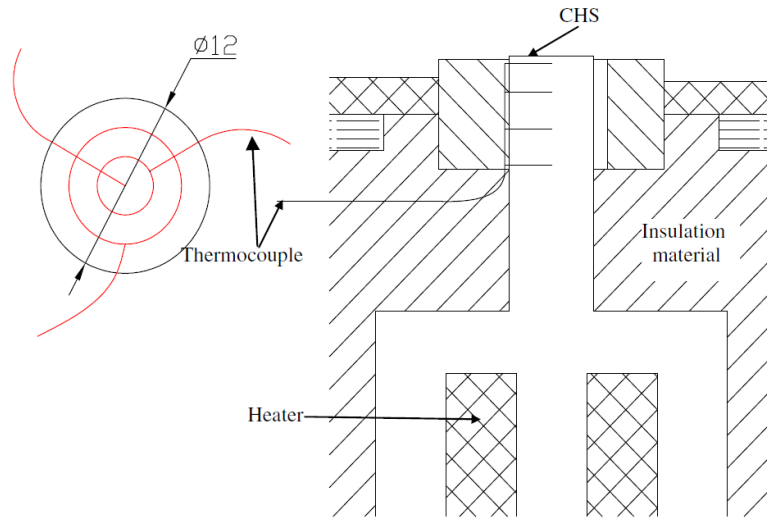


Figura 4.5: Esquema de la configuración del calentador. Fuente [28]

4.2.2. Simulación

4.2.2.1. Geometría

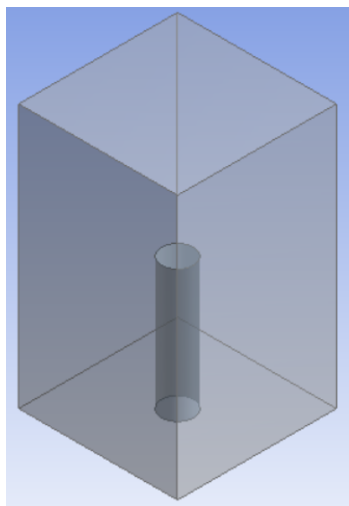
Para poder simular el experimento antes mencionado, se realizó una geometría simple, la cual consiste en un paralelepípedo de $100 \times 60 \times 60 \text{ mm}^3$ para emular el dominio ocupado por el aire y la inyección de las partículas de agua. Se seleccionaron estas medidas para que exista una distancia de 4 veces extras al radio del cilindro para que los flujos de aire que se emulan no afecten la interacción del agua con la superficie caliente.

Además en la mitad del dominio se crea un cilindro de sólido de 12 mm de diámetro y 50 mm de altura para simular el calentador (ver figura 4.6a), según la medidas dadas en el experimento.

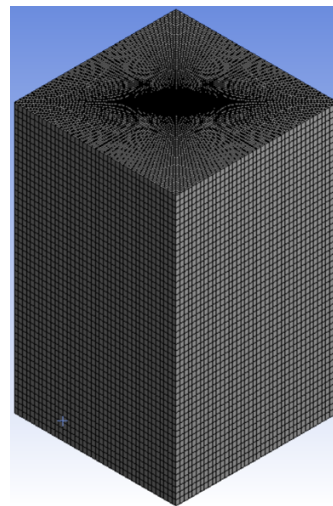
Se realiza una simplificación de la geometría mostrada en el experimento, descartando la aislación y los "heater" mostrados en la figura 4.5, ya que son simulados como condición de contorno en el software.

4.2.2.2. Mallado

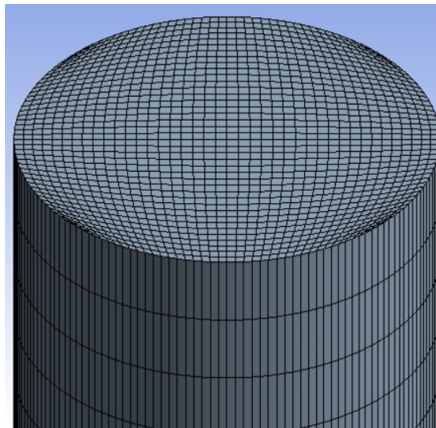
Al tener una geometría de características simples, ya que no existen curvas pronunciadas ni uniones de varios elementos, se elige una malla estructurada para facilitar los cálculos. Junto a eso se realizó un refinamiento en la zona que estará en contacto el agua con la placa caliente, para obtener una mejor aproximación. Esto puede observarse en la parte superior de la figura 4.6b y en la figura 4.6c. Además se seleccionó una altura de 1 mm en cada elemento y se realizó una división de 50 elementos en el arco de la circunferencia del sólido. Obteniendo un total de 1.968.000 elementos.



(a) Geometría de experimento.



(b) Malla sección fluida.



(c) Malla sección sólida.

Figura 4.6: Geometría y mallado de experimento de validación. Fuente: Elaboración propia.

4.2.2.3. Condiciones de contorno

Como se dijo anteriormente, los autores realizaron cuatro pruebas variando distintos parámetros. En este caso se elige el experimento, en el cual se varía la altura del aspersor, ya que en esta se muestra la distancia necesaria entre la placa y la inyección para formar una película de agua que abarca completamente la pared caliente sin ninguna sección seca. Para simular las condiciones ambientales del aire y, que a su vez, no afecten en los cálculos entre las gotas de agua y la superficie caliente por posibles reversibilidades del flujo, se forzará una velocidad pequeña que ingresa en la cara superior y las laterales, provocando que el aire salga por la cara inferior. Por lo tanto, se tienen las siguientes condiciones de contorno dadas por el experimento y el flujo forzado, basándose en la geometría mostrada en las figuras 4.7a y 4.7b.

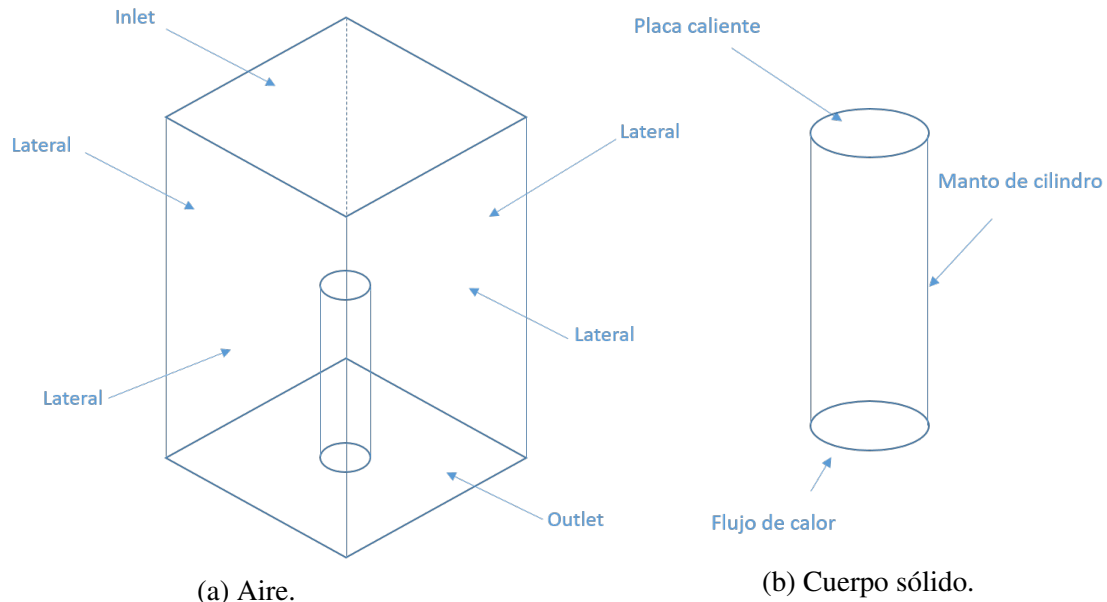


Figura 4.7: Contornos de simulación. Fuente: Elaboración propia.

■ Inlet y Laterales:

- Velocidad constante de 10^{-3} m/s normal a la superficie.
- Temperatura constante de 28°C
- Fracción másica de vapor de agua constante e igual a 0
- Tipo de condición de borde para fase discreta: escape

■ Outlet:

- Salida de presión constante de referencia 0 Pa

- Tipo de condición de borde para fase discreta: escape
- Pared - Flujo de calor:
 - Condición de no deslizamiento, es decir, $V = 0 \text{ m/s}$
 - Flujo de calor constante de $108 \frac{W}{cm^2}$
 - Flujo de difusión de especie igual a 0
- Pared - Placa caliente:
 - Condición de no deslizamiento, es decir, $V = 0 \text{ m/s}$
 - Flujo de difusión de especie igual a 0
 - Tipo de condición de borde para fase discreta: wall-film con la opción activada de intercambio de calor entre partícula-pared.
- Pared - Manto del cilindro:
 - Condición de no deslizamiento, es decir, $V = 0 \text{ m/s}$
 - Flujo de difusión de especie igual a 0
 - Pared completamente aislada entre el aire y el sólido, es decir, flujo de calor constante igual a $0 \frac{W}{m^2}$
 - Tipo de condición de borde para fase discreta: escape

Junto a lo anterior, en el artículo se muestran fotografías de como se comporta la película de agua en la pared a distintas alturas de aspersión. En este muestran que, arriba de los 18 mm de altura, se produce una completa y delgada película de agua. Es por esto que, para la simulación se selecciona una altura de aspersión de 18 mm . Por lo tanto, los parámetros entregados para simular el inyector son los siguientes:

- Altura de inyector es de 18 mm respecto a la pared "placa caliente"
- Temperatura constante de inyección de agua de $28^\circ C$
- Flujo másico constante de $3,6 \text{ kg/hr}$
- Ángulo de aspersión de 60°
- Ángulo de incidencia entre el inyector y la placa caliente es de 0°
- Diámetro de gotas de inyección de $100 \mu m$
- Velocidad de salida de inicial de las gotas es de 16 m/s

Cabe destacar que los últimos dos parámetros son obtenidos como una aproximación de los valores experimentales dados en el artículo. Se usan los gráficos 4.8a y 4.8b, específicamente los valores centrales de la línea correspondiente a una altura de 20 *mm*.

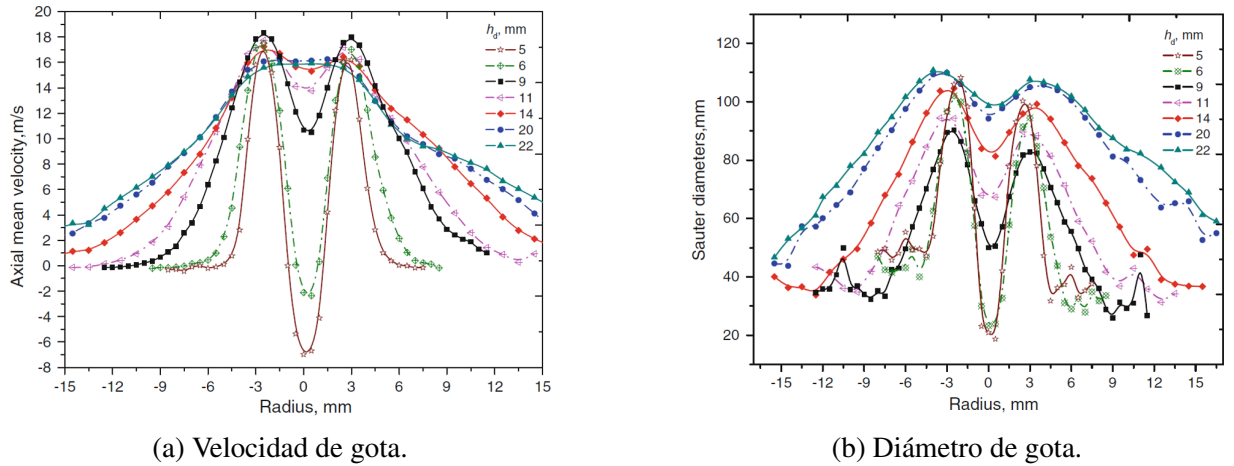


Figura 4.8: Valores de las características de las gotas a distintas alturas de aspersión en un radio de 30 *mm* medidos con un anemómetro. Fuente [1]

4.2.2.4. Resultados

Después de realizar la convergencia del flujo de aire sin la aspersión, se procede a inyectar las gotas de agua en cada paso de tiempo. El paso de tiempo elegido es de 10^{-3} segundos, para no perder datos de cálculo, debido a la rapidez de las gotas y la distancia que existe con la pared. Además, se puede observar la trayectoria de las gotas en el dominio sin tener un gran costo de tiempo computacional, ya que al bajar el orden de magnitud del delta de tiempo, se aumentaría en la misma relación los pasos de tiempo a realizar para llegar al estacionario.

Como se dijo anteriormente, para evaluar si se llega al estado estacionario, se evalúa la temperatura promedio de la superficie caliente que interactúa con el chorro de agua. Esta debe mantenerse aproximadamente constante a través del tiempo.

Para realizar la comparación se usa el gráfico entregado en el artículo, que muestra la temperatura promedio de la superficie caliente versus la altura de aspersión (ver figura 4.9). El valor experimental dado por los autores muestra que para una altura de 18 *mm*, la temperatura en la superficie es de aproximadamente de 83 °C.

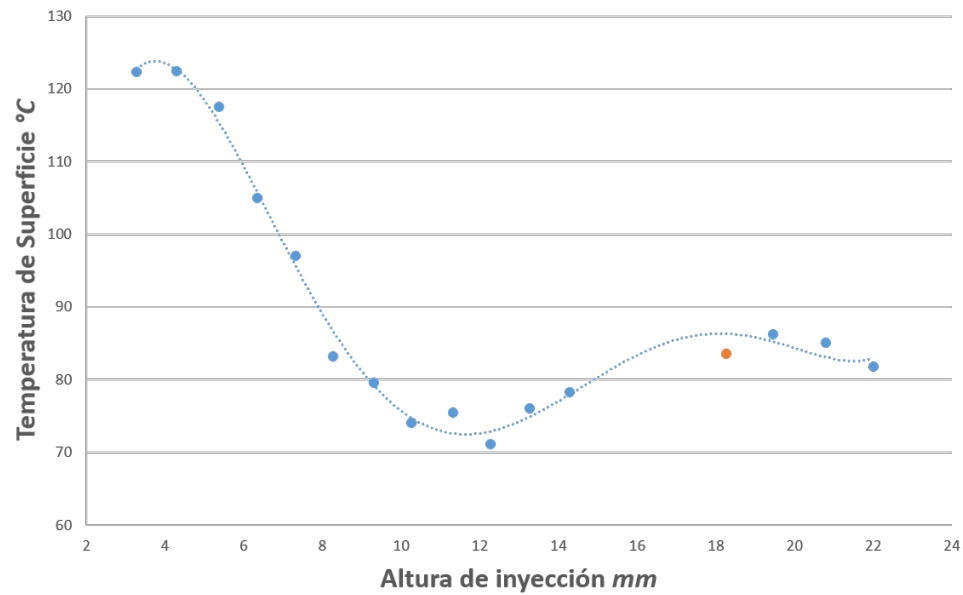
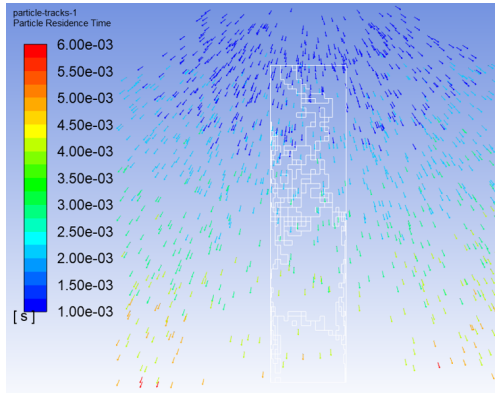
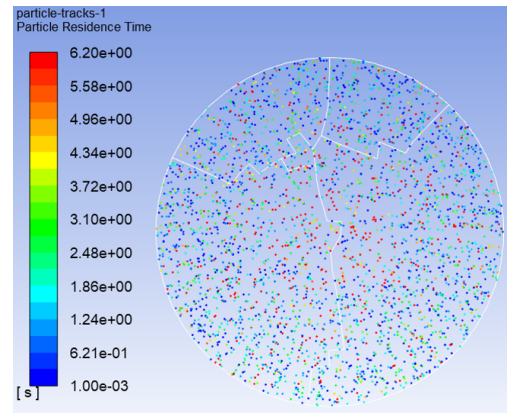


Figura 4.9: Valores de la temperatura promedio de superficie en función de la altura de inyección del aspersor. Punto de color naranja indica el dato usado para realizar comparación con simulación. Adaptado de fuente [1]

Al llegar a un estado estacionario, en el cual la temperatura promedio en la superficie caliente casi no variaba alrededor en cada paso de tiempo, se obtiene una temperatura promedio de $79,1^{\circ}\text{C}$ en la pared "Placa caliente". Junto a lo anterior se observa una trayectoria de las gotas cualitativamente correcta (ver figura 4.10), ya que se puede ver que algunas gotas se quedan en la superficie formando la capa de film, y las que no chocan con la pared siguen su trayectoria, saliendo estas del dominio. Además se puede ver una película de agua que se forma en la superficie "Pared caliente" (ver figura 4.11), como era de esperarse según la descripción del experimento.



(a) Trayectoria de las gotas con su dirección, sin contar las que se propagan en la superficie.



(b) Gotas que se están propagando e interactuando con la superficie sólida.

Figura 4.10: Tiempo de residencia de la gotas en el dominio, enfocado principalmente en el sector de la interacción entre el sólido y la inyección. Fuente: Elaboración propia.

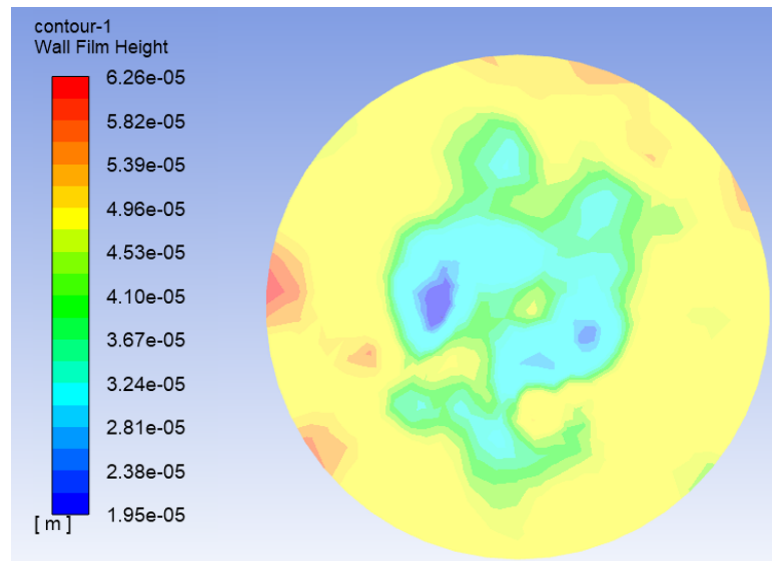


Figura 4.11: Gráfico de contorno de la altura de la película de agua en la pared "Placa Caliente", con una inyección de agua a 18 mm de distancia de la superficie caliente. Fuente: Elaboración propia.

En conclusión, se obtiene una diferencia de $3,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ entre el caso simulado de validación y el experimental, equivalente a un error porcentual de $\sim 5\%$ respecto a la temperatura experimental, por lo tanto, se puede decir que la metodología usada resulta adecuada para simular el caso de estudio, a través de la dinámica de fluidos computacionales.

4.3. Caso de estudio

En la siguiente sección se presenta cual es el esquema que se simula, su respectiva geometría en tres dimensiones, su mallado, las condiciones de contorno seleccionada, junto a las características del pulverizador. Además se muestra cuales son los parámetros que se varían, manteniendo constante las otras características.

4.3.1. Esquema de diseño

Como se dijo anteriormente, la finalidad de este trabajo es ver la viabilidad de la unión de equipos en un sistema de desalinización por método de humidificación y deshumidificación. Idealmente un sistema de desalinización HDH debiese ser autónomo respecto a la electricidad necesaria para funcionar, es por esto que, se usan paneles fotovoltaicos para impulsar las bombas y ventiladores.

Los paneles fotovoltaicos transforman, hoy en día, en promedio, 20 % [29] de la radiación solar incidente, la radiación restante se pierde principalmente en forma de calor, por ende, existe un foco de aprovechamiento de esta energía residual, es por esto que se busca la forma de poder unir el equipo humidificador tradicional con un panel fotovoltaico, y así obtener un nuevo humidificador. Para esto se crea una cámara de humidificación unida a la pared posterior de un panel fotovoltaico, a su vez entra un flujo de aire por un ducto en la parte inferior de la cámara y sale por la superior. Además, por el interior de la cámara existe otro ducto de alimentación de agua, el que esta conectado a aspersores. Estos están encargados de rociar agua a dicha pared del panel fotovoltaico, produciendo la evaporación de agua, y así aumenta la humedad específica del aire, es decir, humidifica el aire (ver figura 4.12).

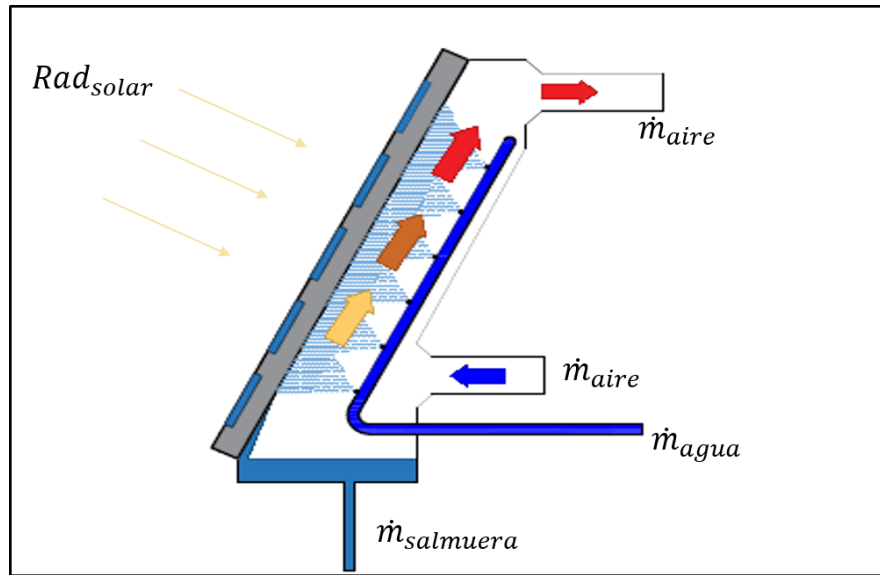


Figura 4.12: Esquema gráfico de humidificador aprovechando la energía residual del panel fotovoltaico. Adaptado de fuente [12]

4.3.2. Geometría

En cuanto a la geometría de la simulación, se eligió un tamaño de panel de $2 \times 1 \text{ m}^2$ [30], las entradas y salidas de aire poseen un alto de 15 cm , se despreció alguna salida para el agua, ya que esta al llegar a alguna pared es eliminada del dominio. Para la selección del ángulo de inclinación del panel, se usa la recomendada por Diaz et.al. [31], el cual dice, que para un mejor aprovechamiento anual de energía sobre el panel, se debe inclinar α° con respecto a la horizontal, donde α es la latitud de la zona en el cual se instalará el panel (Santiago; latitud $\approx 33^\circ$). Además, la pared contraria de la cámara de humidificación, posee el mismo ángulo de inclinación antes mencionada, para dejar que el flujo de aire se pueda desarrollar sin cambios bruscos de geometría. Por último, se extiende la salida del aire en 50 cm , netamente para las simulaciones. Con lo anterior se evita que afecten problemas de inversión de flujo, ya que en caso de existir, este estará alejado del punto de medición a evaluar (ver figura 4.13).

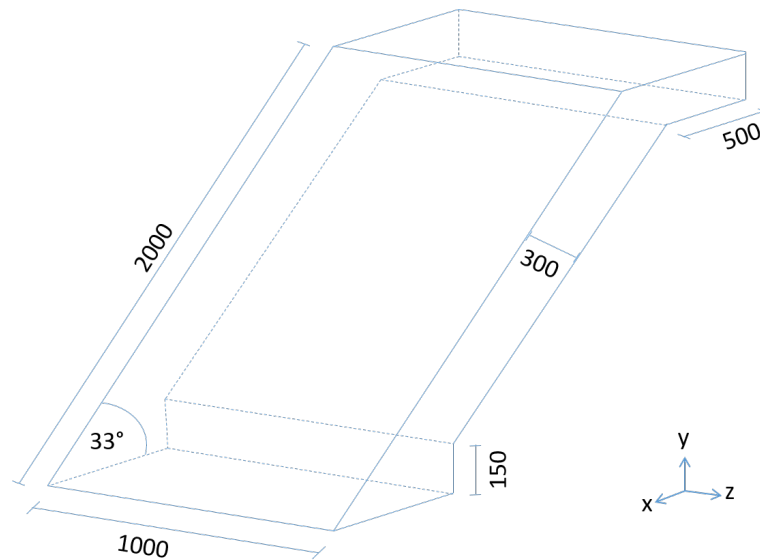


Figura 4.13: Geometría humidificador. Fuente: Elaboración propia.

4.3.3. Mallado

Debido a que la geometría del humidificador no posee curvas, ni secciones con un gran cambio de sección, se usó un mallado del tipo estructurado, de similares características de la validación, en el cual, se hace una mayor énfasis en la pared que simula el panel fotovoltaico, debido a que el intercambio de calor, momento y masa predomina en esa sección, ya que es donde el spray de agua tiene contacto con el dominio de la cámara de humidificación.

El dominio se dividió en tres secciones con el objetivo de poder realizar una mejor disposición del mallado y así dejarlo de la manera más estructurada posible (ver Fig. 4.14). En la sección central es donde ocurre la mayor interacción entre la fase discreta y la continua, es por esto que el mallado de las otras secciones se rige según la antes nombrada, es decir, este se va ordenando, de manera estructurada, para mantener la ortogonalidad con respecto al ángulo de inclinación de la sección central (ver figura 4.15). Se seleccionó un tamaño máximo de 1 *cm* en las aristas de los volúmenes de control, obteniendo un total de 629.000 elementos en el dominio.

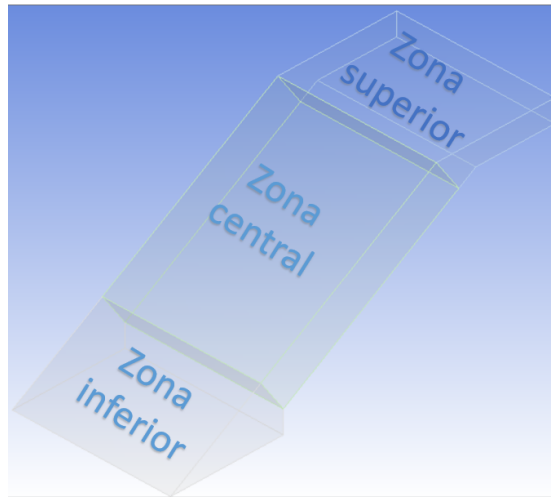
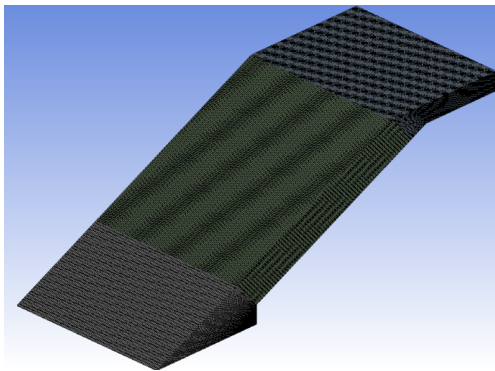
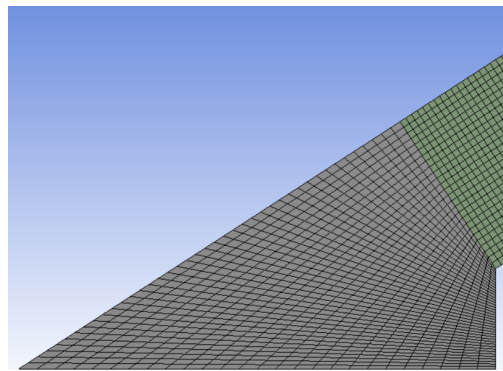


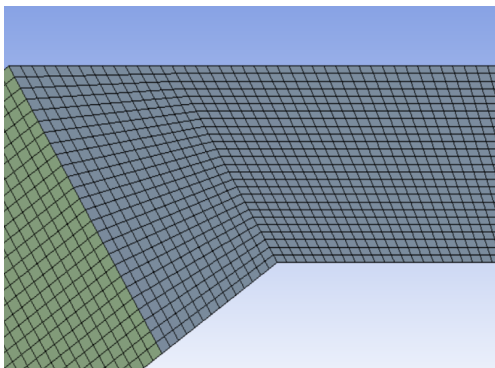
Figura 4.14: División de las tres secciones del dominio en vista isométrica. Zona inferior, zona central y zona superior. Fuente: Elaboración propia.



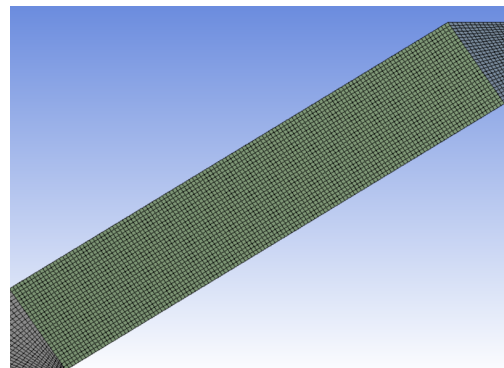
(a) Vista isométrica.



(b) Sección inferior



(c) Sección superior.



(d) Sección central.

Figura 4.15: Mallado de geometría de la cámara de humidificación. Fuente: Elaboración propia.

4.3.4. Condiciones de contorno generales

Para la selección de las condiciones de borde se guió con los contornos mostrados en la figura 4.16. Se trabajó con una radiación solar incidente de 700 W/m^2 , asumiendo una eficiencia eléctrica de un 20 %, un coeficiente de convección con el ambiente de $6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$ [32] y temperatura ambiental de 25°C con una humedad relativa de un 60 %, obteniendo una radiación restante de aproximadamente 450 W/m^2 . Además, se consideran las paredes restantes (laterales, superiores e inferiores) totalmente aisladas.

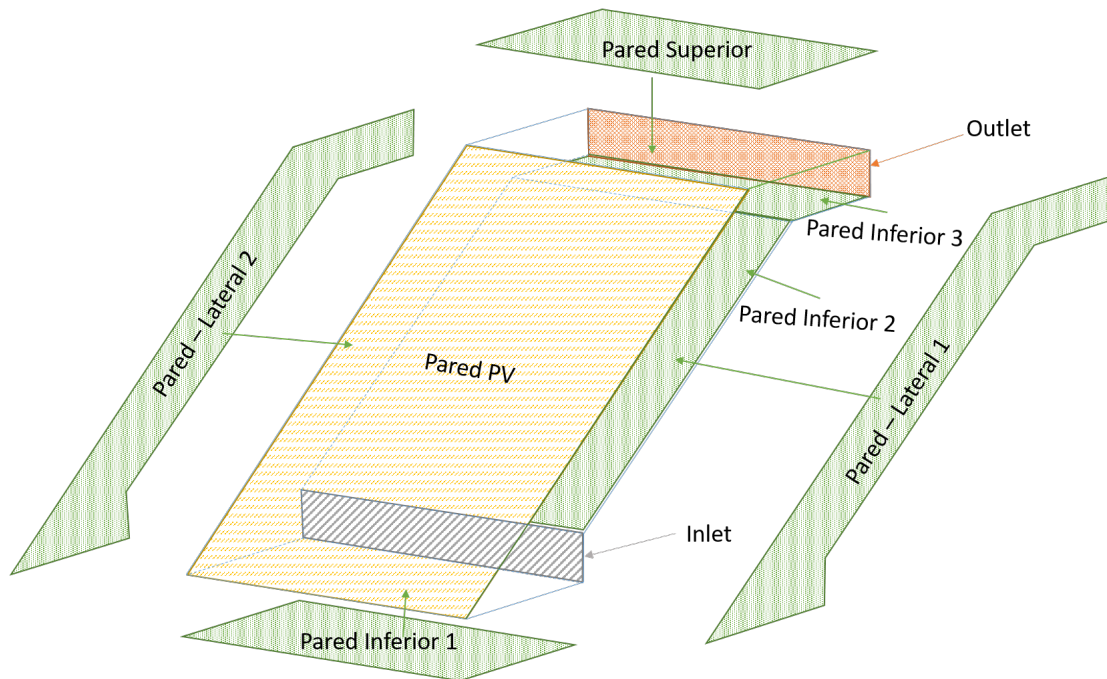


Figura 4.16: Contornos de simulación de la cámara de humidificación. Fuente: Elaboración propia.

Haciendo el símil con validación, solo se quiere ver la interacción de las gotas con la "Pared PV" y con el aire, ya que es ahí donde predominan los fenómenos físicos. Es decir, las partículas de agua al tocar alguna de las otras paredes saldrían del dominio, disminuyendo la carga computacional de la simulación.

Para poder evaluar de una forma completa los distintos parámetros que pueden afectar en la transferencia de calor y/o masa de los flujos, es que se tienen condiciones de borde generales constantes para todos los casos a simular y condiciones variables dependiendo de la característica a modificar. Las condiciones son las siguientes:

- Inlet:
 - Flujo másico de aire húmedo: Variable
 - Temperatura constante de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$
 - Fracción másica de vapor de agua constante e igual a $60\%RH$ a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$:
 $\approx 12\text{ gr/kg}_{\text{aire seco}}$
 - Tipo de condición de borde para fase discreta: Escape

- Outlet:
 - Salida de presión constante de referencia 0 Pa
 - Tipo de condición de borde para fase discreta: Escape

- Paredes laterales, superior e inferiores:
 - Condición de no deslizamiento, es decir, $V = 0\text{ m/s}$
 - Flujo de difusión de especie igual a 0
 - Pared completamente aislada con el exterior, es decir, flujo de calor constante igual a $0\text{ }\frac{W}{m^2}$
 - Tipo de condición de borde para fase discreta: Escape

- Paredes PV:
 - Condición de no deslizamiento, es decir, $V = 0\text{ m/s}$
 - Flujo de difusión de especie igual a 0
 - Flujo de calor constante de $450\text{ }\frac{W}{m^2}$
 - Tipo de condición de borde para fase discreta: Wall-film con la opción activada de intercambio de calor entre partícula-pared.

Junto a lo anterior, se tienen las condiciones de la aspersión de las partículas de agua, estas se inyectarán perpendicularmente desde la "Pared inferior 2" (paralela a la "Pared PV"), apuntando al centro de la placa caliente (ver figura 4.17). Se seleccionó el tipo de boquilla de cono lleno elegido por Aburto [33] y se obtienen los datos del fabricante [34]. Cabe destacar que para estas simulaciones solo se inyectó con una boquilla central. Las características de las condiciones de inyección son las siguientes:

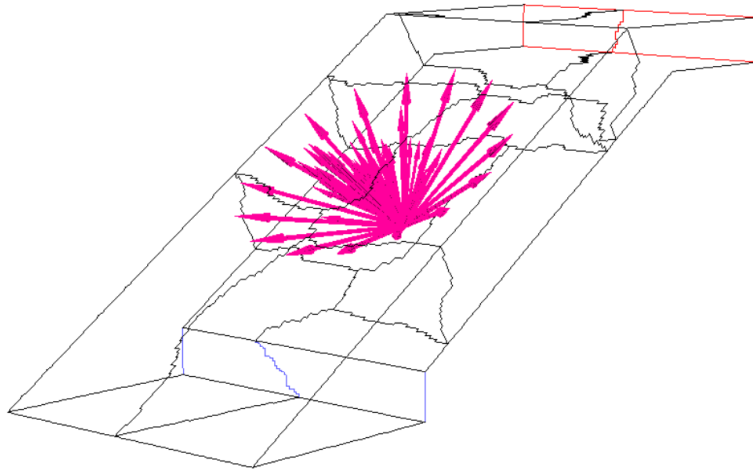


Figura 4.17: Vista isométrica esquemática de la inyección de partículas de agua en la cámara de humidificación. Fuente: Elaboración propia.

■ Condiciones constantes:

- Temperatura constante de inyección de agua de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Ángulo de incidencia entre el inyector y la "Pared PV" es de 0°
- Diámetro de gotas de inyección de $\approx 1100\text{ }\mu\text{m}$

■ Condiciones variables:

- Flujo másico de agua.
- Ángulo de aspersión.
- Velocidad inicial de las gotas.

4.3.5. Casos a simular

Existen muchos parámetros que se pueden variar dentro de esta simulación, en este caso se centró principalmente en los elementos vistos en el capítulo de "Antecedentes". La manera en que se abarcó cada grupo de simulaciones fue variar solo una característica, manteniendo las otras constantes entre ellas. Por lo tanto, los parámetros a variar para estudiar su incidencia en la transferencia de calor y masa dentro de la cámara de humidificación son:

- Caso 1: Velocidad inicial de inyección de las partículas.

Velocidades:

- 3,5 m/s
- 4,5 m/s
- 5,5 m/s

Parámetros constantes:

- Flujo másico de aire: 600 kg/hr
- Flujo másico de agua: 4 lt/min
- Ángulo de aspersión: 120°
- Distancia entre paredes (PV-Inferior 2): 30 cm

- Caso 2: Flujo másico de aire.

Flujos másicos de aire

- 200 kg/hr
- 400 kg/hr
- 600 kg/hr

Parámetros constantes

- Velocidad inicial de inyección: 4,5 m/s
- Flujo másico de agua: 4 lt/min
- Ángulo de aspersión: 120°
- Distancia entre paredes (PV-Inferior 2): 30 cm

- Caso 3: Flujo másico de agua en la inyección.

Flujos másicos de agua

- 4,00 lt/min
- 1,00 lt/min
- 0,67 lt/min

Parámetros constantes

- Velocidad inicial de inyección: 4,5 m/s
- Flujo másico de aire: 600 kg/hr
- Ángulo de aspersión: 120°
- Distancia entre paredes (PV-Inferior 2): 30 cm

■ Caso 4: Ángulo de aspersión.

Ángulo de aspersión:

- 90 °
- 120 °

Parámetros constantes

- Velocidad inicial de inyección: 4,5 m/s
- Flujo másico de aire: 600 kg/hr
- Flujo másico de agua: 4,00 lt/min
- Distancia entre paredes (PV-Inferior 2): 30 cm

■ Caso 5: Distancia entre "Pared PV" y "Pared Inferior 2"

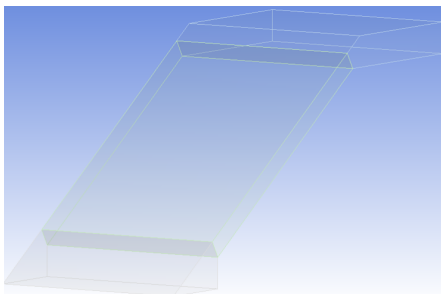
Distancia entre paredes

- 10 cm
- 30 cm

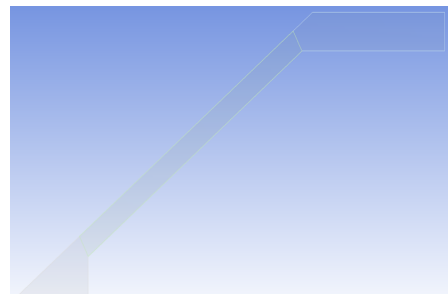
Parámetros constantes

- Velocidad inicial de inyección: 4,5 m/s
- Flujo másico de aire: 600 kg/hr
- Flujo másico de agua: 4 lt/min
- Ángulo de aspersión: 120°

Para el "Caso 5" se realizó una nueva geometría y mallado, modificando solo la sección entre las paredes: "Pared PV" y "Pared inferior 2" (ver figura 4.18). Para el mallado se mantuvo la estructura y proporción de la simulación de los otros casos (ver figura 4.19).

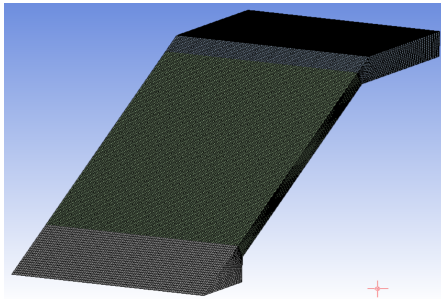


(a) Vista isométrica.

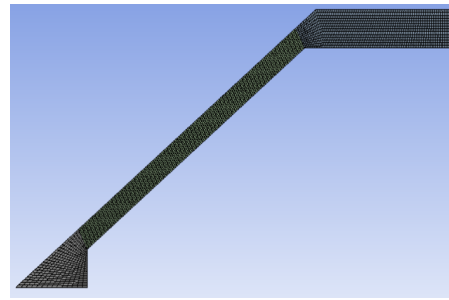


(b) Vista lateral.

Figura 4.18: Geometría de la cámara de humidificación con sección disminuida. Fuente: Elaboración propia.



(a) Vista isométrica.



(b) Vista lateral.

Figura 4.19: Mallado de geometría de la cámara de humidificación con sección disminuida. Fuente: Elaboración propia.

Capítulo 5

Resultados

5.1. Variables características de la cámara de humidificación

Al simular los casos mencionados en la sección 4.3.5, para seleccionar la mejor configuración de flujos másicos, características de la inyección y geometría de la cámara de humidificación, se tendrán en cuenta los siguientes parámetros relevantes:

- Temperatura promedio de salida de la cámara de humidificación. T_{out}
- Temperatura promedio de PV en área de cubierta por inyección. T_{wall}
- Fracción másica promedio de vapor de agua en la salida. $\omega_{air,out}$
- Coeficiente de transferencia de calor:

$$h_{conv} = \frac{Q [W/m^2]}{(T_{wall} - T_{in}) [^\circ K]} \quad (5.1)$$

- Coeficiente de transferencia de masa:

$$\alpha_m = \frac{m_{air} (\omega_{air,out} - \omega_{air,in})}{A \cdot \Delta\omega_{LM}} \quad (5.2)$$

$$\Delta\omega_{LM} = \frac{\omega_{air,out} - \omega_{air,in}}{\ln \left(\frac{\omega_{sat,i} - \omega_{air,in}}{\omega_{sat,i} - \omega_{air,out}} \right)} \quad (5.3)$$

Si bien el coeficiente de transferencia de masa (ver ecuación 5.2) relaciona varias aristas para caracterizar de buena manera el rendimiento de la cámara de humidificación, este considera un término no primordial, el cual es la humedad específica de saturación a la temperatura de la placa emisora cubierta por la aspersión $\omega_{sat,i}$. Para el caso de este trabajo de título en el que se busca generar la mayor cantidad de vapor posible por unidad de superficie humedecida por la aspersión de agua, por lo tanto, solo se tendrá en cuenta el flujo másico de aire, diferencia de humedad específica promedio entre la salida y entrada de la cámara, y el área cubierta por la inyección de agua, obteniendo la ecuación 5.4.

$$Coe_{f_{hum}} = \frac{\dot{m}_{aire} \cdot (\omega_{out} - \omega_{in})}{Area_{cubierta}} \quad (5.4)$$

5.2. Casos simulados

5.2.1. Sin inyección

Para empezar se debe realizar la simulación sin la inyección de agua con un flujo másico de aire de 600 kg/hr para tener el caso base al cual comparar. Se obtienen los siguientes datos:

Tabla 5.1: Valores de los parámetros principales para caso de estudio sin inyección.

Parámetro	Valor
Temperatura promedio de pared T_{wall}	47, 48
Temperatura promedio de salida T_{out}	29, 86
Coeficiente de convección h_{conv}	20, 45 W/m^2K
Humedad relativa promedio a la salida RH_{outlet}	46, 86 %

De los datos de la tabla 5.1 se tiene que el aumento promedio de temperatura del aire al pasar por la cámara de humidificación es de $\sim 5^\circ C$, esto se ve directamente rela-

cionado con la disminución de la humedad relativa, debido a que no existen fuentes de vapor de agua, ocasionado por la falta de aspersión. En promedio la humedad relativa disminuyó en un $\sim 14\%$. En cuanto al coeficiente de convección, se puede desprender que el valor arrojado es relativamente bajo según los rangos típicos mostrados por Çengel et. al. [35]; el cual indica que para una convección forzada de aire los valores rondan entre los $25 - 250 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Un aspecto interesante a mostrar es el perfil de temperatura que se muestra en la pared asociada al panel fotovoltaico. En la figura 5.1c se puede ver que la temperatura más baja se produce en la parte media del panel, variando entre los 32 y los 43°C . En cambio, a medida que se aleja del centro se produce un aumento de temperatura, llegando en el extremo superior a los 72°C . Además, se puede notar ese aumento de temperatura en la figura 5.1b en el cual existe un aumento sustancial en la parte baja del dominio de la cámara de humidificación. Finalmente en la figura 5.1a se puede apreciar que el mayor alza de temperatura ocurre en el sector superior de la salida, debido a que esta porción de flujo másico de aire está en mayor contacto con el flujo de calor irradiado desde el panel fotovoltaico.

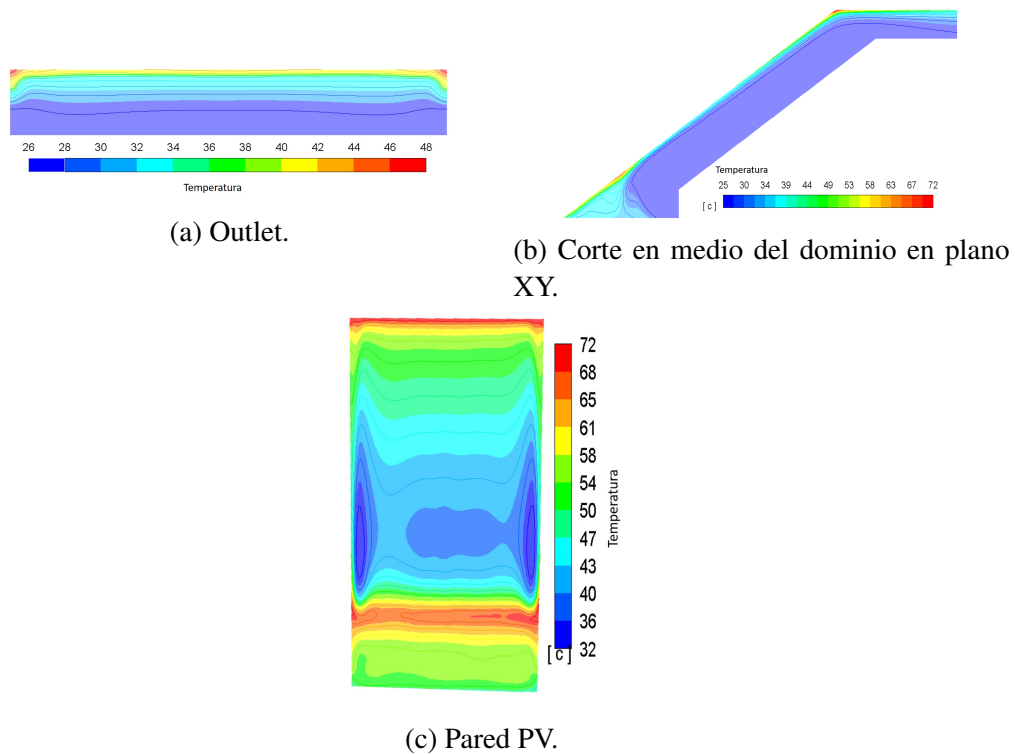


Figura 5.1: Gráfico de contorno del perfil de temperatura en distintas caras de la cámara de humidificación. Fuente: Elaboración propia.

5.2.2. Análisis cualitativo de inyección de agua

Antes de realizar los distintos casos de evaluación con inyección, se realizó una observación del avance de la aspersión dentro del dominio, y así observar que este siga una trayectoria cualitativamente correcta. Para esto, se activo la aspersión de agua y se dejó pasar el tiempo, hasta que existiera un flujo aproximadamente constante de gotas saliendo del dominio.

En la figura 5.2 se puede ver desde una vista del plano XY el avance del tiempo de la aspersión de gotas de agua dentro del dominio. En la figura 5.2a se puede ver la forma cónica correspondiente con la que fue prevista. En la figura 5.2b se puede ver que algunas gotas ya hicieron contacto con la pared PV. Posteriormente, en la figura 5.2c se aprecia que la aspersión ya hizo contacto completamente con el panel fotovoltaico y algunas gotas rebotaron y/o salpicaron. Finalmente en la figura 5.2d ya se ve un flujo aproximadamente constante de gotas que rebotan y/o salpican. Por otro lado, en la figura 5.2e se muestra la sección baja en el plano XY de la aspersión para observar como las gotas caen y salen del dominio por la pared inferior, entregando indicios que la inyección ya se encuentra en un estado estacionario. Por lo tanto, se demuestra que la inyección sigue una trayectoria cualitativamente lógica, en cuanto a la forma de cono lleno de las gotas, interacción de estas al enfrentarse a un obstáculo (pared) y salida del dominio físico.

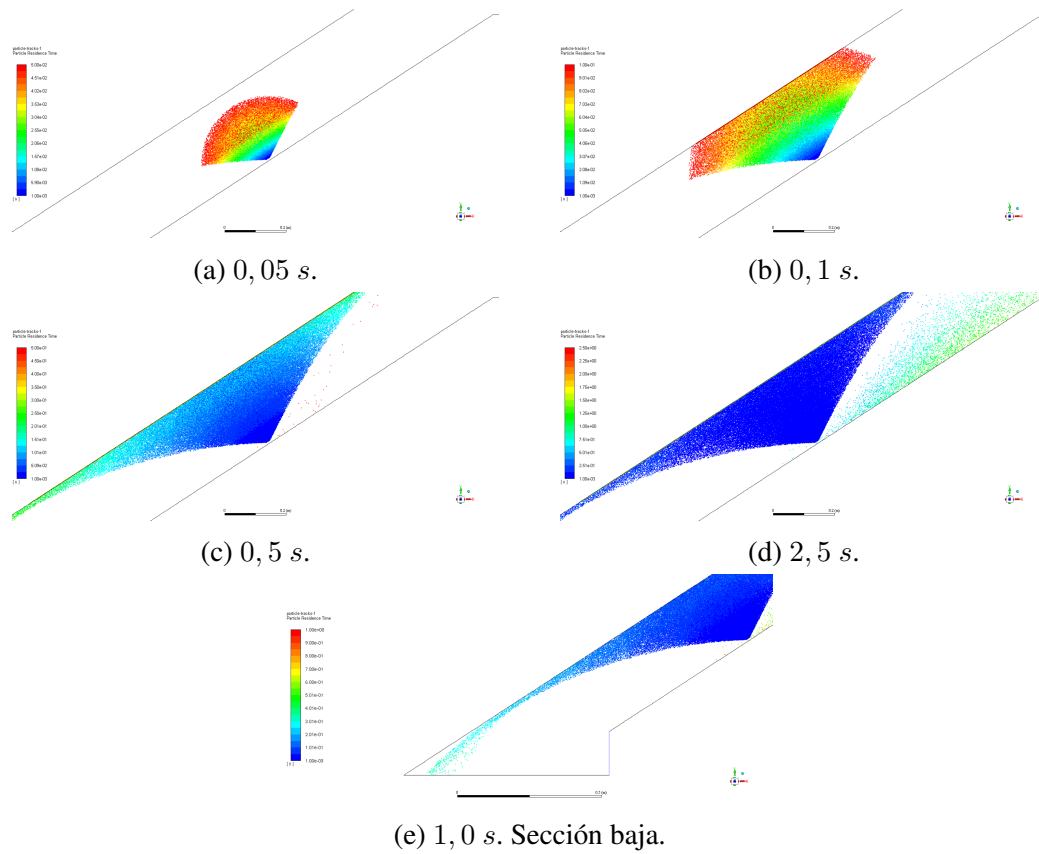


Figura 5.2: Seguimiento de partículas dentro del dominio a distintos tiempos, vistas desde el plano XY. Escala muestra el tiempo de permanencia que posee cada partícula dentro de la cámara de humidificación. Fuente: Elaboración propia.

5.2.3. Variación de velocidad de aspersion

Como primer caso de estudio se realiza la variación de la velocidad inicial a la cual las gotas son inyectadas en el dominio. Para esto se realizaron 3 simulaciones con una velocidad de entrada de: 3,5 , 4,5 y 5,5 m/s . Los resultados obtenidos se pueden ver en la tabla 5.2.

Tabla 5.2: Resultados de la simulación correspondiente al *caso 1*.

Velocidades	T_{out}	T_{wall}	$\omega_{air,out}$	h_{conv}	α_m
m/s	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$kg/kg_{aire,seco}$	W/m^2K	kg/m^2s
3,5	27,51	32,83	$1,316 \cdot 10^{-2}$	57,69	$0,85 \cdot 10^{-2}$
4,5	26,28	30,73	$1,342 \cdot 10^{-2}$	78,59	$1,07 \cdot 10^{-2}$
5,5	26,76	29,97	$1,323 \cdot 10^{-2}$	90,54	$1,04 \cdot 10^{-2}$

En relación al Coe_{hum} se puede observar en la figura 5.3 que, el mayor valor se obtiene con una velocidad de $4,5 \text{ m/s}$ con una diferencia de un $\sim 3 \%$ y $\sim 11 \%$ al ser comparados con una velocidad de inyección de $3,5 \text{ m/s}$ y $5,5 \text{ m/s}$ respectivamente.

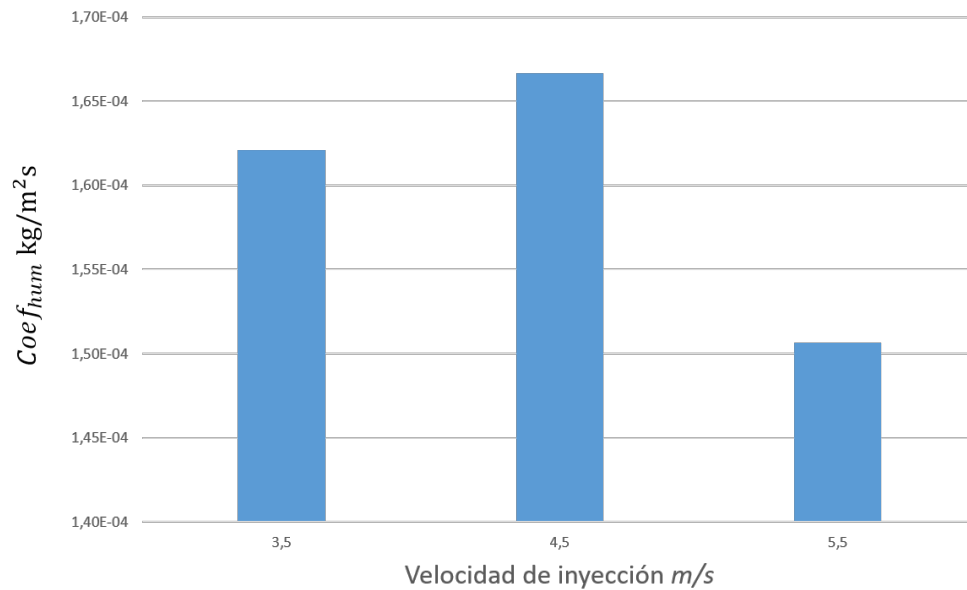


Figura 5.3: Coe_{hum} para distintas velocidades de inyección. Fuente: Elaboración propia.

Los valores de la figura 5.3 se puede explicar, por un lado, que al aumentar la velocidad de inyección de las gotas de agua, aumenta la salpicadura de estas al interactuar con la placa emisora provocando un menor tiempo de contacto entre el líquido y la pared, en consecuencia menor vaporización. El aumento de salpicaduras se puede ver reflejado en la cantidad de gotas que salen del dominio por la pared inferior 2 (ver figura 4.16), ya que al salpicar desde la placa emisora, estas gotas cambian su trayectoria incidiendo en la pared anteriormente mencionada. Lo anterior se puede ver en la figura 5.4 que muestra la cantidad de gotas que tocan la pared inferior 2 a distintas velocidades de inyección. Se desprende que la inyección con velocidad de $5,5 \text{ m/s}$ es la que posee la mayor cantidad de gotas que salen del dominio por la pared inferior 2, superando en un 135% y un 843% a las inyecciones de $4,5 \text{ m/s}$ y $3,5 \text{ m/s}$ respectivamente. Por otra parte, al inyectar con una menor velocidad provoca que la masa de agua se concentre en mayor cantidad en cada volumen de control, provocando que las gotas no se propaguen por la placa emisora. Esto se puede explicar con la figura 5.5 que muestra la masa total que tiene la película de agua formada en la placa emisora a

distintas velocidades de inyección. De esta se extrae que existe un $\sim 16\%$ y un $\sim 77\%$ más de masa en la inyección con velocidad de $3,5\text{ m/s}$ que la inyección de $4,5\text{ m/s}$ y $5,5\text{ m/s}$ respectivamente.

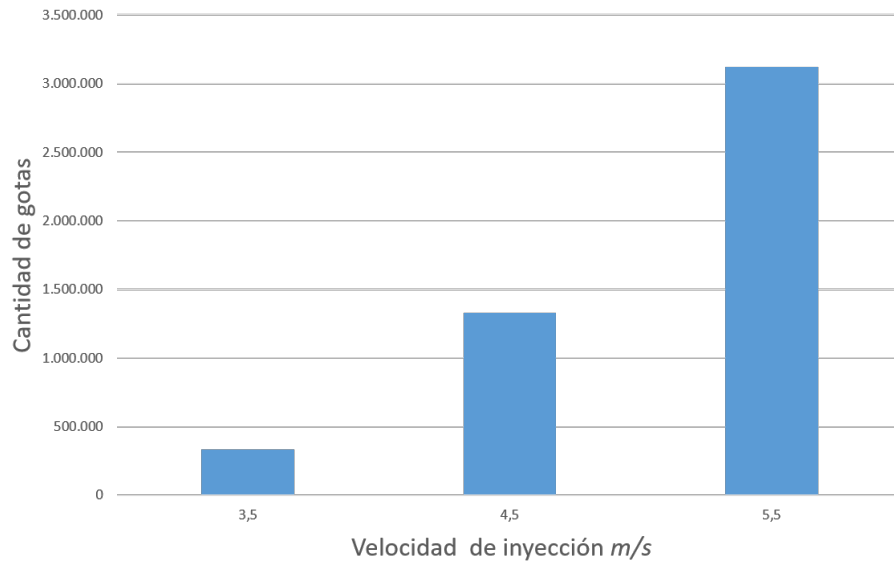


Figura 5.4: Cantidad de gotas que salen del dominio por la *Pared inferior 2* para distintas velocidades de inyección. Fuente: Elaboración propia.

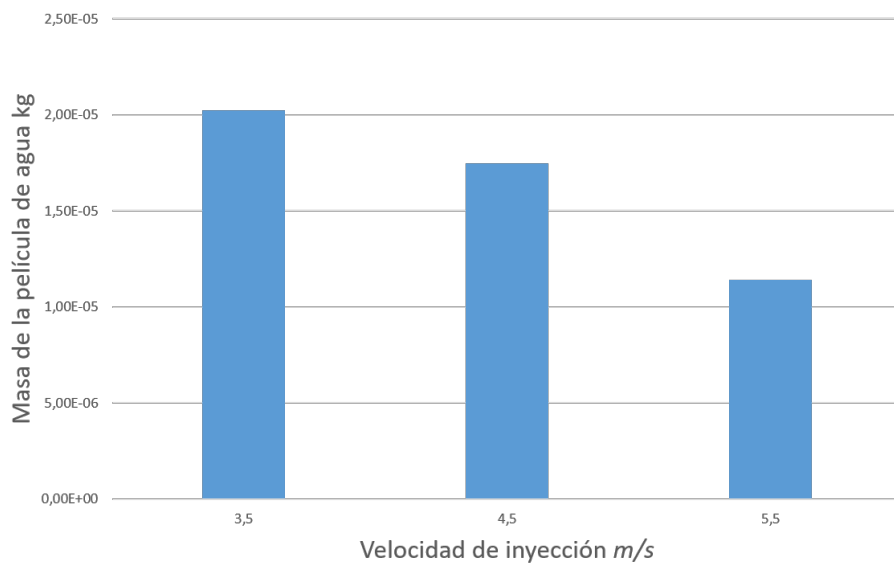


Figura 5.5: Masa total de la película de agua en la placa emisora de calor a distintas velocidades de inyección. Fuente: Elaboración propia.

De la tabla 5.2 se ve que existe un punto de inflexión con la inyección de $4,5 \text{ m/s}$ en relación a la temperatura de salida del aire de la cámara de humidificación. Esto se debe al área que cubre la aspersión a distintas velocidades. La figura 5.6 muestra la forma y el valor numérico del área cubierta por la inyección en cada simulación, obteniendo que la inyección con la velocidad de salida de $4,5 \text{ m/s}$ tiene un $\sim 21 \%$ y $\sim 6 \%$ de mayor cobertura en comparación a las inyecciones de $3,5 \text{ m/s}$ y $5,5 \text{ m/s}$ respectivamente. Al tener mayor área cubierta con agua, provoca que el aire aumente en menor medida su temperatura al atravesar el humidificador, ya que el agua posee una capacidad calorífica mucho mayor a la del aire. En cuanto a la temperatura de la pared, se observa que a medida que aumenta la velocidad va disminuyendo la temperatura de superficie. Esto se ve relacionado a la energía de impacto que poseen las gotas con la pared, provocando la salpicadura y el aumento del recambio de gotas con la pared.

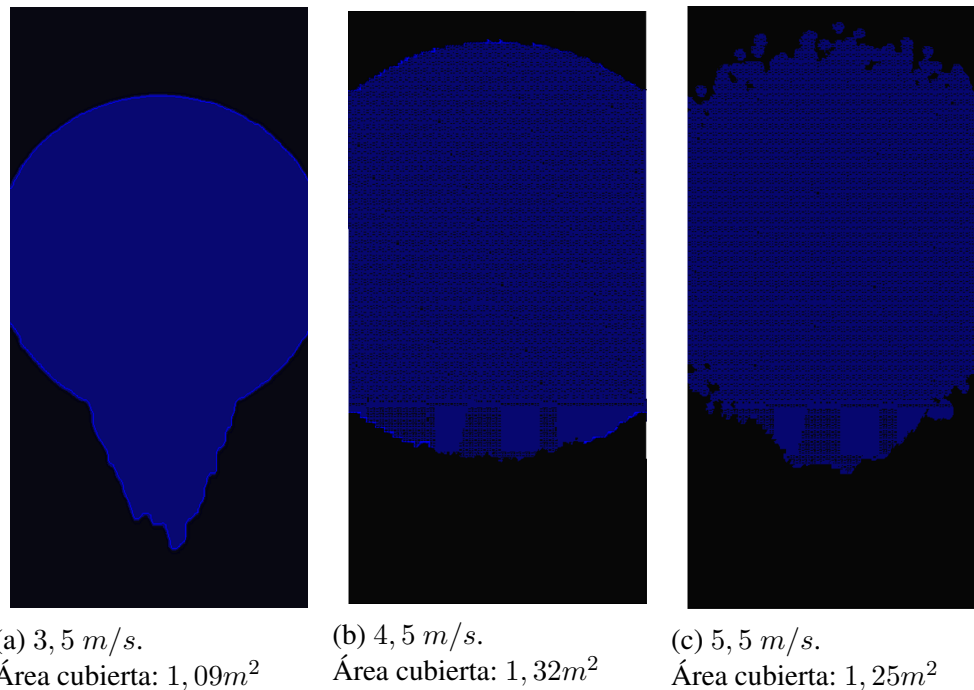


Figura 5.6: Área cubierta con agua (azul) en la placa emisora a distintas velocidades de inyección. Fuente: Elaboración propia.

Con relación al coeficiente de transferencia de calor por convección, este término está netamente relacionado con la temperatura que se tiene en la pared caliente, ya que los otros parámetros que pueden modificar su valor (ver ecuación 3.21), se mantienen constantes entre uno y otro. Es por esto que, se observa la misma tendencia entre la diferencia de dos casos consecutivos. Cabe destacar que en todos los casos existe un

aumento considerable de este coeficiente (aumento porcentual mínimo de un $\sim 93\%$) en comparación con el caso sin inyección, lo cual es esperable debido a que la inyección de agua provoca una disminución en la temperatura del panel fotovoltaico.

5.2.4. Variación de flujo másico de aire

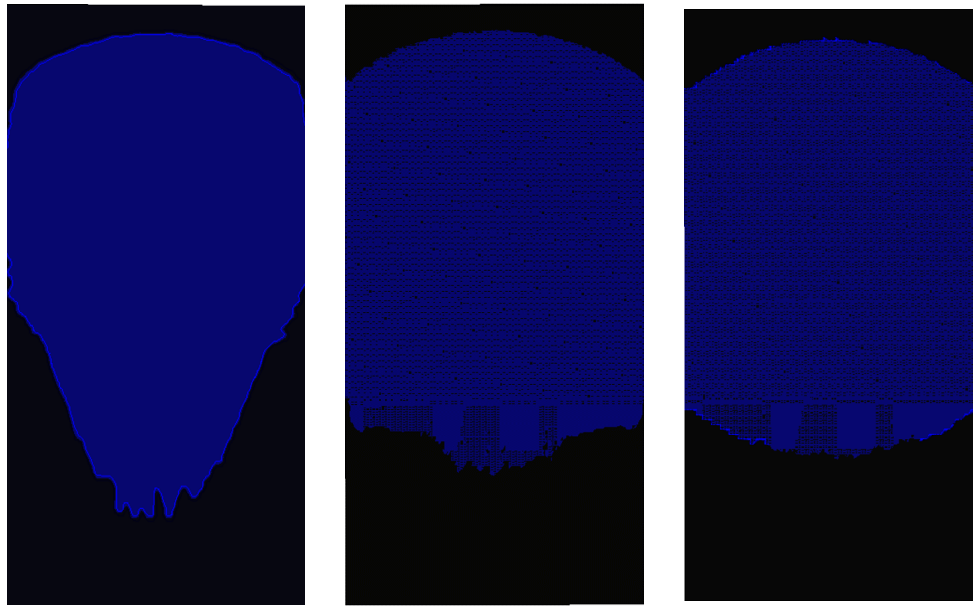
Como segundo caso, se realizó la variación del flujo másico de aire que ingresa a la cámara de humidificación, realizando 3 simulaciones diferentes. Las simulaciones se realizaron con un flujo de aire de 600 kg/hr , 400 kg/hr y 200 kg/hr , obteniendo los resultados mostrados en la tabla 5.3.

Tabla 5.3: Resultados de la simulación correspondiente al *caso 2*.

Flujo másico de aire kg/hr	T_{out} $^{\circ}\text{C}$	T_{wall} $^{\circ}\text{C}$	$\omega_{air,out}$ $\text{kg/kg}_{aire,seco}$	h_{conv} $\text{W/m}^2\text{K}$	α_m $\text{kg/m}^2\text{s}$
200	30, 21	33, 33	$1,308 \cdot 10^{-2}$	54, 00	$0,20 \cdot 10^{-2}$
400	26, 99	31, 11	$1,355 \cdot 10^{-2}$	73, 60	$0,75 \cdot 10^{-2}$
600	26, 28	30, 73	$1,342 \cdot 10^{-2}$	78, 59	$1,07 \cdot 10^{-2}$

Con los resultados de la tabla 5.3, el área humedecida por el inyector (ver figura 5.7) y los datos iniciales de simulación se puede obtener el $Coe f_{hum}$, mostrado en la figura 5.8. De esta se desprende que el mayor valor obtenido corresponde a la simulación realizada con un flujo másico de aire de 600 kg/hr , siendo mayor en un 40% y un 300% respecto a los flujos de 400 kg/hr y 200 kg/hr respectivamente.

Los valores obtenidos en la figura 5.8 se pueden explicar por el hecho de que al haber mayor masa de aire dentro del humidificador, existe una mayor capacidad de captación de vapor de agua por parte del aire.



(a) 200 kg/hr .
Área cubierta: 1,15 m^2

(b) 400 kg/hr .
Área cubierta: 1,31 m^2

(c) 600 kg/hr .
Área cubierta: 1,32 m^2

Figura 5.7: Área cubierta con agua (azul) en la placa emisora en simulaciones con distintos flujos másicos de aire. Fuente: Elaboración propia.

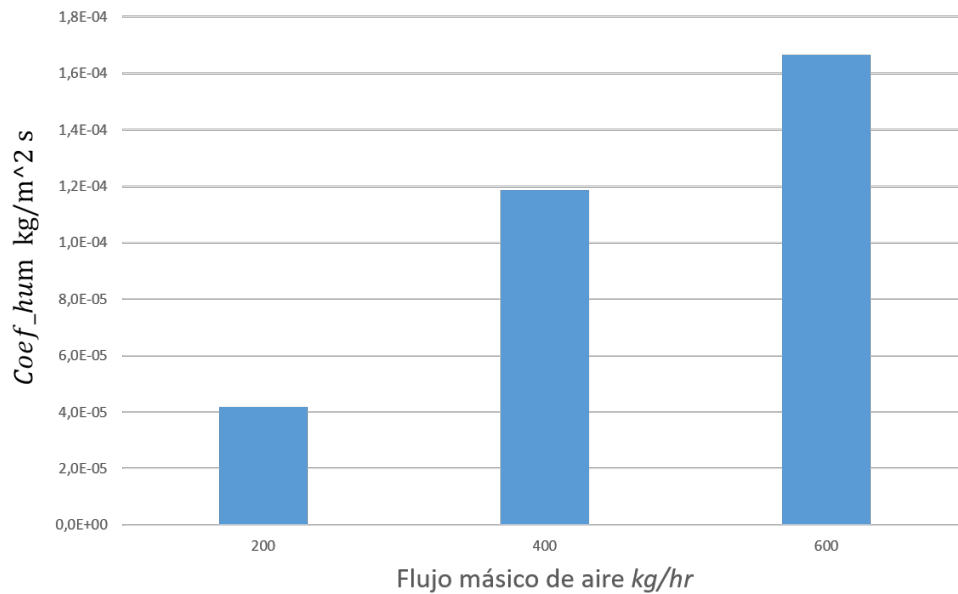


Figura 5.8: $Cofef_{hum}$ obtenidos para distintos flujos másicos de aire que ingresan al humidificador. Fuente: Elaboración propia.

Se puede ver en la tabla 5.3 que a menor flujo másico, mayor es la temperatura de salida del aire. Esto está relacionado a la cantidad de masa que está existiendo dentro del humidificador en cada momento, ya que un mayor flujo másico implica que pasa más masa por unidad de tiempo, por tanto, se requiere de una mayor cantidad de energía para elevar su temperatura y la energía es aproximadamente la misma para los tres, lo que se traduce en un menor aumento para el que mayor flujo másico atraviesa. Por otra parte al ingresar menos flujo de aire, se ve una disminución en el enfriamiento de la pared. Esto se explica debido a que el coeficiente de transferencia de calor por convección es muy susceptible a los cambios de flujos másicos. Por lo tanto, la mayor temperatura de pared se observa con el menor flujo másico de aire.

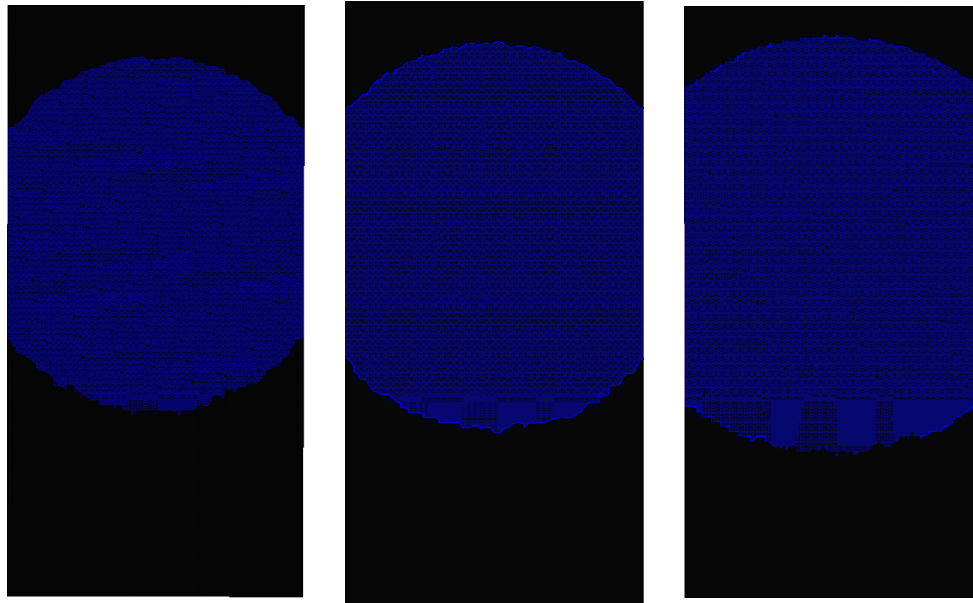
5.2.5. Variación de flujo másico de agua

En este tercer caso se quiso ver el impacto que existe en el proceso de enfriamiento al variar el flujo másico de agua de inyección. Para esto se realizaron 3 simulaciones, una inyección de agua con un flujo de 4 kg/min , 1 kg/min y $0,67 \text{ kg/min}$. Los resultados obtenidos de los parámetros a evaluar se muestran en la tabla 5.4.

Tabla 5.4: Resultados de la simulación correspondiente al *caso 3*.

Flujo másico de agua kg/min	T_{out} $^{\circ}\text{C}$	T_{wall} $^{\circ}\text{C}$	$\omega_{air,out}$ $\text{kg/kg}_{aire,seco}$	h_{conv} $\text{W/m}^2\text{K}$	α_m $\text{kg/m}^2\text{s}$
0,67	26,70	33,30	$1,328 \cdot 10^{-2}$	54,22	$0,92 \cdot 10^{-2}$
1	26,40	30,90	$1,330 \cdot 10^{-2}$	77,59	$1,09 \cdot 10^{-2}$
4	26,28	30,73	$1,342 \cdot 10^{-2}$	78,59	$1,07 \cdot 10^{-2}$

Junto a lo anterior se obtiene el área que se humedece en la placa emisora. Esto se puede observar en la figura 5.9 que muestra de forma cualitativa y cuantitativa el área cubierta por las tres simulaciones. De esta se puede desprender que a mayor flujo, mayor área húmeda, obteniendo un aumento de un 26 % y un 15 % respecto a los flujos másicos de agua de 1 kg/min y $0,67 \text{ kg/min}$ respectivamente. Esto se debe a que, al haber menor masa de agua inyectada, existen menos partículas que hacen contacto con la pared, lo que conlleva a que la suma de los diámetros de las gotas que humedezcan la pared disminuya.



(a) $0,67 \text{ kg/min.}$
Área cubierta: $1,05 \text{ m}^2$

(b) 1 kg/min.
Área cubierta: $1,15 \text{ m}^2$

(c) 4 kg/min.
Área cubierta: $1,32 \text{ m}^2$

Figura 5.9: Área cubierta con agua (azul) en la placa emisora en simulaciones con distintos flujos másicos de agua. Fuente: Elaboración propia.

Es importante destacar que, si bien en la tabla 5.4 muestra que a medida que se aumenta el flujo de agua, mayor es la humedad específica en la salida, al ser ponderada por la superficie que abarca la inyección se obtiene que existe mayor vapor producido por unidad de superficie al disminuir el flujo másico de agua. Esto puede verse reflejado al calcular el $Coe f_{hum}$ mostrado en la figura 5.10. Se puede observar que a medida que disminuye el flujo de agua, mayor es el coeficiente antes mencionado. El flujo de $0,67 \text{ kg/min}$ supera en un 8 % y un 13 % a los flujo que inyectan 1 kg/min y 4 kg/min respectivamente.

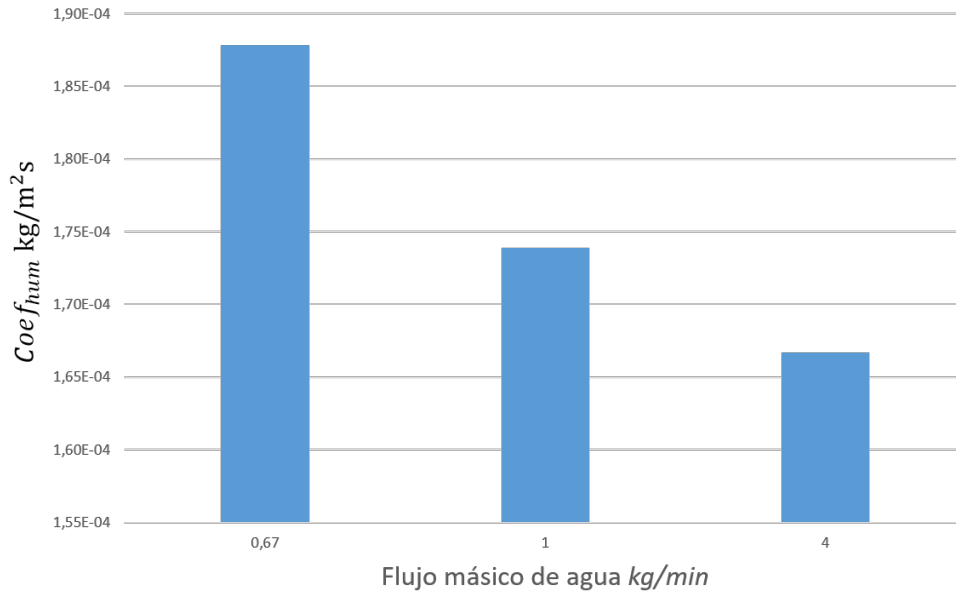


Figura 5.10: $Coe f_{hum}$ obtenidos para distintos flujos másicos de agua que ingresan al humidificador. Fuente: Elaboración propia.

Estos resultados tienen relación a la cantidad de gotas que ingresan al dominio en cada paso de tiempo, ya que al existir menos partículas de agua que impactan en la placa emisora, implica un mayor área disponible para que estas se propaguen sin afectar en gran medida a las demás gotas a su alrededor, provocando que exista una mayor transferencia de masa. Esto puede distinguirse en la figura 5.11 que muestra el valor promedio de la altura de película de agua formada en la pared PV en las distintas simulaciones del caso. Se observa que el mayor flujo másico de agua supera aproximadamente en tres y cinco veces a los flujos másicos de 1 kg/min y $0,67 \text{ kg/min}$.

Lo anterior también puede apreciarse en la temperatura T_{wall} mostrada en la tabla 5.4, en la cual al aumentar el flujo másico de agua se produce una disminución de dicha temperatura, esto quiere decir que a mayor masa en la pared, mayor será la disipación de calor.

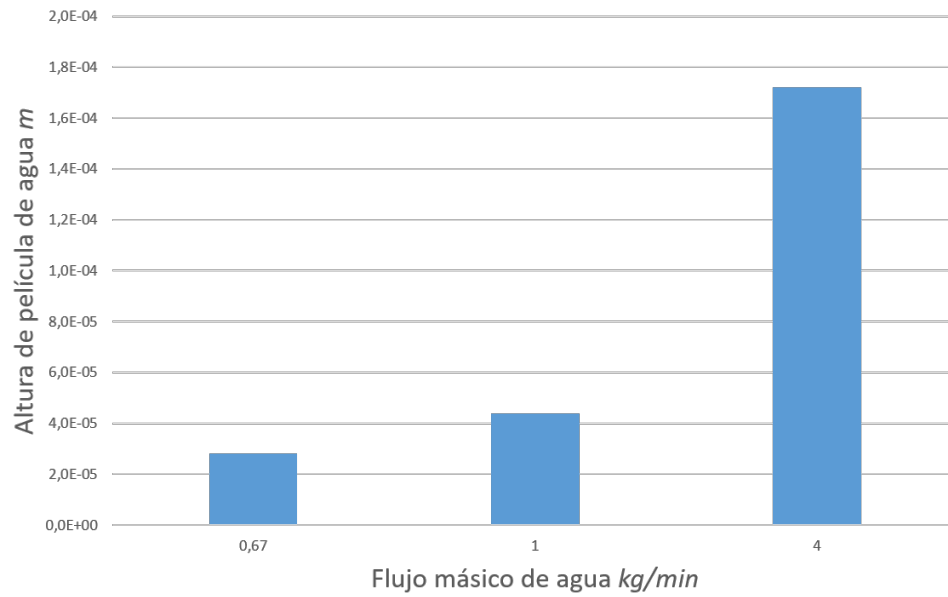


Figura 5.11: Altura promedio de película de agua formada en *pared PV* al simular con distintos flujos másicos de agua. Fuente: Elaboración propia.

5.2.6. Variación de ángulo de aspersión

En un cuarto caso se quiso buscar el efecto que provoca el cambio del ángulo de apertura de la inyección. Para esto se realizaron dos simulaciones: una primera simulación se hizo con un ángulo de apertura de 90° y en una segunda simulación con un ángulo de apertura de 120° . Los valores obtenidos se muestran en la tabla 5.5.

Tabla 5.5: Resultados de la simulación correspondiente al *caso 4*.

Ángulo de apertura de inyección $^\circ$	T_{out} $^\circ C$	T_{wall} $^\circ C$	$\omega_{air,out}$ $kg/kg_{aire,seco}$	h_{conv} $W/m^2 K$	α_m $kg/m^2 s$
90	27,66	28,48	$1,277 \cdot 10^{-2}$	129,31	$0,68 \cdot 10^{-2}$
120	26,28	30,73	$1,342 \cdot 10^{-2}$	78,59	$1,07 \cdot 10^{-2}$

De los parámetros obtenidos en la tabla 5.5 se obtiene el $Coe_{f_{hum}}$ que se muestran en la figura 5.12, de la cual se extrae que al aumentar el ángulo de apertura de 90° a 120° , existe un aumento de $\sim 4 \cdot 10^{-5}$, equivalente a un 34 %.

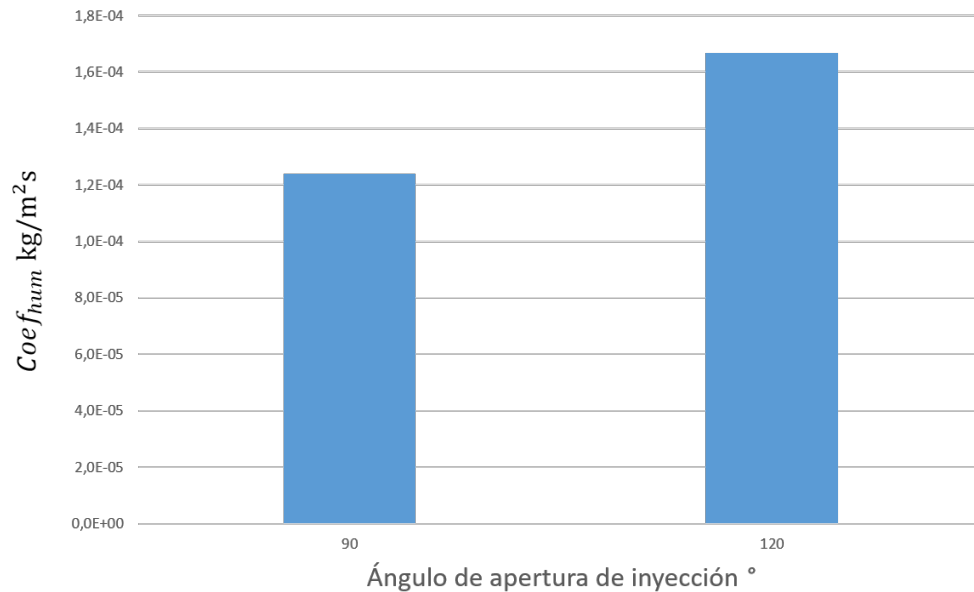
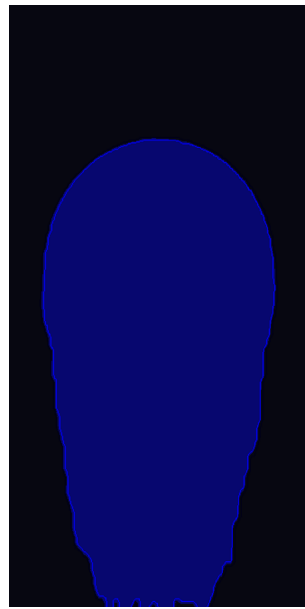
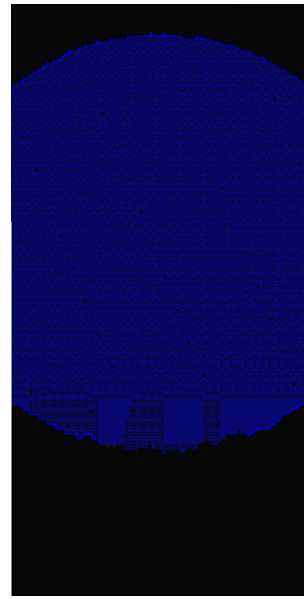


Figura 5.12: $Coe_{f_{hum}}$ obtenidos para dos ángulos de apertura del inyector dentro del humidificador. Fuente: Elaboración propia.

Este porcentaje de aumento se debe principalmente a dos factores. El primero tiene relación al área que se humedece en la pared PV. En la figura 5.13 se muestra el área afectada en cada simulación, en el cual se puede observar que la simulación con una apertura de 120° abarca un 47 % más de superficie mojada que el caso con 90° . Esto implica que las gotas tuvieron mayor propagación a través de la placa emisora, produciendo una mayor transferencia de masa. Como segundo factor es el espesor de la película de agua. Esto puede notarse en la figura 5.14 que muestra la altura promedio de la película de agua formada en la pared PV. De esta se extrae que al inyectar con una boquilla de 90° de apertura, la película de agua es un 59 % mayor que en el caso de 120° . Por lo tanto, es más eficiente inyectar el agua con una apertura de 120° .



(a) 90 °.
Área cubierta: 0,90m²



(b) 120 °.
Área cubierta: 1,32m²

Figura 5.13: Área cubierta con agua (azul) en la placa emisora a distintas ángulo de apertura del inyector. Fuente: Elaboración propia.

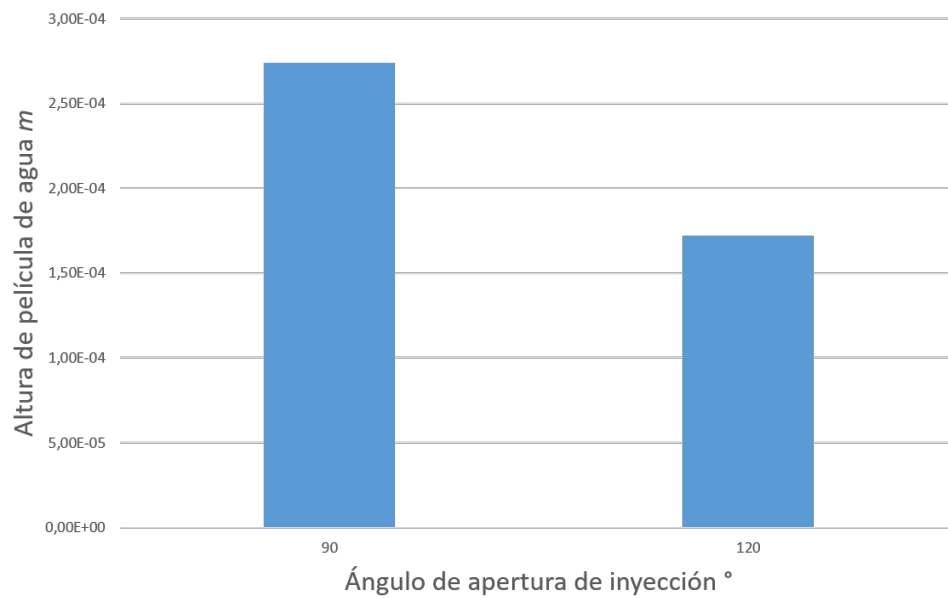


Figura 5.14: Altura promedio de la película de agua en la placa emisora de calor a distintas ángulos de apertura del inyector. Fuente: Elaboración propia.

Si se observa la T_{wall} en la tabla 5.5 se puede notar que con la menor apertura la temperatura es un 8 % menor, lo cual se condice con lo anteriormente descrito, con respecto a que existe una mayor transferencia de calor que de masa. Por otro lado, al ver la temperatura de salida del humidificador, se puede observar que tiene un comportamiento contrario a este, es decir, la boquilla con mayor ángulo de apertura posee una menor temperatura de aire en la salida. Esto se explica nuevamente por el área húmeda, ya que al existir un mayor contacto de agua con la placa emisora, implica una mayor absorción de energía, debido a la mayor capacidad calorífica del agua, provocando que exista un menor aumento de temperatura del aire que recorre la cámara.

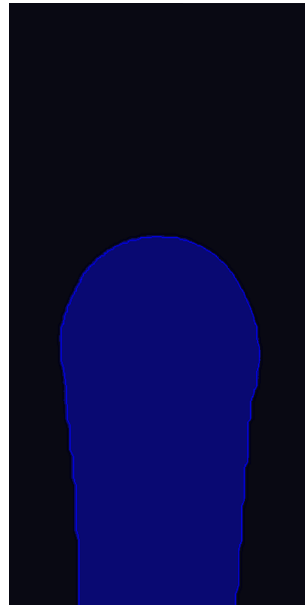
5.2.7. Variación de distancia entre placas

En este último caso de estudio, se quiere evaluar el impacto que posee el variar la distancia que existe entre la pared PV y la pared inferior 2. Para esto, se realizan dos simulaciones: una con una distancia de 10 *cm* y la otra con una distancia de 30 *cm* entre paredes. Cabe destacar que para la simulación de 10 *cm* de separación se realiza una nueva geometría y mallado (ver figura 4.18 y 4.19). Obteniendo los resultados de los parámetros mostrados en la tabla 5.6.

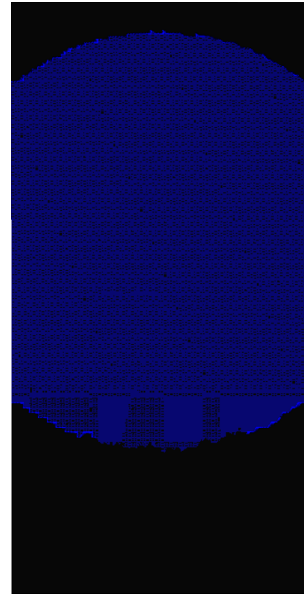
Tabla 5.6: Resultados de la simulación correspondiente al caso 5.

Distancia entre paredes <i>cm</i>	T_{out} °C	T_{wall} °C	$\omega_{air,out}$ $kg/kg_{aire,seco}$	h_{conv} W/m^2K	α_m kg/m^2s
10	28,86	30,00	$1,276 \cdot 10^{-2}$	89,46	$0,68 \cdot 10^{-2}$
30	26,28	30,73	$1,342 \cdot 10^{-2}$	78,59	$1,07 \cdot 10^{-2}$

Además de los parámetros antes mencionados se obtiene el área humedecida en las distintas simulaciones, estas se pueden ver en la figura 5.15. Se extrae que la superficie abarcada por la inyección con menor distancia entre paredes es un 81 % menos que la otra inyección. Era de esperar que existiera una menor área, ya que al poseer menos distancia, el cono proyectado tiene menor superficie.



(a) 10 cm.
Área cubierta: $0,73m^2$



(b) 30 cm.
Área cubierta: $1,32m^2$

Figura 5.15: Área cubierta con agua (azul) en la placa emisora a distintas distancias entre *pared PV* y *pared inferior 2*. Fuente: Elaboración propia.

Con el área ya obtenida y los parámetros obtenidos en la tabla 5.6 se puede calcular el Coe_{hum} . En la figura 5.16 muestra el coeficiente antes nombrado para las dos simulaciones del caso. De esta se extrae que si aumentamos la distancia, el vapor producido por superficie humedecida aumenta en un 66 %. Esto se puede explicar por algo semejante a lo ocurrido en el caso anterior, por un lado se tiene mayor área para que exista mayor interacción entre la placa emisora y el agua inyectada. Por otro lado, se tiene el mismo flujo másico inyectado, por lo tanto, se tiene una mayor concentración de agua en la superficie caliente. Lo anterior se puede ver en la figura 5.17 que muestra la masa total de la película de agua existente en cada simulación, se puede observar que la cantidad de masa en la simulación con menor distancia es mayor en un 92 %. Al unir estos dos factores implica que existe una mayor evaporación de agua en la simulación con una mayor distancia entre placas.

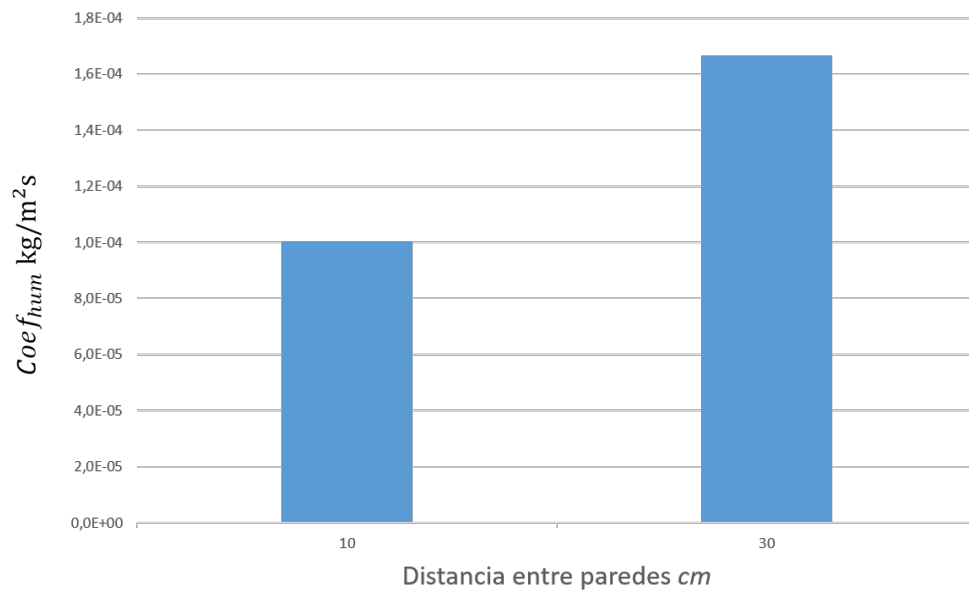


Figura 5.16: $Coef_{hum}$ obtenidos para distintas distancias entre la *pared PV* y *pared inferior 2*. Fuente: Elaboración propia.

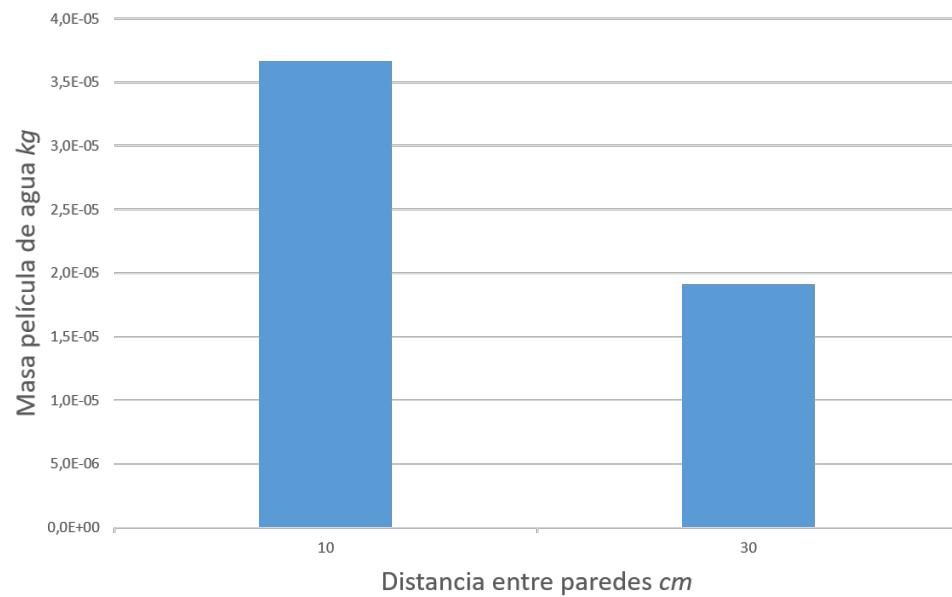


Figura 5.17: Masa total de la película de agua en la placa emisora de calor a distintas distancias entre paredes del humidificador. Fuente: Elaboración propia.

Al revisar la temperatura de salida en la tabla 5.6 se encuentra que existe una diferencia de $\sim 2,5^{\circ}C$ entre las dos simulaciones. Este aumento de temperatura se explica

por el área húmeda, ya que al tener mayor contacto el agua con la placa emisora, el agua disipa en mayor medida la energía que debió haber disipado el flujo de aire. Por otro lado, si se observa la T_{wall} , se tiene una menor temperatura en la simulación con menor distancia entre paredes, esto se explica por lo visto en la figura 5.17, al haber mayor concentración de masa de agua y este tener un alto calor específico, produce una mayor disminución de temperatura. Además al estar más cerca de la placa, la masa de agua que impacta en la pared es mayor en cada volumen de control, lo que conlleva a una mayor disipación.

5.2.8. Geometría

Respecto a la geometría con la que se realizaron todas las simulaciones de la cámara de humidificación se encontraron algunos problemas en el avance del flujo de aire. En la figura 5.18 se puede ver un corte transversal en la mitad del dominio en el plano XY, la escala mostrada corresponde a la velocidad del flujo de aire dentro del humidificador. En la esquina inferior izquierda se puede observar que existe una baja velocidad, llegando a valores cercanos a cero, provocando un aumento de temperatura a esa altura en la placa emisora de calor (ver figura 5.1c). Además en la sección inferior de la pared inferior 2, debido al gran cambio de dirección que se enfrenta el aire al ingresar a la cámara, se forma una recirculación del flujo.

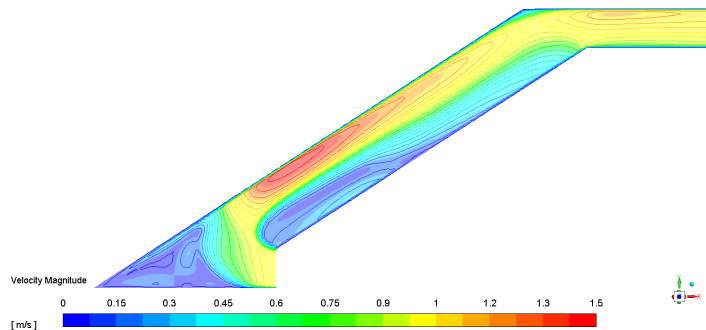


Figura 5.18: Gráfico de contorno del perfil de velocidad del flujo de aire en el centro del plano XY dentro de la cámara de humidificación. Fuente: Elaboración propia.

Una solución propuesta a esta problemática, es guiar el flujo de aire a la entrada del humidificador. Para esto, se debe instalar una placa en el interior del humidificador, específicamente en el sector del inconveniente, para así, bloquear el paso de aire y evitar esa recirculación y bajas velocidades. Además, se debería elevar la placa emisora

de calor para que calce con el cambio de dirección de flujo de aire. Lo anterior puede verse esquematizado en la figura 5.19.

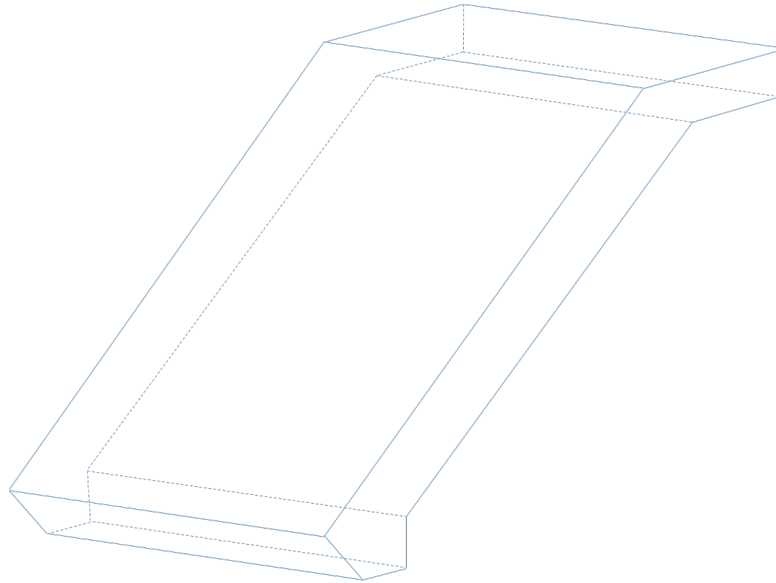


Figura 5.19: Esquema de propuesta de variación de geometría de cámara de humidificación con adición de placa para bloquear paso de aire y elevación de placa emisora. Fuente: Elaboración propia.

Otra solución es cambiar la geometría del humidificador, para esto se propone lo que se muestra en la figura 5.20, en la cual el flujo de aire ingrese desde el inferior de la cámara, y a través de un difusor propagar el aire de manera uniforme para que atravesase el interior del humidificador sin mayores perturbaciones. Finalmente el flujo de aire pasa a través de una tobera para concentrar el flujo y ser dirigido al siguiente equipo al que se requiera ser acoplado.

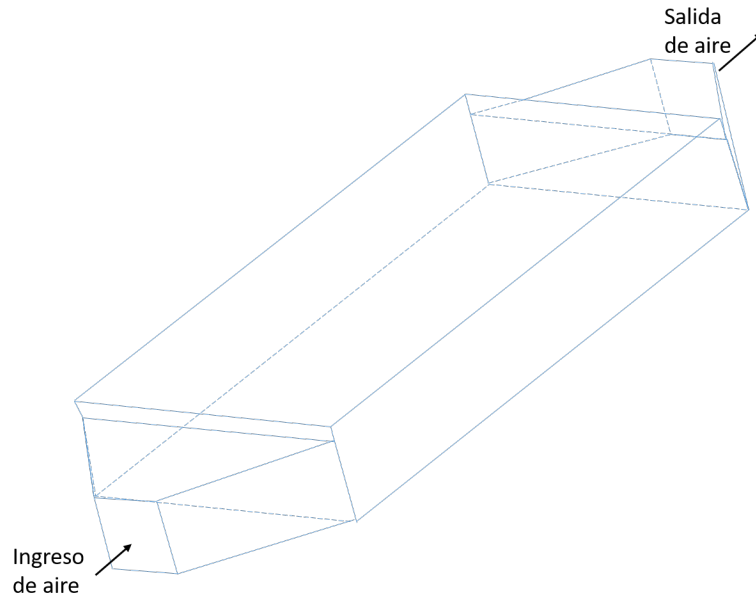


Figura 5.20: Esquema propuesto de cambio de geometría de la cámara de humidificación con adición de tobera y difusor en entrada y salida respectivamente. Fuente: Elaboración propia.

5.3. Propuesta final

Para evaluar el rendimiento del humidificador se evalúa la tasa de vapor de agua producido por unidad de área humedecida de la placa emisora, se realizan variaciones de cinco parámetros esenciales para evaluar el efecto que producen y obtener la mejor configuración. El primer caso evalúa la variación de la velocidad de inyección. En este se obtiene que el mejor rendimiento se logra con una velocidad inicial de inyección de $4,5 \text{ m/s}$.

En relación al caso de la variación del flujo de aire se obtiene que la mayor obtención de vapor de agua se consigue con el mayor flujo de aire, consiguiendo un 40 % más en comparación con el segundo mayor valor. Por otro lado, el caso de la variación del flujo másico de agua entrega que el mayor rendimiento se obtiene con el menor flujo agua. Si bien el rendimiento es mayor, pero dado que el agua proviene del deshumidificador se recomienda aumentar el flujo másico de agua para que exista una mayor recuperación de calor en el equipo antes mencionado, ya que no existe una baja considerable de rendimiento al aumentar el flujo dentro de los parámetros simulados.

Dentro de las simulaciones en el que se varía el ángulo de apertura del inyector, se encuentra que existe mayor producción de vapor al aumentar dicho ángulo, es por esto que, para obtener la mejor configuración se selecciona un ángulo de apertura de 120° , provocando una mayor cobertura de humectación. También se tiene el caso de simulación que varía la distancia entre paredes. Se desprende de este que existe un mejor rendimiento al tener los 30 *cm* de separación, ya que provoca una mayor área a la que se puede proyectar el inyector en la placa emisora. Además, permite que exista una menor cantidad de inyectores para cubrir la totalidad de la superficie.

Al ver los problemas que surgen al usar la geometría en que se hicieron todas las simulaciones anteriores, como la recirculación del flujo, el cual provoca un estancamiento del flujo de aire, implicando un aumento de temperatura en la placa emisora. Es por esto que se recomienda usar la geometría mostrada en la figura 5.20, ya que por un lado elimina la recirculación del flujo, ya que no existe ese cambio brusco de dirección que ocurría en el caso preliminar. Y por el otro lado, ayuda a que no existan puntos de alta temperatura, ya que el difusor produce que el aire abarque toda la placa emisora.

Para humedecer la totalidad del panel fotovoltaico, de un tamaño $2 \times 1 \text{ m}^2$, y según los datos obtenidos del área que cubre cada inyección, se recomienda instalar dos inyectores ubicados en una misma línea vertical para que el agua cubra la totalidad del panel (ver figura 5.21). Se muestra cuadro resumen en la tabla 5.7.

Tabla 5.7: Resumen de valores de mejor configuración de las variables características del humidificador analizadas.

Parámetro	Valor
Velocidad de inyección de gotas <i>m/s</i>	4, 5
Flujo másico de aire <i>kg/hr</i>	600
Flujo másico de agua <i>kg/min</i>	0, 67
Ángulo de apertura del inyector	120
Distancia entre inyector y panel fotovoltaico <i>mm</i>	300
Cantidad mínima de inyectores	2
Geometría	<i>B</i>

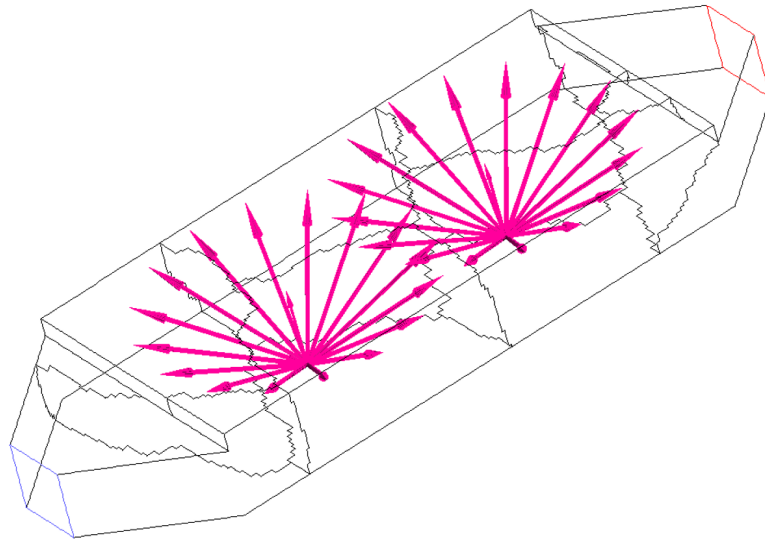


Figura 5.21: Esquema geométrico final con dos inyectores. Fuente: Elaboración propia.

Capítulo 6

Conclusiones y trabajos futuros.

6.1. Conclusiones

Después de estudiar los antecedentes relevantes encontrados en la literatura, se pudo comprender a través artículos experimentales que la disipación de calor por aspersión de agua está dentro de los que obtienen mejores rendimientos. También se entendió cuales son las características, relacionadas al aspersor, más influyentes en la disipación de calor. Por otro lado, se comprendió a través de artículos relacionados a la simulación y modelación, cuales deben ser las ecuaciones que deben estar consideradas en este trabajo de título, como la existencia de una película de agua en las paredes y cuales son las ecuaciones energéticas que esta involucra. Además se pudo comprender que este estudio puede ser resuelto a través de la dinámica de fluidos computacionales y que el software es capaz de representar lo anteriormente descrito.

Se logró desarrollar una simulación a través de la dinámica de fluidos computacionales, comprendiendo las ecuaciones que caracterizan un campo de flujo, los principales métodos multifásicos para la simulación de distintas fases, en este caso, agua líquida, vapor de agua y aire. Además, se revisaron los modelos de turbulencia recomendados en la literatura para encontrar un óptimo entre resolución numérica requerida y costo computacional. Todo lo anterior pudo realizarse mediante el software Ansys Workbench, el cual posee distintos sub-programas para realizar tanto la geometría, mado y resolver las ecuaciones que se requieran en la simulación numérica. Dentro del programa de cálculo se incluyeron distintos módulos, por un lado el módulo de Transporte de especies, para simular el aire húmedo (aire y vapor de agua), y por el otro el módulo de fase discreta, para simular el spray de gotas de agua. Además se uso el sub-

módulo Película de pared, que como bien dice su nombre, simula la película de agua que se forma al interactuar las gotas con alguna pared. Finalmente, se pudo realizar un acople entre todos estos módulos en el cual intercambian momento, calor y masa.

Dentro de los experimentos existentes en la literatura para realizar la validación, se encontró uno en que la temperatura de superficie no fuese tan alta (bajo el punto de ebullición del agua). Se caracterizó en el software el dominio físico, la características de inyección y las condiciones de borde apropiadas para simular. Al realizar la simulación con la metodología propuesta, se encontró una buena similitud con los datos entregados por el estudio experimental, obteniendo un error de aproximadamente un 5 % , por lo tanto, el método de simulación se considera validado.

Como último punto se realizaron distintas simulaciones variando parámetros de operación que afectan el funcionamiento de la cámara de humidificación. Entre estos se varió el flujo másico de agua y de aire, velocidad inicial de inyección de las gotas de agua, ángulo de apertura del inyector y la distancia que existe entre la pared emisora y el inyector. Se obtuvieron los parámetros de operación fundamentales, como la cantidad de flujo másico de aire y agua, para obtener la mayor cantidad de vapor de agua producido por unidad de superficie húmeda. Además se propuso la geometría del humidificador para evitar tener puntos de estancamientos y recirculaciones de aire que pueden bajar el rendimiento de la máquina. Finalmente el diseño que entrega el mayor rendimiento consta de una velocidad de inyección de $4,5 \text{ m/s}$. Un flujo másico de aire de 600 kg/hr con oportunidad de seguir aumentando ya que se observa una tendencia positiva. Un flujo másico de agua de $0,67 \text{ kg/min}$ con posibilidad de aumento sin perder mucho rendimiento, según los requerimientos del deshumidificador para la recuperación de calor. En cuanto a la apertura de la boquilla de aspersión se recomienda usar un ángulo de 120° para generar una mayor área húmeda. Con relación a la distancia entre el inyector y el panel fotovoltaico se recomienda una distancia mínima de 30 cm .

6.2. Trabajos futuros.

El estudio de fenómenos mediante la dinámica de fluidos computacionales ha sido de gran ayuda hoy en día, ya que permite obtener valores con errores relativamente bajos, sin tener que construir prototipos de alto costo para ir probando distintas mejoras de algún producto final. La cantidad de simulaciones realizadas permite tener un pack de datos considerables como primeras aproximaciones de lo que ocurriría al construir un prototipo de estas dimensiones.

Para éste trabajo se usaron algunos criterios para poder simplificar los cálculos, como el flujo de calor constante en la pared que simula un panel fotovoltaico y que no existen pérdidas de calor con el ambiente dentro de la cámara, también se elige un diámetro y velocidad inicial constante para todas las gotas. Para posibles trabajos futuros se recomienda acoplarlo a una simulación del panel fotovoltaico real, en el cual estén consideradas todas las capas que esta posee. También se pueden considerar tanto las pérdidas como ganancia al considerar el ambiente en las paredes restantes y ver como afectan el rendimiento del humidificador. Por otro lado, se puede investigar de forma experimental el patrón característico tanto de los diámetros como de la velocidades de las gotas de distintos aspersores para ser ingresados a la simulación como una característica de la inyección.

Otro punto a considerar en los futuros trabajos es la capacidad computacional en la cual se van a estar realizando los cálculos. Para el caso de éste trabajo se realizó con un procesador Intel Core i7-7700HQ y 12gb de RAM, se recomienda aumentar la cantidad de núcleos, frecuencia de este y memoria RAM, ya que el tiempo de simulación era aproximadamente de una semana.

Por otro lado, se entregan valores como coeficiente de transferencia de calor y masa que pueden ser de ayuda para ser incorporado en un modelo de cálculo termodinámico de la cámara de humidificación.

Bibliografía

- [1] W.-L. Cheng, Q.-N. Liu, R. Zhao, and H.-l. Fan, “Experimental investigation of parameters effect on heat transfer of spray cooling,” *Heat and mass transfer*, vol. 46, no. 8-9, pp. 911–921, 2010.
- [2] P. H. Gleick, “Water resources,” *Encyclopedia of climate, weather*, pp. 817–823, 1996.
- [3] ONU, “El derecho humano al agua y el saneamiento : Resolución aprobada por la asamblea general,” 2010.
- [4] OMS & UNICEF, “Drinking-water,” 2019.
- [5] C. VID, “Académicas u. de chile alertan sobre los problemas de escasez hídrica y sequía a nivel nacional,” 2020.
- [6] E. H. 2030, *Radiografía del agua*. 978-956-8200-42-8, Fundación Chile, 1st ed., 2018.
- [7] A. Panagopoulos, “Process simulation and techno-economic assessment of a zero liquid discharge/multi-effect desalination/thermal vapor compression (zld/med/tvc) system,” *International Journal of Energy Research*, vol. 44, no. 1, pp. 473–495, 2020.
- [8] L. T. Science, “What is the water cycle?.”
- [9] G. P. Narayan, M. H. Sharqawy, E. K. Summers, J. H. Lienhard, S. M. Zubair, and M. A. Antar, “The potential of solar-driven humidification–dehumidification desalination for small-scale decentralized water production,” *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 14, no. 4, pp. 1187–1201, 2010.

- [10] M. A. Reyes Valenzuela, “Diseño y construcción de equipo de desalinización por método de humidificación-deshumidificación (hdh) acoplado con energía solar,” B.S. thesis, Santiago/Universidad Técnica Federico Santa María, 2017.
- [11] Ingelibre, “Influencia de la irradiación y temperatura sobre una placa fotovoltaica,” 2014.
- [12] R. Barraza, M. Reyes, R. Ramirez, and F. Castillo, “Humidificador de aire para un sistema para destilar agua por humidificación-deshumidificación, que comprende un panel solar fotovoltaico, que posee una superficie anterior y una superficie posterior, una cámara de humidificación, unida a dicha superficie posterior de dicho panel solar fotovoltaico; sistema para destilar agua,” N° solicitud: 201901906, Sep 2019.
- [13] P. Smakulski and S. Pietrowicz, “A review of the capabilities of high heat flux removal by porous materials, microchannels and spray cooling techniques,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 104, pp. 636–646, 2016.
- [14] R.-H. Chen, L. C. Chow, and J. E. Navedo, “Effects of spray characteristics on critical heat flux in subcooled water spray cooling,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, no. 19, pp. 4033–4043, 2002.
- [15] R. Zhao, W.-l. Cheng, Q.-n. Liu, and H.-l. Fan, “Study on heat transfer performance of spray cooling: model and analysis,” *Heat and mass transfer*, vol. 46, no. 8-9, pp. 821–829, 2010.
- [16] A. Alkhedhair, H. Gurgenci, I. Jahn, Z. Guan, and S. He, “Numerical simulation of water spray for pre-cooling of inlet air in natural draft dry cooling towers,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, no. 2, pp. 416–424, 2013.
- [17] W. Ranz, W. R. Marshall, et al., “Evaporation from drops,” *Chem. eng. prog.*, vol. 48, no. 3, pp. 141–146, 1952.
- [18] J. H. Ferziger, *Computational methods for fluid dynamics*. Springer, 3rd ed., 2002.
- [19] F. M. White, *Mecánica de fluidos*. McGraw Hill, 5 ed., 2004.
- [20] O. Zikanov, *Essential Computational Fluid Dynamics*. John Wiley & Sons, 2010.

- [21] H. K. V. . W. Malalasekera., An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method. Longman Scientific & Technical, 1 ed., 1995.
- [22] A. Inc., ANSYS Fluent Theory Guide. 2019.
- [23] R. Miller, K. Harstad, and J. Bellan, “Evaluation of equilibrium and non-equilibrium evaporation models for many-droplet gas-liquid flow simulations,” International Journal of Multiphase Flow, vol. 24, no. 6, pp. 1025–1055, 1998.
- [24] S. S. Sazhin, “Advanced models of fuel droplet heating and evaporation,” Progress in energy and combustion science, vol. 32, no. 2, pp. 162–214, 2006.
- [25] D. W. Stanton and C. J. Rutland, “Modeling fuel film formation and wall interaction in diesel engines,” SAE transactions, pp. 808–824, 1996.
- [26] C. Mundo, M. Sommerfeld, and C. Tropea, “Droplet-wall collisions: experimental studies of the deformation and breakup process,” International journal of multiphase flow, vol. 21, no. 2, pp. 151–173, 1995.
- [27] A. Inc., ANSYS Fluent User’s Guide. 2019.
- [28] W.-L. Cheng, F.-Y. Han, Q.-N. Liu, R. Zhao, and H.-l. Fan, “Experimental and theoretical investigation of surface temperature non-uniformity of spray cooling,” Energy, vol. 36, no. 1, pp. 249–257, 2011.
- [29] C. E. Reviews, “Top 10 solar panels - latest technology 2020.”
- [30] A. S. GmbH, “Datasheet crystalline pv module asm6612p series,” 02 2016.
- [31] R. Díaz Santos, M. Castro Fernández, A. Santos Fuentesfría, and M. Vilaragut Llanes, “Análisis de la influencia del ángulo de inclinación en la generación de una central fotovoltaica,” Ingeniería Energética, vol. 39, pp. 146 – 156, 12 2018.
- [32] S. A. M. Silva, W. C. Muñoz, A. O. Bernardin, and G. J. Estévez, “Modelamiento térmico de un panel fotovoltaico con disipador de calor operando en el norte de chile,” 2013.
- [33] J. E. Aburto Valenzuela, “Rediseño de prototipo de desalinización solar con sistema hdh,” B.S. thesis, Santiago/Universidad Técnica Federico Santa María, 2018.
- [34] S. S. Co., Referencias Técnicas. Spraying Systems Co., 2008.

- [35] Y. A. Çengel; Afshin J. Ghajar, Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones. McGraw Hill, 5 ed., 2015.