



UNIVERSIDAD MICHOACANA DE SAN NICOLAS DE
HIDALGO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO

CARACTERIZACIÓN Y MODELO DE UNA UNIDAD
DE ENFRIAMIENTO CON ELEMENTOS MÓVILES
A TAMAÑO REDUCIDO

T E S I S

QUE PARA OBTENER POR EL TITULO DE:
Maestro en Ciencias de la Ingeniería Mecánica

PRESENTA:

Francisco Román Ortiz Bejar

Asesor de Tesis:

M.I. Hugo Cuauhtémoc Gutiérrez Sánchez

Coasesor de Tesis:

Dr. Carlos Rubio Maya



Morelia, Michoacán, Agosto de 2025

Resumen

En este trabajo, se busca caracterizar y modelar experimentalmente una unidad de enfriamiento con elementos móviles a escala. El modelo se desarrolla a partir de los datos obtenidos experimentalmente de la unidad de enfriamiento, y se buscó obtener una ecuación empírica que prediga la transferencia de calor en la unidad, mediante el uso de la técnica de análisis dimensional. La experimentación consiste en introducir un flujo de agua y aire a la unidad de enfriamiento a temperatura y flujos máscicos conocidos. Basándose en la medición de parámetros, principalmente las temperaturas de entrada y salida de los fluidos implicados. Para esto, se realizaron nueve experimentos siguiendo el método Taguchi. Este método sugiere el uso de dos factores, el factor A y el factor B. El factor A corresponde a las revoluciones por minuto (RPM) del ventilador, y el factor B corresponde a las RPM del motor que mueve las palas de la unidad de enfriamiento. Los experimentos consisten en mantener las RPM del ventilador constantes, mientras que las RPM del motor que agita el agua aumentan. Durante este proceso, se registran los valores de las temperaturas de los fluidos tanto a la entrada como a la salida. Estos valores se obtienen mediante un sistema de instrumentación que mide las propiedades físicas de los fluidos mientras la unidad está en funcionamiento. Con los valores obtenidos, se determina la ecuación que permite estimar la cantidad de calor que puede ser removida del agua caliente que ingresa a la unidad. Dicha ecuación predice con precisión el comportamiento térmico de la unidad de enfriamiento en la mayoría de los casos.

Palabras Clave: Convección, Coeficiente, Reynolds, Prandtl, Nusselt

Abstract

This work aims to experimentally characterize and model a scaled cooling unit with moving components. The model is developed based on experimental data obtained from the cooling unit, and an empirical equation was sought to predict heat transfer within the unit using the dimensional analysis technique. The experimentation involves introducing water and air flows into the cooling unit at known temperatures and mass flow rates, based primarily on the measurement of inlet and outlet temperatures of the involved fluids. To this end, nine experiments were conducted following the Taguchi method. This method suggests the use of two factors: Factor A and Factor B. Factor A corresponds to the fan's revolutions per minute (RPM), and Factor B corresponds to the RPM of the motor that moves the paddles of the cooling unit. The experiments consist of keeping the fan RPM constant while increasing the RPM of the motor that stirs the water. During this process, the fluid temperatures at the inlet and outlet are recorded using an instrumentation system that measures the physical properties of the fluids while the unit is operating. With the collected data, an equation is derived to estimate the amount of heat that can be removed from the hot water entering the unit. This equation accurately predicts the thermal behavior of the cooling unit in most cases.

Índice general

Planteamiento del problema.	1
Justificación	3
Antecedentes	5
Hipótesis	7
Objetivos	9
Metodología	11
1. Análisis de una Unidad de Enfriamiento con Elementos Móviles.	13
1.1. Intercambiadores de Calor y Torres de Enfriamiento.	13
1.1.1. Intercambiadores de Calor.	14
1.1.1.1. Flujo Paralelo.	14
1.1.1.2. Contra-flujo.	14
1.1.1.3. Flujo Cruzado.	14
1.1.2. Aplicaciones de los Intercambiadores de Calor.	15
1.1.2.1. Precalentadores.	15
1.1.2.2. Radiador.	15
1.1.2.3. Aire Acondicionado, Evaporador y Condensador.	15
1.1.2.4. Condensador de Vapor.	16
1.1.3. Torres de Enfriamiento.	16
1.1.3.1. Torre de Enfriamiento Atmosférica.	17
1.1.3.2. Torre de Enfriamiento Atmosférica sin Relleno.	17
1.1.3.3. Torre de Enfriamiento Atmosférica con Relleno.	17
1.1.3.4. Torre de Tiro Natural.	17
1.1.4. Torre de Tiro Mecánico.	17
1.1.4.1. Torres de Enfriamiento de Tiro Mecánico Inducido.	18
1.1.5. Aplicaciones de las Torres de Enfriamiento.	18
1.1.5.1. Industria Química.	18
1.1.5.2. Industria Farmacéutica.	19

1.1.5.3. Industria Alimentaria.	19
1.1.5.4. Industria del Plástico y Petrolera.	19
1.2. Análisis del Balance de Masa y Energía en una Unidad de Enfriamiento con Elementos Móviles.	19
1.2.1. Balance de Masa.	19
1.3. Análisis de Transferencia de Calor en una Unidad de Enfriamiento con Elementos Móviles	21
1.3.1. Transferencia de Calor por Convección en la Unidad de Enfriamiento.	22
1.3.1.1. Coeficiente Global de Transferencia de Calor en una Unidad de Enfriamiento con Elementos Móviles.	23
1.4. Análisis Dimensional.	24
1.4.1. Teorema Pi de Buckingham.	24
1.4.2. Determinación de los Grupos II.	25
1.4.3. Obtención de Grupos Adimensionales Para la Transferencia de Calor por Convección.	26
1.5. Regresión Logarítmica.	30
2. Equipos y Montaje Experimental.	33
2.1. Unidad de Enfriamiento con Elementos Móviles a Escala.	33
2.2. Material y Equipo Utilizado.	36
2.2.1. Ventilador Vivosun.	36
2.2.2. Conducto Flexible de Vivosun.	37
2.2.3. Arduino Uno.	38
2.2.4. Sensor DTH11.	38
2.2.5. Termopar B3950 NTC.	39
2.2.6. Motor de Cepillado Keenso.	40
2.2.7. Controlador de Motor de Cepillado de 24V a 250W	40
2.2.8. Juego Cadena-corona.	41
2.2.9. Fuente de Alimentación Conmutada AC 110V/220V a 24V.	41
2.2.10. Calentador Cinsa C-101.	42
2.3. Circuitos Para el Control del Motor DC y Medición de Temperatura y Humedad.	42
2.4. Códigos Para el Sistema de Control de la Unidad de Enfriamiento.	44
2.4.1. Código Para Controlar la Velocidad del Motor de la Unidad de Enfriamiento	48
2.5. Montaje del Experimento.	50
3. Desarrollo de la experimentación.	53
3.1. Método Taguchi.	53
3.2. Implementación del Método Taguchi en la Unidad de Enfriamiento con Elementos Móviles a Escala.	55
3.2.1. Definición del Problema.	55
3.2.2. Factores y Niveles.	55

3.2.3.	Matriz Ortogonal.	56
3.2.4.	Experimentación.	57
3.2.4.1.	Registro de Datos Obtenidos en la Experimentación. . .	57
3.3.	Monitoreo y Datos Obtenidos de la Experimentación.	60
3.3.1.	Datos Experimentales Registrados a 85 RPM de Giro de las Palas y 1000 RPM del Ventilador.	60
3.3.2.	Datos Experimentales Registrados a 152.6 RPM las Palas y 1000 RPM el Ventilador	63
3.3.3.	Datos Experimentales Registrados a 228.09 RPM las Palas y 1000 RPM el Ventilador	66
3.3.4.	Datos Experimentales Registrados a 85 RPM las Palas y 2000 RPM el Ventilador.	68
3.3.5.	Datos Experimentales Registrados a 152.6 RPM las Palas y 2000 RPM el Ventilador.	70
3.3.6.	Datos Experimentales Registrados a 228.09 RPM las Palas y 2000 RPM el Ventilador.	71
3.3.7.	Datos Experimentales Registrados a 85 RPM las Palas y 3000 RPM el Ventilador.	73
3.3.8.	Datos Experimentales Registrados a 152.6 RPM las Palas y 3000 RPM el Ventilador.	75
3.3.9.	Datos Experimentales Registrados a 228.09 RPM las Palas y 3000 RPM el Ventilador.	77
4.	Análisis de Datos Obtenidos en la Experimentación.	81
4.1.	Análisis de Datos	81
4.1.1.	Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada Para los Datos de 85 RPM las Palas y 1000 RPM el Ventilador.	82
4.1.2.	Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada Para los Datos de 152.06 RPM las Palas y 1000 RPM el Ventilador.	83
4.1.3.	Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada Para los Datos de 228.09 RPM las Palas y 1000 RPM el Ventilador.	83
4.1.4.	Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada Para los Datos de 85 RPM las Palas y 2000 RPM el Ventilador.	84
4.1.5.	Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada Para los Datos de 152.06 RPM las Palas y 2000 RPM el Ventilador.	85
4.1.6.	Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada Para los Datos de 228.09 RPM las Palas y 2000 RPM el Ventilador.	85

4.1.7. Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada, Para los Datos de 85 RPM las Palas y 3000 RPM el Ventilador.	86
4.1.8. Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada, Para los Datos de 152.06 RPM las Palas y 3000 RPM el Ventilador.	87
4.1.9. Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada, Para los Datos de 228.09 RPM las Palas y 3000 RPM el Ventilador.	87
4.2. Tratamiento de Datos.	88
4.3. Desarrollo de la Ecuación Para la Transferencia de Calor por Convección Mediante el Número de Nusselt.	89
4.3.1. Cálculo del Número de Reynolds.	93
4.3.2. Determinación de la Ecuación de Nusselt Mediante Regresión Logarítmica.	94
4.4. Cálculo del Coeficiente Convectivo.	95
4.5. Resultados y Análisis de las Transferencias de Calor con el Modelo. . . .	96
4.6. Transferencias de Calor en la Unidad de Enfriamiento por Agua, Aire, Evaporación y Convección.	100
4.7. Comparación Entre la Temperatura de Salida del Agua y la Temperatura Estimada por el Modelo.	102
5. Conclusiones y Recomendaciones.	105
5.1. Conclusiones.	105
5.2. Recomendaciones.	106
Bibliografía	107
A. Códigos para operar el Arduino	111
A.1. Código Para los Sensores de Humedad y Termistores de la Unidad de Enfriamiento	111
A.2. Código Para Controlar la Velocidad del Motor de la Unidad de Enfriamiento.	113
B. Tablas	115
C. Mediciones Para Pruebas Determinadas.	143
C.1. Análisis Experimental Sólo con el Ventilador en Operación.	143
C.2. Análisis Experimental Sólo con las Palas en Operación.	145
C.3. Análisis Experimental con la Unidad de Enfriamiento Aislada con Unicel de 1 cm de Espesor.	148
C.4. Análisis Experimental con la Unidad de Enfriamiento Aislada con Unicel de 5 cm de Espesor.	152
C.5. Análisis Experimental con un Mayor Número de Velocidades del Motor.	156

Índice de figuras

1.1. Flujos en la unidad de enfriamiento.	20
1.2. Transferencias de calor en la unidad de enfriamiento.	21
1.3. Diagrama de la unidad de enfriamiento	23
2.1. Unidad de enfriamiento.	34
2.2. Ventanillas de la unidad de enfriamiento y su altura.	34
2.3. Lado izquierdo de la unidad de enfriamiento.	35
2.4. Lado derecho de la unidad de enfriamiento.	35
2.5. Palas de la unidad de enfriamiento.	36
2.6. Ventilador de la unidad de enfriamiento.	36
2.7. Especificaciones del ventilador [17].	37
2.8. Conducto de aire vivosun.	37
2.9. Arduino Uno.	38
2.10. Sensor DTH11 [20].	39
2.11. Termopar B3950 NTC.	40
2.12. Motor de cepillado.	40
2.13. Controlador de motor de cepillado.	41
2.14. Juego cadena-corona.	41
2.15. Fuente de alimentación.	41
2.16. Cinsa deposito C-101 [21].	42
2.17. Esquema de conexión del circuito para medir la temperatura y humedad.	43
2.18. Conexión del motor al arduino uno.	43
2.19. Librerías.	44
2.20. Definición de pines y variables.	44
2.21. Configuración inicial.	45
2.22. Bucle principal.	46
2.23. Función para imprimir datos.	47
2.24. Función para convertir lecturas de termistores.	48
2.25. Define para el pin 5.	48
2.26. Configuración inicial "setup".	48
2.27. Bucle principal "loop".	49
2.28. Función para imprimir datos.	50
2.29. Diagrama de la instalación de la unidad de enfriamiento.	50

ÍNDICE DE FIGURAS

2.30. Válvula empleada en la unidad.	51
2.31. Ducto en la unidad de enfriamiento.	51
2.32. Sensores DTH11 colocados en la entrada y salida del aire en la unidad.	51
2.33. Termistores colocados en la entrada y salida de la unidad.	52
2.34. Transmisión de potencia de la unidad de enfriamiento.	52
3.1. Función de transmisor de datos de Excel.	57
3.2. Configuración de la hoja de datos.	58
3.3. Datos obtenidos y registrados en Excel por el Arduino.	59
3.4. Temperaturas del aire y agua registrados en Excel por el Arduino.	59
3.5. Humedades relativas del aire registrados en Excel por el Arduino.	60
3.6. Temperatura del agua a 85 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.	61
3.7. Temperatura del aire a 85 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.	62
3.8. Humedades relativas a 85 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.	63
3.9. Temperaturas del agua a 152.6 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.	64
3.10. Temperaturas del aire a 152.6 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.	65
3.11. Humedades relativas a 152.6 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.	65
3.12. Temperaturas del agua a 228.09 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.	66
3.13. Temperaturas del aire a 228.09 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.	67
3.14. Humedades relativas a 228.09 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.	67
3.15. Temperatura del agua a 85 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.	68
3.16. Temperatura del aire a 85 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.	69
3.17. Humedades relativas a 85 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.	69
3.18. Temperaturas del agua a 152.6 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.	70
3.19. Temperaturas del aire a 152.6 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.	70
3.20. Humedades relativas a 152.6 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.	71
3.21. Temperaturas del agua a 228.09 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.	72
3.22. Temperaturas del aire a 228.09 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.	72
3.23. Humedades relativas a 228.09 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.	73
3.24. Temperaturas del agua a 85 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.	74
3.25. Temperaturas del aire a 85 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.	74
3.26. Humedades relativas a 85 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.	75
3.27. Temperaturas del agua a 152.6 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.	76
3.28. Temperaturas del aire a 152.6 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.	76
3.29. Humedades relativas a 152.6 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.	77
3.30. Temperaturas del agua a 228.09 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.	78
3.31. Temperaturas del aire a 228.09 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.	78
3.32. Humedades relativas a 228.09 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.	79
4.1. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 85 RPM y el ventilador 1000 RPM.	82
4.2. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 152.06 RPM y el ventilador 1000 RPM.	83

4.3. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 228.09 RPM y el ventilador 1000 RPM.	84
4.4. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 85 RPM y el ventilador 2000 RPM.	84
4.5. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 152.06 RPM y el ventilador 2000 RPM.	85
4.6. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 228.09 RPM y el ventilador 2000 RPM.	86
4.7. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 85 RPM y el ventilador 3000 RPM.	86
4.8. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 152.06 RPM y el ventilador 3000 RPM.	87
4.9. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 228.09 RPM y el ventilador 3000 RPM.	88
4.10. Gráfica de diferencia de temperatura en función de la temperatura de entrada.	89
4.11. Gráfica de transferencia de calor del agua en función de la temperatura de entrada.	91
4.12. Número de Reynolds.	94
4.13. Comparación del número de Nusselt real(Nu) y número de Nusselt del modelo (Num).	95
4.14. Coeficiente de convección real y por el modelo.	96
4.15. Transferencias de calor por convección agrupadas 1000 RPM el ventilador.	97
4.16. Transferencias de calor por convección agrupadas a 2000 RPM el ventilador.	97
4.17. Transferencias de calor por convección agrupadas a 3000 RPM el ventilador.	98
4.18. Transferencias de calor por convección contra temperatura de agua de entrada a 1000 RPM el ventilador.	98
4.19. Transferencias de calor por convección contra temperatura de agua de entrada a 2000 RPM el ventilador.	99
4.20. Transferencias de calor por convección contra temperatura de agua de entrada a 3000 RPM el ventilador.	99
4.21. Todas las transferencias de calor en la unidad de enfriamiento a 1000 RPM el ventilador.	100
4.22. Todas las transferencias de calor en la unidad de enfriamiento a 2000 RPM el ventilador.	101
4.23. Todas las transferencias de calor en la unidad de enfriamiento a 3000 RPM el ventilador.	101
4.24. Temperatura del agua a la salida a 1000 RPM el ventilador.	102
4.25. Temperatura del agua a la salida a 2000 RPM el ventilador.	102
4.26. Temperatura del agua a la salida a 3000 RPM el ventilador.	103
C.1. Temperatura del agua solo con el ventilador en operación.	144
C.2. Temperatura registrada en la experimentación con sólo el giro de las palas a 85 RPM.	146

ÍNDICE DE FIGURAS

C.3. Temperatura registrada en la experimentación con sólo el giro de las palas a 101.2 RPM.	146
C.4. Temperatura registrada en la experimentación con sólo el giro de las palas a 122.4 RPM.	147
C.5. Temperatura registrada en la experimentación con sólo el giro de las palas a 137.5 RPM.	147
C.6. Datos experimentales registrados a 85 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.	149
C.7. Datos experimentales registrados a 101.2 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.	149
C.8. Datos experimentales registrados a 122.4 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.	150
C.9. Datos experimentales registrados a 137.5 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.	150
C.10. Transferencias de calor en la experimentación con unícel a 1 cm de espesor.	152
C.11. Datos experimentales registrados a 85 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.	152
C.12. Datos experimentales registrados a 101.2 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.	153
C.13. Datos experimentales registrados a 122.4 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.	153
C.14. Datos experimentales registrados a 137.5 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.	154
C.15. Transferencias de calor en la experimentación con unícel a 5 cm de espesor.	155
C.16. Datos experimentales registrados a 85 RPM de giro de las palas y 1000 RPM el ventilador.	156
C.17. Datos experimentales registrados a 101.2 RPM de giro de las palas y 1000 RPM el ventilador.	157
C.18. Datos experimentales registrados a 122.4 RPM de giro de las palas y 1000 RPM el ventilador.	157
C.19. Datos experimentales registrados a 137.5 RPM de giro de las palas y 1000 RPM el ventilador.	158
C.20. Datos experimentales registrados a 152.6 RPM de giro de las palas y 1000 RPM el ventilador.	158
C.21. Datos experimentales registrados a 167.7 RPM de giro de las palas y 1000 RPM el ventilador.	159
C.22. Datos experimentales registrados a 182.79 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.	159
C.23. Datos experimentales registrados a 197.89 RPM de giro de las palas y 1000 RPM el ventilador.	160
C.24. Datos experimentales registrados a 212.99 RPM de giro de las palas y 1000 RPM el ventilador.	160

C.25.Datos experimentales registrados a 228.09 RPM de giro de las palas y 1000 RPM el ventilador.	161
C.26.Transferencias de calor en la experimentación con mayor rango de velo- cidades.	164

Índice de tablas

1.1. Parámetros para la transferencia de calor convectiva en la unidad de enfriamiento.	27
3.1. Matriz ortogonal L9 (3^2) para los factores de medición y niveles.	56
3.2. Datos de todas las experimentaciones mediante el método Taguchi.	80
B.1. Temperatura removida al agua dependiendo de su temperatura de entrada.	115
B.2. Transferencia de calor removido al agua en función de su temperatura de entrada.	116
B.3. Flujo másico del aire.	116
B.4. Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de $32^\circ C$ de agua a la entrada.	117
B.5. Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de $34^\circ C$ de agua a la entrada.	117
B.6. Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de $36^\circ C$ de agua a la entrada.	118
B.7. Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de $38^\circ C$ de agua a la entrada.	118
B.8. Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de $38^\circ C$ de agua a la entrada.	119
B.9. Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de $40^\circ C$ de agua a la entrada.	119
B.10. Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de $42^\circ C$ de agua a la entrada.	120
B.11. Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de $44^\circ C$ de agua a la entrada.	120
B.12. Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de $46^\circ C$ de agua a la entrada.	120
B.13. Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de $46^\circ C$ de agua a la entrada.	121
B.14. Número de Reynolds.	121
B.15. Datos de la temperatura a $32^\circ C$ para encontrar el número de Nusselt.	121
B.16. Datos de la temperatura a $34^\circ C$ para encontrar el número de Nusselt.	122

B.17.Datos de la temperatura de $36^{\circ}C$ para encontrar el número de Nusselt .	122
B.18.Datos de la temperatura de $38^{\circ}C$ para encontrar el número de Nusselt. .	123
B.19.Datos de la temperatura de $40^{\circ}C$ para encontrar el número de Nusselt. .	123
B.20.Datos de la temperatura de $42^{\circ}C$ para encontrar el número de Nusselt. .	124
B.21.Datos de la temperatura de $44^{\circ}C$ para encontrar el número de Nusselt. .	124
B.22.Datos de la temperatura de $46^{\circ}C$ para encontrar el número de Nusselt. .	124
B.23.Datos de la temperatura de $48^{\circ}C$ para encontrar el número de Nusselt. .	125
B.24.Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $32^{\circ}C$	125
B.25.Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $34^{\circ}C$	125
B.26.Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $36^{\circ}C$	126
B.27.Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $38^{\circ}C$	126
B.28.Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $40^{\circ}C$	127
B.29.Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $42^{\circ}C$	127
B.30.Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $44^{\circ}C$	128
B.31.Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $46^{\circ}C$	128
B.32.Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $48^{\circ}C$	128
B.33.Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $32^{\circ}C$	129
B.34.Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $34^{\circ}C$	129
B.35.Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $36^{\circ}C$	130
B.36.Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $38^{\circ}C$	131
B.37.Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $40^{\circ}C$	131
B.38.Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $42^{\circ}C$	132
B.39.Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $44^{\circ}C$	132
B.40.Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $46^{\circ}C$	133
B.41.Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $46^{\circ}C$	133

B.42. Transferencias de calor por convección a 1000 RPM el ventilador (ordenados de menor a mayor temperatura).	134
B.43. Transferencias de calor por convección a 2000 RPM el ventilador (ordenados de menor a mayor temperatura).	135
B.44. Transferencias de calor por convección a 3000 RPM el ventilador (ordenados de menor a mayor temperatura).	136
B.45. Transferencias de calor en la unidad de enfriamiento a 1000 RPM el ventilador (ordenados de menor a mayor temperatura).	137
B.46. Transferencias de calor en la unidad de enfriamiento a 2000 RPM el ventilador (ordenados de menor a mayor temperatura).	138
B.47. Transferencias de calor en la unidad de enfriamiento a 3000 RPM el ventilador (ordenados de menor a mayor temperatura).	139
B.48. Temperatura del agua a la salida con el ventilador funcionando a 1000 RPM.	140
B.49. Temperatura del agua a la salida con el ventilador funcionando a 2000 RPM.	141
B.50. Temperatura del agua a la salida con el ventilador funcionando a 3000 RPM.	142
C.1. Cálculo de las transferencias de calor del aire y evaporación.	144
C.2. Cálculo de la transferencia de calor del agua.	145
C.3. Análisis experimental de transferencias de calor en la unidad de enfriamiento sólo con el ventilador.	145
C.4. Análisis experimental de transferencias de calor en la unidad de enfriamiento con sólo el giro de las palas.	148
C.5. Datos obtenidos en la experimentación con unícel de 1 cm de espesor.	151
C.6. Datos obtenidos en la experimentación con unícel de 1 cm de espesor.	151
C.7. Datos obtenidos en la experimentación con unícel de 5 cm de espesor.	154
C.8. Datos obtenidos en la experimentación con unícel de 5 cm de espesor.	155
C.9. Concentrado de datos promediados obtenidos en estas experimentaciones a diferentes velocidades del giro de las palas y con velocidad del ventilador constante a 1000 RPM.	162
C.10. Transferencias de calor en la experimentación con mayor rango de velocidad en las palas.	163

Plantamiento del Problema

Los pozos geotérmicos son utilizados para extraer el vapor, agua o una mezcla de ambos en un yacimiento geotérmico. La finalidad es utilizar la energía térmica que posee este fluido geotérmico. Dicha energía puede convertirse en energía eléctrica o en calefacción o en cualquier proceso que requiera calor. En varios casos las temperaturas que se van alcanzando al perforar un pozo son altas (más de 50°C), debido a que lo que se requiere es encontrar un fluido con alta temperatura. Esta alta temperatura provoca un calentamiento de varios equipos mencionando entre los más importantes; la barrena y la bomba de lodos. El fluido de perforación es el vehículo por el cual el calor es transportado a la superficie junto con los recortes de perforación. Los recortes de perforación son eliminados y el fluido es introducido nuevamente por la bomba de lodos hacia el pozo. Esta situación con el tiempo va a dañar la bomba de lodos por sobrecalentamiento. Una de las características principales de un pozo geotérmico es que su temperatura es variable, es decir, esta varía con la profundidad y las torres diseñadas normalmente funcionan para un rango de temperaturas. Por lo que se diseñó una unidad de enfriamiento para fluidos de perforación, que baja la temperatura del fluido geotérmico dependiendo a temperatura que esté entre a la unidad. Para alcanzar a enfriar el lodo de perforación a las temperaturas deseadas, la unidad tiene la capacidad de trabajar con rangos de temperatura y caudal variables. La unidad de enfriamiento para fluidos de perforación GREEN-ER/UMSNH- P32, demostró que efectivamente se puede trabajar con un rango de temperaturas variables. Se logró reducir la temperatura del fluido dependiendo de las RPM a las que operó el motor. Al realizar el modelo matemático y simular la transferencia de calor, se tuvo que desarrollar una ecuación empírica que predijera el comportamiento del mecanismo de transferencia de calor convectivo, pero al comparar los datos reales con los obtenidos por el modelo, se observaron algunas incongruencias. Esta diferencia se presume que es causada por la toma incorrecta de mediciones debido a condiciones no controladas, ya que se realizaron a las variantes condiciones ambientales y a la subsiguiente forma de toma de mediciones. Por lo que contar con datos más confiables es imperante para obtener un mejor modelo.

Justificación

Con el objetivo de contar con datos más confiables y así mejorar la precisión del modelo de transferencia de calor, se justifica la construcción de una unidad con elementos móviles a tamaño reducido. Esta unidad ha sido instrumentada adecuadamente para permitir el control preciso de la velocidad de giro de las palas, así como la medición de la temperatura de los fluidos que entran y salen de la unidad. La principal ventaja de esta unidad, es que permite obtener una mayor cantidad de datos experimentales en condiciones controladas, minimizando el impacto de las variaciones ambientales que afectan las mediciones en campo abierto. Al encontrarse en un espacio cerrado, es posible reducir de forma significativa el margen de error asociados a las variaciones ambientales. Por lo tanto, se logra una mejor caracterización y una mayor fiabilidad en los datos experimentales. Esto permite encontrar una ecuación empírica más precisa que prediga el comportamiento del mecanismo de transferencia de calor por convección.

Antecedentes

Al buscar en la literatura no se encuentra algo relacionado con unidades de enfriamiento con elementos móviles, y su transferencia de calor. Por lo general se encuentra información de intercambiadores de calor o sobre torres de enfriamiento, pero estos tratan sobre temas distintos.

Champness [1], revela un sistema de refrigeración transportable para enfriamiento de lodos de perforación en el curso de la perforación de fuentes geotérmicas o perforación de pozos profundos. El sistema de enfriamiento incluye un radiador, aspersores de agua y ventiladores. Tanto los rociadores de agua como los ventiladores son controlables en su velocidad.

Slaugther [2], menciona que el objeto de su invención es proporcionar una torre proporcionalmente más pequeña que las utilizadas hasta ahora para enfriar un volumen dado de líquido desde una temperatura conocida a una temperatura inferior requerida. Otro objeto es eliminar rejillas usadas hasta ahora cerca de las bases de las torres de refrigeración; y de ese modo reducir la altura de la línea de alimentación, y el costo de bombeo del líquido hacia la parte superior de la torre.

Seiji Sato [3], presenta un sistema donde utilizó una combinación de contenedores de lodo de gran superficie y suficiente equipo de enfriamiento de lodo para enfriar el lodo de retorno del pozo.

Barajas, Edson [4]. En este trabajo se obtuvieron resultados experimentales para la caracterización de una unidad de enfriamiento para fluidos de perforación, diseñada y construida por el Grupo de Eficiencia Energética y Energías Renovables (GREEN-ER) de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo (UMNSH). La experimentación se llevó a cabo en la planta híbrida geotérmica-solar de San Nicolás Simirao. Esta planta, localizada en el municipio de Zinapécuaro, Michoacán, cuenta con un pozo geotérmico de producción. La unidad de enfriamiento se integró a una de las líneas de circulación de fluido geotérmico, realizando las modificaciones y adaptaciones correspondientes para su instalación. Además, el sistema fue instrumentado para la medición de propiedades físicas de los fluidos. Se utilizó un sistema air-lift en el pozo, con el

objetivo de extraer fluido geotérmico a alta temperatura, el cual posteriormente fue introducido en la unidad de enfriamiento. Se variaron las tasas de flujo de aire en la unidad de enfriamiento, registrando los datos para su posterior análisis. Se observó que la unidad de enfriamiento es capaz de cumplir su función de enfriar el fluido de perforación geotérmico, para que éste sea recirculado a través de los diferentes equipos y elementos del sistema de circulación y no los dañe por exceso de temperatura.

Ortiz, Francisco [5]. Modeló con el software Engineering Equation Solver (EES) una unidad de enfriamiento para fluidos de perforación. Los resultados del modelo se compararon con los resultados experimentales obtenidos de una unidad diseñada y construida por el Grupo de Eficiencia Energética y Energías Renovables (GREEN-ER). La experimentación se basó en la caracterización de dicha unidad, principalmente de la obtención de parámetros de temperaturas de entrada y salida de los fluidos implicados, humedades relativas y flujos másicos. Con base en lo anterior, el modelo cuantifica la cantidad de calor que la torre de enfriamiento dinámica elimina del fluido de perforación (que es el objetivo principal de este dispositivo), la cantidad de calor que transfiere por evaporación del agua contenida en el fluido de perforación y que se mezcla con el aire, la cantidad de calor sensible que se transmite al aire y la cantidad de calor que se transmite por convección al medio ambiente. Para poder cuantificar la cantidad de calor que se transfiere por convección al medio ambiente, fue necesario desarrollar una ecuación apropiada para el número de Nusselt (Nu) en función de Reynolds (Re) y Prandtl (Pr).

A partir de la revisión de literatura anterior, se determina que se requiere ampliar la investigación en relación a las investigaciones anteriores, pero en este caso se diseñó, caracterizó y modeló una unidad de enfriamiento a tamaño reducido. Esta unidad de enfriamiento permite ciertas ventajas, como la posibilidad de realizar experimentos tantas veces como sea necesario, experimentar con distintas variables, y de este modo, obtener una mayor cantidad de datos experimentales. Esto permitirá obtener una ecuación más precisa para determinar la transferencia de calor.

Hipótesis

El desarrollar un modelo matemático basado en una gran cantidad de datos experimentales para una unidad de enfriamiento con elementos móviles a tamaño reducido, permitirá predecir con alto grado de confianza las variaciones de transferencia de calor que se dan a través de la unidad, además de responder eficazmente a las fluctuaciones del flujo másico y de la temperatura a las que estaría sujeta esta unidad.

Objetivos

Objetivo General

Caracterizar y modelar el comportamiento de una unidad de enfriamiento con elementos móviles a tamaño reducido, cuyo propósito es bajar la temperatura de un fluido mediante aire atmosférico y elementos móviles en el interior de la unidad, con el fin de aumentar su transferencia de calor por convección forzada.

Objetivos Específicos

- Caracterizar una unidad de enfriamiento con elementos móviles a escala.
- Hacer el modelo térmico de la unidad de enfriamiento.
- Desarrollar una ecuación para la transferencia de calor por convección apropiada para este dispositivo.
- Verificar el modelo con los datos experimentales obtenidos.

Metodología

Fases de estudio.

1. Revisión de la literatura científica relacionada con dispositivos de transferencia de calor. Especialmente con torres de enfriamiento o unidades de enfriamiento de fluidos de perforación.
2. Construcción de la unidad de enfriamiento.
3. Instrumentación de la unidad de enfriamiento.
4. Caracterizar la unidad de enfriamiento con elementos móviles a escala.
5. Proponer un modelo matemático.
6. Obtener una ecuación empírica que permita calcular la transferencia de calor convectiva.
7. Resultados y comparación de resultados (en caso de que el modelo no de buenos resultados se procede a volver al paso 5 el modelo matemático).
8. Análisis y conclusiones.

Análisis de una Unidad de Enfriamiento con Elementos Móviles.

Una unidad de enfriamiento con elementos móviles presenta un análisis similar al de una torre de enfriamiento, con la diferencia que agrega un mecanismo adicional de transferencia de calor, la convección. Esta transferencia adicional se debe a que las palas internas agitan el fluido dentro de la unidad, lo cual hace que haya un mayor intercambio de calor. Es importante analizar los mecanismos de transferencia de calor que influyen en la unidad con estas características. Si bien en la literatura se encuentran métodos para calcular la transferencia de calor en torres de enfriamiento, no existen referencias específicas para unidades con este tipo de mecanismos internos. Por ello, es necesario determinar las transferencias de calor en la unidad de enfriamiento mediante un análisis de transferencia de calor y masa. Estos análisis permiten determinar las transferencias de calor en la unidad de enfriamiento y las variables que influyen en estas transferencias. Las transferencias de calor que se encuentran presentes en las torres de enfriamiento y en la unidad de enfriamiento son las transferencias de calor por aire y evaporación. Existe información de cómo calcular estas transferencias. En cambio, no existe para la transferencia de calor por convección. Es necesario encontrar una ecuación empírica que ayude a determinar la transferencia de calor. Para encontrar una ecuación para la transferencia por convección, es necesario hacer un análisis dimensional que muestre las variables que tienen mayor influencia en esta transferencia de calor.

1.1. Intercambiadores de Calor y Torres de Enfriamiento.

La mayoría de los equipos diseñados para disminuir la temperatura de un fluido de trabajo están diseñados tomando en cuenta el análisis de transferencia de calor. Estos equipos normalmente son intercambiadores de calor, y torres de enfriamiento. Para diseñar estos equipos se tiene que tener en cuenta la capacidad nominal y el dimensionamiento. Los problemas de capacidad nominal tratan de la determinación de

1. ANÁLISIS DE UNA UNIDAD DE ENFRIAMIENTO CON ELEMENTOS MÓVILES.

la razón de transferencia de calor para un sistema existente a una diferencia específica de temperatura. Los problemas de dimensionamiento tratan con la determinación del tamaño de un sistema con el fin de transferir calor a una razón determinada para una diferencia específica de temperatura.

1.1.1. Intercambiadores de Calor.

En los sistemas que se libera energía en forma de calor, ocurre que el calor debe ser transferido de un lugar a otro. Normalmente, se utiliza un fluido como el medio en el que se transfiere el calor. Los intercambiadores de calor son los dispositivos que permiten realizar dicho proceso. Para que la transferencia de calor ocurra, los fluidos involucrados deben estar a temperaturas diferentes. Hay que recordar que el calor sólo se transfiere en una sola dirección, del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura. En los intercambiadores de calor, los fluidos utilizados no están en contacto entre ellos; el calor es transferido del fluido con mayor temperatura hacia el de menor temperatura al encontrarse ambos fluidos en contacto térmico con las paredes que los separan. En un intercambiador, la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa. Existen diferentes tipos de intercambiadores de calor; su clasificación más común es en función del flujo. Estos intercambiadores son flujo paralelo, cruzado y contra-flujo [6].

1.1.1.1. Flujo Paralelo.

El flujo paralelo es cuando el flujo interno o de los tubos y el flujo externo o de la carcasa ambos fluyen en la misma dirección. En este caso, los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección [6].

1.1.1.2. Contra-flujo.

El intercambiador de calor a contra-flujo, es cuando los dos fluidos fluyen en sentido opuesto. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos, ya que el fluido con menor temperatura sale en la misma dirección en la que entra el fluido con mayor temperatura, la temperatura del fluido más frío se aproximará a la temperatura del fluido de entrada. Este tipo de intercambiador resulta ser más eficiente que el intercambiador a flujo paralelo [6].

1.1.1.3. Flujo Cruzado.

El intercambiador de calor de flujo cruzado uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, esto es, uno de los fluidos pasa a través de tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90 grados. Los intercambiadores de flujo cruzado son comúnmente usados donde uno de los fluidos

presenta cambio de fase y por lo tanto se tiene un fluido pasado por el intercambiador en dos fases. Este intercambiador de calor, se utiliza para condensar grandes volúmenes de agua [6].

1.1.2. Aplicaciones de los Intercambiadores de Calor.

Los intercambiadores de calor se encuentran en muchos sistemas en la industria. Algunas de las aplicaciones más comunes se encuentran en sistemas de acondicionamiento de espacios, radiadores en máquinas de combustión interna, calderas, condensadores, y precalentadores o enfriamiento de fluidos. En este apartado se revisan los equipos más comunes donde se aplican los conceptos de transferencia de calor [6].

1.1.2.1. Precalentadores.

En sistemas de vapor de gran escala, o en sistemas donde se requieren grandes temperaturas, el fluido de entrada es comúnmente precalentado en etapas, en lugar de tratar de calentar dicho fluido en una sola etapa desde el ambiente hasta la temperatura final. El precalentamiento en etapas incrementa la eficiencia de la planta y minimiza el choque térmico de los componentes, que es el caso de inyectar fluido a temperatura ambiente en una caldera u otro dispositivo operando a alta temperatura. En el caso de sistemas de generación de vapor, una porción del vapor generado es sustraído y utilizado como fuente de calor para recalentar el agua de alimentación en etapas [6].

1.1.2.2. Radiador.

Normalmente, los intercambiadores de calor están pensados como dispositivos líquido a líquido solamente. Pero un intercambiador de calor es cualquier dispositivo que transfiere calor a partir de un fluido a otro fluido. Algunas plantas dependen de intercambiadores de calor aire a líquido. El ejemplo más familiar de un intercambiador de calor aire a líquido es un radiador de automóvil. El líquido refrigerante fluye por el motor y toma el calor expelido y lo lleva hasta el radiador. El líquido refrigerante fluye entonces por tubos que utilizan aire fresco del ambiente para reducir la temperatura del líquido refrigerante. Ya que el aire es un mal conductor del calor, el área de contacto térmico entre el metal del radiador y el aire se debe maximizar. Esto se hace usando aletas en el exterior de los tubos. Las aletas mejoran la eficacia de un intercambiador de calor y se encuentran comúnmente en la mayoría de los intercambiadores de calor del aire/líquido y en algunos intercambiadores de calor líquido/líquido de alta eficacia [6].

1.1.2.3. Aire Acondicionado, Evaporador y Condensador.

Todos los sistemas de aire acondicionado contienen por lo menos dos intercambiadores de calor, generalmente llamados evaporador y condensador. En cualquier caso, el

1. ANÁLISIS DE UNA UNIDAD DE ENFRIAMIENTO CON ELEMENTOS MÓVILES.

evaporador o el condensador, el refrigerante fluye en el intercambiador de calor y transfiere el calor, ya sea ganándolo o exponiéndolo al medio frío. Comúnmente, el medio frío es aire o agua. En el caso del condensador, el gas refrigerante caliente de alta presión se debe condensar a un líquido sub-enfriado. El condensador logra esto enfriando el gas al transferir su calor al aire o al agua. El gas enfriado es entonces condensado en líquido. En el evaporador, el refrigerante sub-enfriado fluye en el intercambiador de calor, y el flujo del calor se invierte, con el refrigerante relativamente frío absorbe calor del aire más caliente que fluye por el exterior de los tubos. Esto enfría el aire y hace hervir al refrigerante [6].

1.1.2.4. Condensador de Vapor.

El condensador del vapor es un componente importante del ciclo del vapor en instalaciones de generación de potencia. Es un recinto cerrado en el cual el vapor sale de la turbina y se fuerza para ceder su calor latente de la vaporización. Es un componente necesario del ciclo del vapor por dos razones. La primera, convierte el vapor usado nuevamente en agua para regresarla al generador o a la caldera de vapor como agua de alimentación. Esto baja el costo operacional de la planta permitiendo reutilizar el agua de alimentación, y resulta más fácil bombear un líquido que el vapor. La segunda razón, aumenta la eficiencia del ciclo permitiendo que el ciclo opere con los gradientes más grandes posibles de temperatura y presión entre la fuente de calor (caldera) y el sumidero de calor (condensador). Condensando el vapor del extractor de la turbina, la presión del extractor es reducida arriba de la presión atmosférica hasta un valor por debajo de ella, incrementando la caída de presión del vapor entre la entrada y la salida de la turbina de vapor. Esta reducción de la presión en el extractor de la turbina, genera más calor por unidad de masa de vapor entregado a la turbina, por conversión de poder mecánico. Ya que ocurre condensación, el calor latente de condensación se usa en lugar del calor latente de vaporización. El calor latente del vapor de la condensación se pasa al agua que atraviesa los tubos del condensador. Después de que el vapor condensa, el líquido saturado continúa transfiriendo calor al agua que se enfría al ir bajando hasta el fondo del condensador. Algunos grados de sub-enfriado previenen la cavitación de la bomba [6].

1.1.3. Torres de Enfriamiento.

Las torres de enfriamiento son estructuras diseñadas para disminuir la temperatura del agua y otros fluidos, que involucran los fenómenos de transferencia de calor y de masa. El principal uso de las torres de enfriamiento es bajar la temperatura del agua o fluido; para lograr bajar la temperatura del fluido, es importante que la gota del fluido tenga un tamaño menor durante su trayectoria o caída, aun que el área de la gota disminuye, se forman más gotas por lo que el área de contacto con el aire aumenta, lo cual se logra poniendo un aspersor o tobera que permiten la dispersión del agua en muchas gotas del fluido y así facilitar el proceso. La cantidad de calor extraído

para enfriar el agua depende de las condiciones climáticas del sitio de operación. Las condiciones más importantes son la altura sobre el nivel del mar, temperatura de bulbo seco y temperatura de bulbo húmedo. Existen distintos tipos de torres de enfriamiento según sus aspectos característicos que pueden ser por el tiro, la dirección de los flujos del agua y aire. En esta sección se abordarán brevemente algunos tipos de torres de enfriamiento [7], [8].

1.1.3.1. Torre de Enfriamiento Atmosférica.

Es una torre que depende de las condiciones atmosféricas en la ubicación donde se instala, ya que está en función de la velocidad y dirección en la que sopla el aire. Normalmente, el flujo de aire se cruza con el flujo de agua y así se aprovecha la transferencia de calor latente resultante de la evaporación del agua, y parte por transferencia de calor sensible. Existen dos tipos de estas torres, las cuales son por si tienen relleno en su interior o no [7], [8].

1.1.3.2. Torre de Enfriamiento Atmosférica sin Relleno.

El agua es distribuida en la parte superior de la misma a través de eyectores, rociando el agua en pequeñas partículas a fin de proporcionar un mayor contacto entre el agua y el aire. El agua desciende libremente, siendo recogida con menor temperatura en un tanque en la base de la torre [7], [8].

1.1.3.3. Torre de Enfriamiento Atmosférica con Relleno.

Esta torre es muy parecida a la anterior, pero con relleno interno generalmente, proporcionando así una mayor distribución del agua y una superficie mojada adicional. El agua cae a través del relleno y el aire atraviesa la torre lateralmente, en toda su altura [7], [8].

1.1.3.4. Torre de Tiro Natural.

Las torres de tiro natural tienen una chimenea situada en la parte superior del relleno, a fin de proporcionarse una gran altura y así lograr el tiro deseado. Gracias a la gran altura que cuentan aprovechan la diferencia de densidad entre el aire en su interior (que obtiene su calor del agua) y el aire en el exterior, para inducir el flujo natural [7], [8].

1.1.4. Torre de Tiro Mecánico.

Con ventiladores generalmente acomodados a los lados de la torre, los cuales presurizan obligando al aire a fluir a través de la sección evaporadora, venciendo la contra

1. ANÁLISIS DE UNA UNIDAD DE ENFRIAMIENTO CON ELEMENTOS MÓVILES.

presión estática ofrecida por ésta y por los demás elementos que se encuentran en su recorrido como boquillas, paredes y eliminadores de rocío. La principal ventaja del tiro forzado es que el ventilador se encuentra en contacto únicamente con aire ambiente que ingresa a la torre, permaneciendo seco y frecuentemente más accesible y poco elevado para inspección y mantenimiento. Entre mayor sea la turbulencia generada por la inyección de aire al interior, contribuye a una mejor transferencia de calor. La desventaja principal, es que su susceptibilidad a la recirculación debido a la baja velocidad del aire en la se en carga (por su mayor área), y su alta velocidad en la succión del ventilador [7], [8].

1.1.4.1. Torres de Enfriamiento de Tiro Mecánico Inducido.

Este tipo de torres utilizan ventiladores axiales operando en la parte superior de la torre de enfriamiento, mientras que el aire ingresa por la parte bajar. En este último caso la torre se apoya sobre soportes usualmente encima del tanque colector de agua fría. Bajo el ventilador, se alojan los eliminadores de rocío, que atrapan el agua arrastrada por la corriente de aire, a fin de proteger la transmisión, rotor y carcasa, y por supuesto, de minimizar las pérdidas de agua. El ventilador operando en esta posición es altamente eficiente. Gracias a los eliminadores de gotas modernos, cuya eficiencia en la captura es muy alta, en diseños de calidad el rotor permanece prácticamente seco y protegido, al igual que la transmisión. Este tipo de torre facilita grandemente el uso de un solo ventilador por celda, lo que tiene ventajas como la reducción de inventarios repuestos, la posibilidad de transmisiones más eficientes y duraderas como motor reductores, entre otras [7], [8].

1.1.5. Aplicaciones de las Torres de Enfriamiento.

La aplicación más importante de este principio se encuentra en el uso de las torres de enfriamiento para disminuir la temperatura de agua recirculada que usan los condensadores e intercambiadores de calor en las plantas químicas, plantas de energía y unidades de aire acondicionado [7], [8].

1.1.5.1. Industria Química.

En la industria química hay muchos casos de operaciones unitarias en los que se descarga agua caliente (condensadores o de otros aparatos), donde el valor de esta agua es tal que es más económico enfriarla y volver a utilizarla antes que descargarla como inútil. Este enfriamiento se efectúa poniendo en contacto el agua con aire sin saturar en condiciones tales que el aire se humidifica y el agua se enfría aproximadamente a la temperatura del termómetro de bulbo húmedo. Este método se utiliza únicamente en el caso en que la temperatura del termómetro húmedo para el aire es más baja que la temperatura que se quiere que alcance el agua que sale [7], [8].

1.1.5.2. Industria Farmacéutica.

Los ciclos térmicos son cruciales en la industria farmacéutica: muchos procesos requieren eliminar el calor no utilizado o producido en exceso para poder continuar y completar el proceso. Las torres de enfriamiento son a menudo un componente clave de los procesos de la industria farmacéutica, su rendimiento depende de la eficacia y eficiencia con que se utilice el agua de enfriamiento. Muchos de los procesos más importantes de la industria farmacéutica generan calor y requieren un sistema de refrigeración adecuado. Algunos de los procesos farmacéuticos clave requieren un sistema de refrigeración eficiente [7], [8].

1.1.5.3. Industria Alimentaria.

En el caso de la industria alimentaria, los sistemas de enfriamiento se utilizan también para procesos de pasteurización y esterilización. En el sector de alimentos y bebidas, muchos tipos de industrias utilizan torres de enfriamiento e intercambiadores de calor [7], [8].

1.1.5.4. Industria del Plástico y Petrolera.

El calor es el factor clave en la industria de los termo-plásticos y el caucho: estos materiales se calientan y moldean para formar cualquier forma. La eficiencia de las torres de enfriamiento es decisiva en este proceso. Las torres de enfriamiento se emplean en muchas de estas industrias para muchos propósitos, desde el enfriamiento por agua de moldeo por inyección de plástico hasta el moldeo de poliestireno. Son adecuadas para todas las aplicaciones de la industria termoplástica [7], [8].

1.2. Análisis del Balance de Masa y Energía en una Unidad de Enfriamiento con Elementos Móviles.

1.2.1. Balance de Masa.

Para realizar el balance de masa en una unidad de enfriamiento, se identifican los flujos de masa que entran y salen de la unidad. En este caso los flujos que entran a la unidad son agua, aire y una mezcla de vapor de agua en la Figura 1.1, se puede observar por donde entran y salen los flujos de la unidad.

1. ANÁLISIS DE UNA UNIDAD DE ENFRIAMIENTO CON ELEMENTOS MÓVILES.

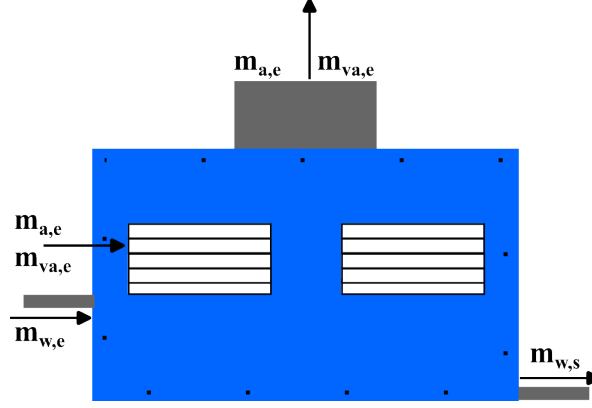


Figura 1.1. Flujos en la unidad de enfriamiento.

Una vez que se identifican los flujos se aplica la ley de la conservación de la materia. Entonces el balance de masa quedará de la siguiente manera:

$$\sum \dot{m}_{entrada} - \sum \dot{m}_{salida} = \left(\frac{dm}{dt} \right)_{sistema} \quad (1.1)$$

Al suponer que el balance de masa esta en estado estable, queda expresado de la siguiente forma:

$$\dot{m}_{w,e} + \dot{m}_{a,e} + \dot{m}_{va,e} = \dot{m}_{w,s} + \dot{m}_{a,s} + \dot{m}_{va,s} \quad (1.2)$$

Donde el flujo másico de agua es $\dot{m}_w$, de aire $\dot{m}_a$ y vapor de agua es $\dot{m}_{va}$ en la ecuación 1.2. Suponiendo que el aire no arrastra agua, entonces la masa de aire a la entrada va a ser igual a la masa de aire a la salida.

$$\dot{m}_{ae} = \dot{m}_{as} = \dot{m}_a \quad (1.3)$$

Las ecuaciones para los flujos másicos de la unidad son las siguientes [9]:

$$\dot{m}_w = \rho_{agua} AV \quad (1.4)$$

$$\dot{m}_a = \rho_{aire} AV \quad (1.5)$$

$$\dot{m}_{va} = \dot{m}_a (\omega_s - \omega_e) \quad (1.6)$$

Los datos experimentales van a proporcionar el flujo másico del agua ($\dot{m}_w$), el área de entrada y salida de todos los flujos. En el flujo másico de vapor de agua que es la Ecuación 1.6, se necesitan las humedades específicas, tanto en la entrada (ω_s) como a la salida (ω_e). Estas humedades específicas ayudan a determinar la cantidad de vapor que hay en el aire. La humedad específica, se determina a partir de la humedad relativa y temperatura medidas por los sensores.

1.3. Análisis de Transferencia de Calor en una Unidad de Enfriamiento con Elementos Móviles

La transferencia de calor en la unidad de enfriamiento, también se determina a partir de la primera ley de la termodinámica.

$$\dot{E}_{entra} - \dot{E}_{sale} - \dot{Q} - \dot{W} = 0 \quad (1.7)$$

En este análisis, el trabajo ($\dot{W}$) no se considera, ya que el objetivo principal es determinar únicamente las transferencias de calor en la unidad de enfriamiento.

$$(\dot{E}_{entra} - \dot{E}_{sale})_{agua} = (\dot{E}_{entra} - \dot{E}_{sale})_{aire} + (\dot{E}_{entra} - \dot{E}_{sale})_{vapor\ de\ agua} + \dot{Q}_{ambiente} \quad (1.8)$$

Como la energía térmica, se puede tratar como calor. La ecuación se puede expresar en términos de calor [10].

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_a + \dot{Q}_{va} + \dot{Q}_c \quad (1.9)$$

En la Figura 1.2, se puede observar cómo interactúan las transferencias de calor en la unidad de enfriamiento.

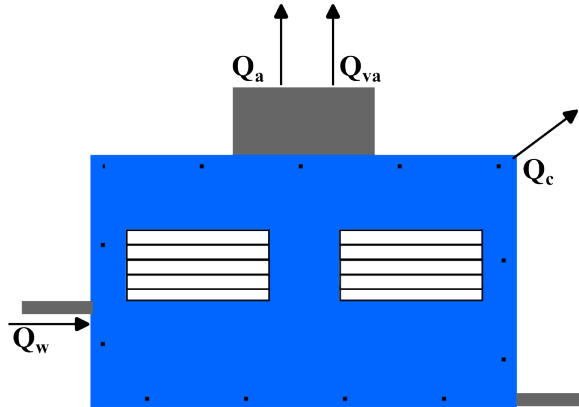


Figura 1.2. Transferencias de calor en la unidad de enfriamiento.

Las ecuaciones para calcular las transferencias de calor en la unidad son los siguientes [10]:

1. ANÁLISIS DE UNA UNIDAD DE ENFRIAMIENTO CON ELEMENTOS MÓVILES.

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w C_{p_w} (T_{w,e} - T_{w,s}) \quad (1.10)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a C_{p_a} (T_{a,e} - T_{a,s}) \quad (1.11)$$

$$\dot{Q}_{va} = \dot{m}_a (\omega_s h_{va,s} - \omega_e h_{va,e}) \quad (1.12)$$

$$\dot{Q}_c = U A_s (T_s - T_\infty) \quad (1.13)$$

Donde C_{p_w} es el calor específico del agua, C_{p_a} el calor específico del aire, U es el coeficiente global de transferencia de calor, T_s es la temperatura del agua a la entrada de la unidad, T_∞ la temperatura del medio ambiente y A_s es el área total de transferencia de calor. La mayoría de las propiedades se encuentran en la literatura, algunas otras ya se conocen a partir de la experimentación y el área total de transferencia de calor se puede calcular a partir de las dimensiones de la unidad. La única variable que se desconoce y se determinará a partir de la experimentación, es el coeficiente global de transferencia de calor. Este coeficiente global depende de del coeficiente convectivo exterior, del coeficiente conductivo, y del coeficiente convectivo interior.

1.3.1. Transferencia de Calor por Convección en la Unidad de Enfriamiento.

La ecuación 1.13 tiene dos parámetros muy importantes que se necesitan conocer para poder llevar a cabo su cálculo. Estos dos parámetros son el área total de transferencia de calor A_s y el coeficiente global de transferencia de calor U . El área se puede calcular de la siguiente forma:

$$A_s = A_l + A_i \quad (1.14)$$

Donde A_l es el área de los lados, A_i es el área del piso. Las ecuaciones para calcular estas áreas son las siguientes:

$$A_l = (2b + 2l)a \quad (1.15)$$

$$A_i = Lb \quad (1.16)$$

En la Figura 1.3, se presenta un diagrama de la unidad de enfriamiento para observar cómo se obtuvieron las ecuaciones para el cálculo de estas áreas. Donde b es el ancho, L la longitud y a es el nivel del fluido dentro de la unidad de enfriamiento.

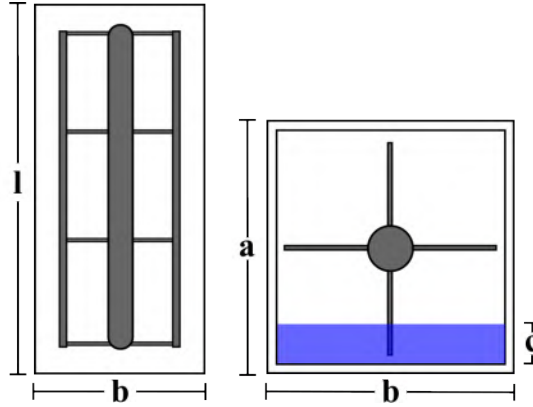


Figura 1.3. Diagrama de la unidad de enfriamiento

De esta forma se conoce el área de transferencia de calor de la unidad de enfriamiento, donde se puede observar que solo se toma en cuenta el área del fluido. Ahora solo falta determinar el coeficiente global de transferencia de calor.

1.3.1.1. Coeficiente Global de Transferencia de Calor en una Unidad de Enfriamiento con Elementos Móviles.

Es de suma importancia conocer el coeficiente global de transferencia de calor de la unidad de enfriamiento, para así calcular la transferencia de calor por convección en la unidad. El coeficiente global de transferencia de calor de la unidad de enfriamiento esta definido como [11]:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_0} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_i} \quad (1.17)$$

L es el espesor de la lámina con la que se construyó la torre de enfriamiento, k es la conductividad térmica de la lámina, h_0 es el coeficiente convectivo exterior, y h_i el coeficiente convectivo interior. Debido a que el espesor de la lámina es muy pequeño (un octavo de pulgada) y la temperatura de la lámina del interior y exterior es prácticamente el mismo (la conductividad es muy alta), la cantidad L/k se considera despreciable. Por lo que ecuación se reduce a:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_0} + \frac{1}{h_i} \quad (1.18)$$

También se desprecia la resistencia al flujo de calor debido al coeficiente convectivo exterior, porque la velocidad del viento es nula, ya que la unidad se encuentra en un espacio cerrado. Entonces, la única variable que desconocemos es el coeficiente convectivo interior h_i . Por lo tanto el coeficiente global de transferencia de calor sería igual al coeficiente convectivo interior (h_i).

$$U = h_i \quad (1.19)$$

y

$$\dot{Q}_{ambiente} = \dot{Q}_{convectivo} \quad (1.20)$$

Uno de los principales objetivos para contar con un buen modelo, es encontrar el coeficiente convectivo interior, el cual está influenciado directamente por el movimiento de las palas dentro de la unidad. No se encontró en la literatura ninguna correlación que brindara dicha información (un recipiente el cual es agitado por medio de un elemento rotativo con palas). Por lo que se tendrá que desarrollar una ecuación para encontrar el coeficiente de convección adecuado.

1.4. Análisis Dimensional.

El análisis dimensional permite encontrar una relación funcional para determinar la transferencia de calor por convección en la unidad de enfriamiento. En el análisis se deben especificar los parámetros que son importantes en la determinación de la transferencia de calor por convección. La transferencia de calor por convección en la unidad de enfriamiento depende de parámetros geométricos, como la longitud de las palas y el área transversal del flujo, así como de propiedades físicas y térmicas del fluido a enfriar, velocidad del flujo y velocidad de las palas. Esta es la longitud característica (L_c), densidad del fluido (ρ), la viscosidad del fluido (μ), la conductividad térmica del fluido (k), la velocidad con la que las palas arrastran el fluido (V), la temperatura de entrada del fluido (T_e), el coeficiente de transferencia de calor por convección (h) y finalmente la diferencia de temperaturas del fluido (ΔT). Con estas variables se puede escribir una ecuación simbólica de la transferencia de calor por convección (Q_c) [12]:

$$Q_c = f(L_c, \rho, \mu, k, V, T_e, h, \Delta T) \quad (1.21)$$

Para encontrar una relación funcional de la transferencia de calor por convección en la unidad de enfriamiento, se debe emplear el teorema Pi de Buckingham. Este enunciado da la relación entre una función expresada en términos de parámetros dimensionales y una función relacionada expresada en términos de parámetros no dimensionales [12].

1.4.1. Teorema Pi de Buckingham.

Un problema físico en el cual el parámetro dependiente es una función de $n - 1$ parámetros independientes, se puede expresar como la relación entre las variables en forma funcional [12]:

$$q_1 = f(q_2, q_3, \dots, q_n) \quad (1.22)$$

donde q_1 es el parámetro dependiente y $q_2, q_3, \dots, q_n$ son los $n - 1$ parámetros independientes. Matemáticamente, se puede expresar la relación funcional en la siguiente forma equivalente [12]:

$$g(q_1, q_2, \dots, q_n) = 0 \quad (1.23)$$

donde g es una función no especificada, diferente de f . Para la transferencia de calor por convección, al escribir la ecuación simbólica:

$$Q_c = f(L_c, \rho, \mu, k, V, T_e, h, \Delta T) \quad (1.24)$$

ó

$$g(L_c, \rho, \mu, k, V, T_e, h, \Delta T) = 0 \quad (1.25)$$

Debido a que el interés principal es analizar la interacción entre las variables del sistema de enfriamiento desde un enfoque adimensional, sin predecir directamente el valor de $\dot{Q}_c$, se opta por no considerar $\dot{Q}_c$ como parámetro dependiente. De esta forma, se estudia la relación funcional entre los demás parámetros mediante una formulación completamente adimensional. Entonces, los n parámetros pueden agruparse en $n - m$ razones adimensionales independientes, o parámetros Π , lo que se expresa en forma funcional mediante [12]:

$$G(\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_{n-m}) = 0 \quad (1.26)$$

ó

$$\Pi_1 = G_1(\Pi_2, \Pi_3, \dots, \Pi_{n-m}) \quad (1.27)$$

El número m suele ser, aunque no siempre, igual al número mínimo de dimensiones independientes requeridas para especificar las dimensiones de todos los parámetros, $q_1, q_2, \dots, q_n$. El teorema no predice la forma funcional de G o G_1 . La relación funcional entre los parámetros Π adimensionales independientes debe determinarse de manera experimental. Los $n - m$ parámetros Π no son únicos. Un parámetro Π no es independiente si puede formarse a partir de un producto a cociente de los demás parámetros del problema [12].

1.4.2. Determinación de los Grupos Π .

Los seis pasos para determinar los parámetros Π tomados de la referencia [12] son:

1. Lista todos los parámetros implicados. (Sea n el número de parámetros.) Si no se incluyen todos los parámetros pertinentes, puede obtenerse una relación, pero ésta no estará completa. Si se incluyen parámetros que en realidad no afectan el fenómeno físico, el proceso del análisis dimensional mostrará que éstos no entran en la relación buscada, o bien, se obtendrán uno o más grupos adimensionales que, mediante los experimentos resultaran extraños.

1. ANÁLISIS DE UNA UNIDAD DE ENFRIAMIENTO CON ELEMENTOS MÓVILES.

2. Selecciona un conjunto de dimensiones fundamentales (primarias), esto es, MLt o FLt . (Para los problemas de transferencia de calor es posible que se necesite T para la temperatura, en este caso es necesaria, ya que es un problema de transferencia de calor).
3. Lista las dimensiones de todos los parámetros en términos de dimensiones primarias. (Sea r el número de dimensiones primarias.) Ya sea la fuerza o la masa pueden seleccionarse como una dimensión primaria.
4. Elije de la lista de parámetros un número de parámetros repetidos igual al número de dimensiones primarias, r , e incluya todas las dimensiones primarias. Ningún par de parámetros repetidos puede tener las mismas dimensiones netas diferenciándose solamente por el simple exponente; por ejemplo, no incluya una longitud (L) y un momento de inercia de una área (L^4) como parámetros repetidos. Los parámetros repetidos que se eligen pueden aparecer en todos los grupos adimensionales obtenidos; en consecuencia, no incluya el parámetro dependiente entre aquellos seleccionados en este paso.
5. Establece ecuaciones dimensionales combinando los parámetros elegidos en el paso 4 con cada uno de los otros parámetros a su vez, para formar grupos adimensionales. (Habrá $n - m$ ecuaciones.) Resuelva las ecuaciones dimensionales para obtener los $n - m$ grupos dimensionales.
6. Compruebe que cada grupo obtenido es adimensional.

La relación funcional entre los parámetros Π debe determinarse experimentalmente.

1.4.3. Obtención de Grupos Adimensionales Para la Transferencia de Calor por Convección.

Para encontrar la relación funcional para la transferencia de calor por convección, se emplea el teorema Pi de Buckingham. Primero, se listan todos los parámetros implicados, estos se muestran en la Tabla 1.1 columna (1). El segundo paso es seleccionar las dimensiones primarias de cada variable, estas dimensiones se pueden observar en la Tabla 1.1. columna (3).

Las variables repetidas son la longitud característica L_c , la densidad del fluido ρ , la viscosidad μ y la temperatura de entrada del fluido T_e . Se tiene que son 8 parámetros y 4 dimensiones primarias, entonces al aplicar $n - m$ donde n es el número de parámetros y m las dimensiones primarias se obtiene que son 4 grupos adimensionales. Para encontrar el primer grupo adimensional que es Π_1 se tiene que:

Tabla 1.1: Parámetros para la transferencia de calor convectiva en la unidad de enfriamiento.

Variable	Símbolo	Dimensión
1	2	3
Longitud característica	L_c	L
Densidad del fluido	ρ	$\frac{M}{L^3}$
Viscosidad del fluido	μ	$\frac{M}{Lt}$
Conductividad térmica del fluido	k	$\frac{LM}{t^3T}$
Velocidad del fluido	V	$\frac{L}{t}$
Temperatura de entrada del fluido	T_e	T
Coeficiente de transferencia de calor por convección	h	$\frac{M}{t^3T}$
Diferencia de temperaturas del fluido	ΔT	T

$$\begin{aligned}
\Pi_1 &= L_c^a \rho^b \mu^c T_e^d V^1 \\
&= (L)^a \left(\frac{M}{L^3}\right)^b \left(\frac{M}{Lt}\right)^c (T)^d \left(\frac{L}{t}\right)^1 \\
&= M^0 L^0 T^0 t^0
\end{aligned} \tag{1.28}$$

Al establecer las ecuaciones e igualando los exponentes de M , L , T y t . Se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$M : b + c = 0 \tag{1.29}$$

$$L : a - 3b - c + 1 = 0 \tag{1.30}$$

$$T : d = 0 \tag{1.31}$$

$$t : -c - 1 = 0 \tag{1.32}$$

Al resolver el sistema de ecuaciones para Π_1 , se obtienen los siguientes valores, $a = 1$, $b = 1$, $c = -1$ y $d = 0$. Al sustituir los valores de los exponentes en la Ecuación 1.33. y hacer los arreglos pertinentes, se encuentra el primer grupo de parámetros adimensionales:

1. ANÁLISIS DE UNA UNIDAD DE ENFRIAMIENTO CON ELEMENTOS MÓVILES.

$$\begin{aligned}\Pi_1 &= L_c^1 \rho^1 \mu^{-1} k^0 V^1 \\ &= \frac{L_c \rho V}{\mu} \\ &= Re\end{aligned}\tag{1.33}$$

Cómo se observa la forma de Π_1 es el número de Reynolds, entonces una de las variables de las cuales va a depender la transferencia de calor por convección en la unidad de enfriamiento es el número de Reynolds. De una forma similar se encuentra el parámetro Π_2 :

$$\begin{aligned}\Pi_2 &= L_c^a \rho^b \mu^c T_e^d k^1 \\ &= (L)^a \left(\frac{M}{L^3}\right)^b \left(\frac{M}{Lt}\right)^c (T)^d \left(\frac{LM}{t^3 T}\right)^1 \\ &= M^0 L^0 T^0 t^0\end{aligned}\tag{1.34}$$

Al establecer las ecuaciones e igualar los exponentes de M , L , T y t . Se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$M : b + c + 1 = 0\tag{1.35}$$

$$L : a - 3b - c + 1 = 0\tag{1.36}$$

$$T : d - 1 = 0\tag{1.37}$$

$$t : -c - 3 = 0\tag{1.38}$$

Al resolver el sistema de ecuaciones para Π_2 se obtienen los siguientes valores, $a = 2$, $b = 2$, $c = -3$ y $d = 1$. Al sustituir los valores de los exponentes en la ecuación 1.39, y hacer los arreglos pertinentes, se encuentra el segundo grupo de parámetros adimensionales:

$$\begin{aligned}\Pi_2 &= L_c^2 \rho^2 \mu^{-3} T_e^1 k^1 \\ &= \frac{L_c^2 \rho^2 k}{\mu^3} T_e\end{aligned}\tag{1.39}$$

Este grupo combina propiedades del fluido (ρ, μ, k) con la longitud característica (L_c) de la unidad y la temperatura de entrada del agua caliente (T_e). Esta forma indica que está relacionado con la transferencia de calor por convección, donde hay efectos viscosos y de conducción. Al buscar un grupo parecido en la literatura no se encontró un número con esa forma, pero si tiene una forma parecida a otros grupos como el número de Brinkman o Nusselt [13], [14].

Para el caso del tercer grupo de parámetros adimensionales, se tiene que:

$$\begin{aligned}
\Pi_3 &= L_c^a \rho^b \mu^c T e^d h^1 \\
&= (L)^a \left(\frac{M}{L^3}\right)^b \left(\frac{M}{Lt}\right)^c (T)^d \left(\frac{M}{t^3 T}\right)^1 \\
&= M^0 L^0 T^0 t^0
\end{aligned} \tag{1.40}$$

Al establecer las ecuaciones e igualar los exponentes de M , L , T y t . Se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$M : b + c + 1 = 0 \tag{1.41}$$

$$L : a - 3b - c = 0 \tag{1.42}$$

$$T : D - 1 = 0 \tag{1.43}$$

$$t : -c - 3 = 0 \tag{1.44}$$

Al resolver el sistema de ecuaciones para Π_3 se obtienen los siguientes valores, $a = 3$, $b = 2$, $c = -3$ y $d = 1$. Al sustituir los valores de los exponentes en la ecuación 1.45, y hacer los arreglos pertinentes, se encuentra el tercer grupo de parámetros adimensionales:

$$\begin{aligned}
\Pi_3 &= L_c^3 \rho^2 \mu^{-3} T e^1 h^1 \\
&= \frac{L_c^3 \rho^2 h}{\mu^3} T_e
\end{aligned} \tag{1.45}$$

Este grupo combina la transferencia de calor convectiva con la viscosidad del fluido. Se podría interpretar como un indicador del balance entre la energía térmica transferida del fluido y las resistencias viscosas. Este grupo adimensional tampoco se encontró en la literatura. Finalmente, para encontrar el cuarto grupo adimensional Π_4 , se tienen los siguientes parámetros adimensionales:

$$\begin{aligned}
\Pi_4 &= L_c^a \rho^b \mu^c T e^d \Delta T^1 \\
&= (L)^a \left(\frac{M}{L^3}\right)^b \left(\frac{M}{Lt}\right)^c (T)^d (T)^1 \\
&= M^0 L^0 T^0 t^0
\end{aligned} \tag{1.46}$$

Al establecer las ecuaciones e igualar los exponentes de M , L , T y t . Se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$M : b + c = 0 \tag{1.47}$$

$$L : a - 3b - c = 0 \tag{1.48}$$

$$T : d + 1 = 0 \tag{1.49}$$

$$t : -c = 0 \tag{1.50}$$

1. ANÁLISIS DE UNA UNIDAD DE ENFRIAMIENTO CON ELEMENTOS MÓVILES.

Al resolver el sistema de ecuaciones para Π_4 se obtienen los siguientes valores, $a = -1$, $b = 0$, $c = 0$ y $d = -1$. Al sustituir los valores de los exponentes en la ecuación 1.51, y al hacer los arreglos pertinentes se encuentra el tercer grupo de parámetros adimensionales:

$$\begin{aligned}\Pi_4 &= L_c^0 \rho^0 \mu^0 T_e^{-1} \Delta T^1 \\ &= \frac{\Delta T}{T_e}\end{aligned}\tag{1.51}$$

Una vez que se encuentran todos los parámetros adimensionales, se puede establecer una relación funcional del tipo:

$$\Pi_3 = f(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_4)\tag{1.52}$$

Ó establecer una relación funcional de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}\frac{\Pi_3}{\Pi_2} &= f(\Pi_1, \Pi_4) \\ \frac{\frac{L_c^3 \rho^2 h T_e}{\mu^3}}{\frac{L_c^2 \rho^2 k T_e}{\mu^3}} &= f(Re, \Delta T/T_e) \\ \frac{h L_c}{k} &= f(Re, \Delta T/T_e)\end{aligned}\tag{1.53}$$

Entonces la relación funcional queda expresada de la siguiente forma:

$$Nu = f(Re, \Delta T/T_e)\tag{1.54}$$

La relación funcional que se encontró normalmente se emplea para determinar la transferencia de calor por convección en un fluido. Hay que recordar que esta es simplemente una relación funcional y que para obtener una ecuación empírica, se debe desarrollar la experimentación adecuada. Por lo que la ecuación empírica tendrá la forma:

$$Nu = C Re^m \left(\frac{\Delta T}{T_e} \right)^n\tag{1.55}$$

Donde las constantes C , m y n se tendrán que determinar de manera experimental.

1.5. Regresión Logarítmica.

Para determinar los coeficientes C , m , y n , de la Ecuación 1.55, se emplea un ajuste de regresión basado en la transformación logarítmica de la ecuación [15], [16].

$$\ln(Nu) = \ln(C) + m \ln(Re) + n \ln(\Delta T/T_e)\tag{1.56}$$

Para dejar la ecuación en forma de una regresión lineal múltiple, se definen las variables de la siguiente forma:

- $Y = \ln(Nu)$
- $X_1 = \ln(Re)$
- $X_2 = \ln(\Delta T_{agua}/T_{agua_e})$
- $b_0 = \ln(C)$
- $b_1 = m$
- $b_2 = n$

Entonces la Ecuación 1.56 se reescribe en forma de regresión lineal múltiple, que es la Ecuación 1.57.

$$Y = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 \quad (1.57)$$

El procedimiento para el ajuste de regresión es el siguiente [15], [16]:

1. Transformación de los datos: Se calculan los logaritmos naturales de los valores experimentales de Nu , Re y Pr , obteniendo las variables Y , X_1 y X_2 .
2. Aplicación de regresión lineal múltiple: Se utiliza un método de mínimos cuadrados para ajustar la Ecuación 1.57 a los datos experimentales. Se pueden utilizar herramientas computacionales como Python, Matlab o Excel para resolver el sistema de ecuaciones. En este caso se utiliza Excel.
3. Cálculo de los coeficientes: Los valores obtenidos para b_0 , b_1 , b_2 permiten determinar los coeficientes de la ecuación original:

$$C = e^{b_0}, \quad m = b_1, \quad n = b_2$$

Equipos y Montaje Experimental.

En este capítulo, se muestran los equipos y dispositivos necesarios para el desarrollo de la experimentación, así como las especificaciones técnicas de cada uno. Para la experimentación es necesario contar a tamaño reducido con una unidad de enfriamiento con elementos móviles. En el interior cuenta con unas palas que agitan el agua, estas palas son impulsadas por un motor de corriente directa. El motor es controlado por un arduino que permite manipular la velocidad del motor. Este arduino también cuenta con dos sensores de humedad (DTH11, que medirán la temperatura y humedad del aire) y dos sensores de temperatura (B3950, que medirán la temperatura del agua). Los sensores tomarán las medidas tanto a la entrada como a la salida de la unidad. Las características de los equipos y dispositivos se mostrarán más a detalle en secciones posteriores del capítulo, y de como se llevó a cabo su montaje para la experimentación.

2.1. Unidad de Enfriamiento con Elementos Móviles a Escala.

La unidad de enfriamiento con elementos móviles que se utiliza en este trabajo, se diseñó a tamaño reducido con el objetivo de realizar la experimentación en un ambiente controlado. Lo que permite un mejor control de la toma de mediciones, y buenos resultados en la experimentación. Este trabajo deriva de dos trabajos anteriores, los cuales son; Caracterización de una unidad de enfriamiento para fluidos de perforación de sitios geotérmicos de mediana y baja entalpía [4], y el Modelo térmico de una torre de enfriamiento dinámica [5]. En el primer trabajo se desarrolló la caracterización de un prototipo de esta unidad a tamaño real, donde se obtuvieron los siguientes datos experimentales: la velocidad de giro de las palas, temperatura del fluido de perforación y, temperatura de bulbo húmedo y seco del aire. Estas mediciones se tomaron tanto en la entrada como en la salida de ambos fluidos (aire y fluido de perforación). En el segundo trabajo, se realizó el modelo térmico de la unidad de enfriamiento con los datos experimentales del trabajo anterior [4]. Este modelo pudo predecir la transferencia de

2. EQUIPOS Y MONTAJE EXPERIMENTAL.

calor por convección en dicha unidad de enfriamiento, con una precisión del 90 %. El error que se tiene del 10 %, es muy probable que se deba a mediciones incorrectas y/o factores humanos y/o factores medioambientales. Por lo que en el presente trabajo, para tener un mejor control de la experimentación, se manufacturó e instrumentó una unidad de enfriamiento con elementos móviles a tamaño reducido. Esta unidad de enfriamiento, como se puede apreciar en la Figura 2.1, fue construida con acero inoxidable, y la mayoría de sus componentes se eligieron para resistir altas temperaturas. Las dimensiones son: altura (a) de 35.5 cm, longitud (l) de 60 cm y ancho (b) de 30 cm.



Figura 2.1. Unidad de enfriamiento.

La unidad en su vista frontal y posterior, posee dos ventanillas en cada sección, tienen una longitud de 20 cm y 10 cm de alto y están situadas a 20 cm, arriba de la base de la unidad, entre ellas cuentan con una separación de 10 cm. En la Figura 2.2, se muestran las ventanillas y sus longitudes.



Figura 2.2. Ventanillas de la unidad de enfriamiento y su altura.

En el costado lateral izquierdo de la unidad de enfriamiento, se encuentran la entrada del fluido a enfriar a la unidad y en el costado lateral derecho la salida. En ambos costados se encuentra una chumacera, entre las cuales descansa una flecha con cuatro palas distribuidas en forma radial equidistantes. La flecha se encuentra a una altura de 18.5 cm con respecto a la base de la unidad. La entrada del fluido, está a 15 cm

respecto de la base mientras que la salida se encuentra al ras de la base. La entrada y salida tienen un diámetro de 3 *cm* y fueron hechas con un tubo de acero inoxidable. En la Figura 2.3, se muestran los costados laterales.



Figura 2.3. Lado izquierdo de la unidad de enfriamiento.

En el lateral derecho, se tiene soldada una estrella a la flecha que permite conectar la flecha con un motor. En la Figura 2.4, se muestra el lado derecho de la unidad.



Figura 2.4. Lado derecho de la unidad de enfriamiento.

En el interior de la unidad, se encuentran las palas que agitarán el fluido dentro de ella. Estas tienen una longitud de 54 *cm* x 11.5 *cm* de área que se encuentran soldadas a la flecha. El diámetro completo de las palas es de 26 *cm* considerando el diámetro de la flecha. En la Figura 2.5, se pueden observar las palas en el interior de la unidad.

2. EQUIPOS Y MONTAJE EXPERIMENTAL.

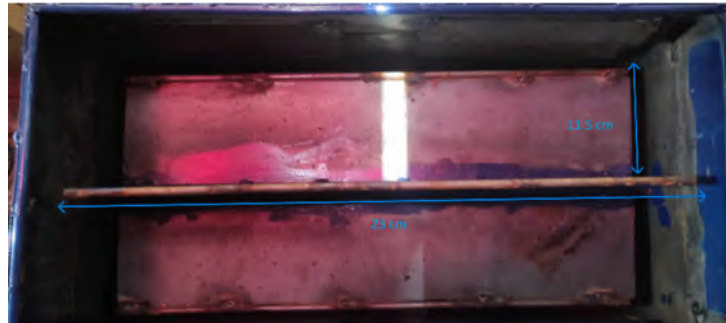


Figura 2.5. Palas de la unidad de enfriamiento.

En la parte superior de la unidad de enfriamiento, se encuentra un ventilador. Este ventilador tiene la función de inducir el aire atmosférico dentro de la unidad de enfriamiento. El ventilador se encuentra en el centro y tiene un diámetro de 20.32 *cm*. En la Figura 2.6, se muestra el ventilador.



Figura 2.6. Ventilador de la unidad de enfriamiento.

Los componentes y sus especificaciones se describirán a continuación.

2.2. Material y Equipo Utilizado.

El material utilizado fue acero inoxidable, los componentes fueron seleccionados para resistir altas temperaturas de marcas comerciales.

2.2.1. Ventilador Vivosun.

Este ventilador de la marca Vivosun se seleccionó principalmente, porque cuenta con un driver de velocidad variable en el cable de alimentación, que permite que el ventilador funcione a diferentes velocidades. Con este variador de velocidad se puede

ajustar el nivel de flujo de aire de forma manual [17]. El rango de velocidades que alcanza va de 0 a 3000 *RPM*. En la Figura 2.7, se muestran las especificaciones del ventilador y su diseño.



Figura 2.7. Especificaciones del ventilador [17].

2.2.2. Conducto Flexible de Vivosun.

El conducto de aire de alta resistencia de VIVOSUN (véase en la Figura 2.8) de 8 pies (2.4384 m) está diseñado para sistemas de ventilación y HVAC. Está fabricado con aluminio de alta calidad, lo que lo hace resistente a altas temperaturas y a la corrosión, garantizando una larga durabilidad. Gracias a estas características, se eligió este ducto para su uso como chimenea en la unidad de enfriamiento. Su gran longitud permite evitar el efecto chimenea en la unidad, asegurando un mejor control del flujo de aire.



Figura 2.8. Conducto de aire vivosun.

2.2.3. Arduino Uno.

Un Arduino Uno (véase en la Figura 2.9.), es un microcontrolador basado en el microprocesador ATmega328P. Tiene 14 pines de entrada y salida digital, 6 entradas analógicas, un cristal de cuarzo con una frecuencia de 16 MHz, una conexión USB, un conector de alimentación y un cabezal ICSP [18]. En este trabajo, se utilizó un Arduino para controlar la velocidad del motor, ya que gracias a las señales PWM del Arduino es muy sencillo controlar el Voltaje que sale de un pin. Estas son las llamadas salidas analógicas. Entonces, estas señales permiten controlar la velocidad del motor a diferentes rangos, y así tener un mayor rango de pruebas en la experimentación. También con el Arduino, se pueden utilizar los sensores de temperatura y de humedad, y registrar sus valores durante la experimentación. Se utilizaron dos Arduinos, uno para controlar el motor y otro para los sensores de humedad y temperatura. Lo que permitió un mayor control en la experimentación.



Figura 2.9. Arduino Uno.

2.2.4. Sensor DTH11.

Para obtener los valores de temperatura de la unidad de enfriamiento, se utilizó el sensor DTH11. El sensor DTH11 (véase en la Figura 2.10.), es un sensor digital utilizado para medir la temperatura y humedad relativa en el ambiente. El DHT11 integra un sensor capacitivo de humedad y un termistor para medir el aire circundante. El DTH11, no posee salida analógica, sino que muestra los datos mediante una señal digital en el pin de datos [19], [20].



Figura 2.10. Sensor DTH11 [20].

- **Alimentación:** Funciona con una alimentación de 3.5 V a 5 V.
- **Consumo de corriente:** Aproximadamente 2.5 mA.
- **Rango de temperatura:** Puede medir desde 0 °C hasta 50 °C.
- **Resolución para medir temperatura:** 8 bits, lo que equivale a una precisión de 1 °C.
- **Rango de humedad:** Puede medir desde 20 % RH hasta 90 % RH

En la unidad de enfriamiento, se colocaron dos sensores DTH11; uno en la entrada del aire atmosférico en las ventanillas y el otro en la salida del ventilador. Los sensores se colocaron con una separación de 1 *cm* con respecto a la entrada y salida.

2.2.5. Termopar B3950 NTC.

Para obtener los valores de la temperatura del agua, se utilizó el Termopar B3950 NTC (vease en la Figura 2.11.). El Termopar B3950 NTC es un sensor de temperatura fabricado en acero inoxidable de alta calidad y tiene un margen de error muy pequeño. Se utilizó por sus principales características:

- Material: ABS + acero inoxidable.
- Valor B: 3950
- Precisión: 1 %
- Cabezal impermeable: 25 x 5 mm
- Rango de temperatura: -55°C a 105°C



Figura 2.11. Termopar B3950 NTC.

2.2.6. Motor de Cepillado Keenso.

El motor Keenso (vease en la Figura 2.12), se utilizó para impulsar las palas que se encuentran en el interior de la unidad de enfriamiento. Este motor tiene una potencia nominal de $250W$ y una tensión de $24V$. Tiene la potencia suficiente para agitar el fluido dentro de la unidad a diferentes rangos de velocidad. Este motor está diseñado para bicicletas eléctricas o cualquier otro vehículo que se le pueda implementar un motor de cepillado, pero gracias a los accesorios y características que tiene, se puede adaptar fácilmente para impulsar la unidad de enfriamiento.



Figura 2.12. Motor de cepillado.

2.2.7. Controlador de Motor de Cepillado de $24V$ a $250W$

Gracias al controlador de motor de cepillado (véase Figura 2.13) de $24V$, se puede variar la velocidad de la unidad de enfriamiento a distintas revoluciones por minuto y así tener un amplio rango de velocidades al llevar a cabo la experimentación.



Figura 2.13. Controlador de motor de cepillado.

2.2.8. Juego Cadena-corona.

El juego de cadena-corona (véase en la Figura 2.14), es parte del sistema de transmisión de potencia de la unidad de enfriamiento. La corona de 65 dientes se conecta al eje del motor a partir de la cadena. La relación entre la corona dentada y el piñón de la rueda afecta a la relación de transmisión, lo que influye en la velocidad y par del motor.



Figura 2.14. Juego cadena-corona.

2.2.9. Fuente de Alimentación Conmutada AC 110V/220V a 24V.

Esta fuente de alimentación (véase en la Figura 2.15) funciona si la entrada de voltaje es de CA (corriente alterna) 110V - 220V, y a la salida entrega 24V de voltaje, 20A de corriente y 480W de potencia. Lo cual tiene las características necesarias para alimentar el motor de la unidad de enfriamiento. En la Figura 2.15, se observa la fuente de alimentación.



Figura 2.15. Fuente de alimentación.

2.2.10. Calentador Cinsa C-101.

El calentador de agua Cinsa modelo C-101, se utilizó para calentar el agua que se suministró a la unidad de enfriamiento. Este calentador tiene una capacidad de 38 litros y es de fácil instalación. Además, ofrece práctico encendido con chispa y sin necesidad de presión de agua. La mayoría de estos calentadores domésticos, tienen un rango de temperatura de 36 grados Celsius a 49 grados Celsius a la salida. En la figura 2.16, se observa el calentador [21].



Figura 2.16. Cinsa deposito C-101 [21].

2.3. Circuitos Para el Control del Motor DC y Medición de Temperatura y Humedad.

Se realizaron dos circuitos, estos dos circuitos están diseñados para utilizar Arduino Uno. El primer circuito y Arduino Uno, va a controlar la velocidad de un motor Keenso y el segundo tomará la temperatura medida por los termistores NTC B3950 y también los valores de los dos sensores de temperatura y humedad DHT11. En la Figura 2.17, se observa el esquema de conexión del circuito conectado al Arduino para medir la temperatura y humedad.

En la Figura 2.17, se observan los siguientes componentes:

- Arduino Uno.
- Dos sensores de temperatura y humedad (DHT11).
- Dos termopares NTC B3950.
- Cuatro resistencias de 10 kilo ohmios para los sensores y termopares.
- Cables de Conexión.
- Protoboard.

2.3 Circuitos Para el Control del Motor DC y Medición de Temperatura y Humedad.

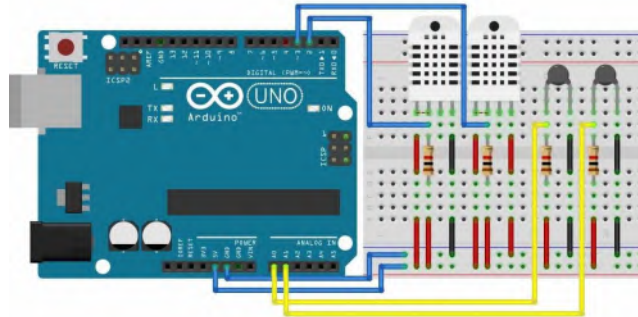


Figura 2.17. Esquema de conexión del circuito para medir la temperatura y humedad.

Los sensores de humedad y temperatura (DHT11) están conectados de la siguiente forma: Una de las salidas del sensor va conectada a la línea del protoboard a la que se le suministran 5V, estos 5V se obtienen del puerto del arduino. Otra de las salidas está conectada a GND, la GND se toma del arduino, y finalmente una salida está conectada a una resistencia y a un pin digital del arduino. Como son dos sensores, se quieren dos resistencias y dos pines. Los pines utilizados por los sensores son el pin digital 2 y el pin digital 3. En el caso de los termopares NTC B3950, una de sus salidas está conectada a una resistencia de 10 kilo ohmios que a su vez está conectada a la línea de 5V y a una de las entradas analógicas, y la segunda salida del termopar está conectada a la línea de GND. Las entradas analógicas utilizadas por los termopares son A0 y A1. Este esquema de conexión muestra de manera detallada la parte del sistema de control para las mediciones de temperatura y humedad. El segundo circuito, se muestra en la Figura 2.18, en este se puede apreciar la forma en que se conectó el motor, y el controlador al arduino.

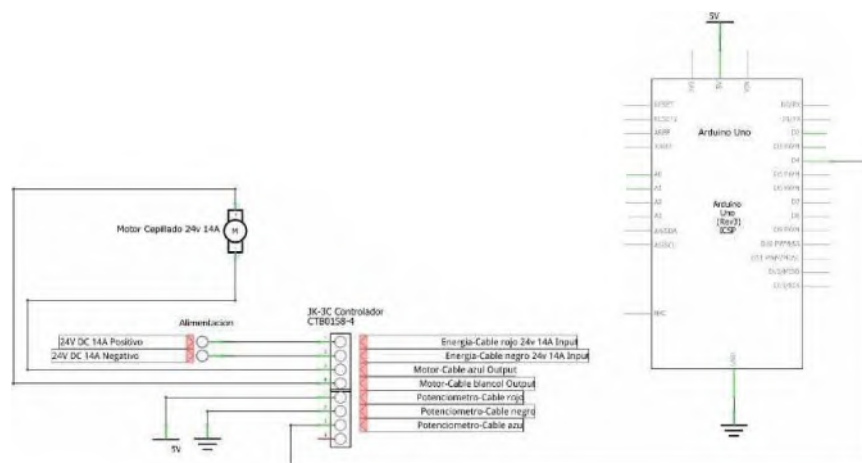


Figura 2.18. Conexión del motor al arduino uno.

En la Figura 2.18, se muestra cómo se conectó el motor al arduino, se puede apreciar el motor de cepillado, el controlador JK-3C y la fuente de alimentación para el motor. La mayoría de estas conexiones, se llevan a cabo en el controlador. El controlador se conecta a la salida PWM del arduino, esta salida controla la velocidad del motor que mueve las palas. Estos son los dos circuitos que forman el sistema de control completo con el cual se llevó a cabo la experimentación para la unidad de enfriamiento. Los códigos con los que operaron estos sistemas de control, se desarrollarán en lenguaje Arduino y se mostrará en la siguiente sección.

2.4. Códigos Para el Sistema de Control de la Unidad de Enfriamiento.

El primer código se utilizó para leer la temperatura y humedad de dos sensores DHT11 y la temperatura de dos termistores conectados a un Arduino. La descripción del código comienza con las librerías, las cuales utilizaron `include <DHT.h>` e `include <math.h>` (Figura 2.19). Estas librerías nos permiten manejar los sensores DHT y la biblioteca matemática estándar de C/C++ para utilizar funciones matemáticas avanzadas, como "`log()`" [19], [20].

```
#include <DHT.h>
#include <math.h>
```

Figura 2.19. Librerías.

Después se pasa a definir los pines y variables como se muestra en la Figura 2.20

```
#define DHT11_1 2
#define DHT11_2 3
#define TERMISTOR1 A0
#define TERMISTOR2 A1
#define TipoSensor DHT11

DHT_Sensor1(DHT11_1, TipoSensor);
DHT_Sensor2(DHT11_2, TipoSensor);

float HumedadAire1, TemperaturaAire1;
float HumedadAire2, TemperaturaAire2;
float val1, val2;
float temp1, temp2;
```

Figura 2.20. Definición de pines y variables.

La descripción de la Figura 3.20 es la siguiente:

- `#define DHT11_1 2` y `#define DHT11_2 3` : Definen el pin 2 y 3 del Arduino para conectar los sensores DHT11.

- `#define TERMISTOR1 A0` y `#define TERMISTOR2 A1`: Define los pines analógicos A0 y A1 para conectar los termistores.
- `#define TipoSensor DHT11`: Define el tipo de sensor como DHT11.
- `DHT Sensor1(DHT11_1, TipoSensor)` y `DHT Sensor2(DHT11_2, TipoSensor)`: Crea dos objetos Sensor1 y Sensor2 de la clase DHT para manejar los sensores DHT11 conectados a los pines 2 y 3 respectivamente.
- Con los float se declaran las variables para almacenar los valores de temperatura y humedad del aire, y las lecturas de los termistores.

Una vez que se tienen definidos los pines, se pasa a su configuración. La configuración inicial para los pines se muestra en la Figura 2.21.

```
void setup() {  
  Serial.begin(9600);  
  Serial.println("Iniciando lectura de los sensores...");  
  Sensor1.begin();  
  Sensor2.begin();  
  pinMode(TERMISTOR1, INPUT);  
  pinMode(TERMISTOR2, INPUT);  
}
```

Figura 2.21. Configuración inicial.

En la Figura 2.21 se muestra cómo se llevó a cabo la configuración de los pines del arduino, la explicación de estas funciones es la siguiente:

- `Serial.begin(9600)`: Inicia la comunicación serie a una velocidad de 9600 baudios.
- `Serial.println("Iniciando lectura de los sensores...")`: Imprime un mensaje de inicio en el monitor serie.
- `Sensor1.begin()`: y `Sensor2.begin()`: Inicia la lectura de los sensores DHT11.
- `pinMode(TERMISTOR1, INPUT)` y `pinMode(TERMISTOR2, INPUT)`: Configuran los pines de los termistores como entradas.

Otra parte importante es el bucle principal del código, este se muestra en la Figura 2.22. El bucle principal en un programa de Arduino es la función, `loop()`. Esta función se ejecuta repetidamente mientras el Arduino está encendido, permitiendo que el programa responda a eventos y actualice los sensores.

```
void loop() {  
  HumedadAire1 = Sensor1.readHumidity();  
  TemperaturaAire1 = Sensor1.readTemperature();  
  HumedadAire2 = Sensor2.readHumidity();  
  TemperaturaAire2 = Sensor2.readTemperature();  
  val1 = analogRead(TERMISTOR1);  
  val2 = analogRead(TERMISTOR2);  
  temp1 = Thermister1(val1);  
  temp2 = Thermister2(val2);  
  
  Datos();  
}
```

Figura 2.22. Bucle principal.

La explicación de este código es la siguiente:

- `HumedadAire1 = Sensor1.readHumidity();`: Lee la humedad del aire usando el primer sensor DHT11 (Sensor1) y almacena el valor en `HumedadAire1`.
- `TemperaturaAire1 = Sensor1.readTemperature();`: Lee la temperatura del aire usando el primer sensor DHT11 y almacena el valor en `TemperaturaAire1`.
- `HumedadAire2 = Sensor2.readHumidity();`: Lee la humedad del aire usando el segundo sensor DHT11 (Sensor2) y almacena el valor en `HumedadAire2`.
- `TemperaturaAire2 = Sensor2.readTemperature();`: Lee la temperatura del aire usando el segundo sensor DHT11 y almacena el valor en `TemperaturaAire2`.

Estos pasos son importantes para obtener los valores actuales de humedad y temperatura del ambiente en dos puntos diferentes. La lectura de los termistores, se realizó de la siguiente forma [22], [23], [24]:

- `val1 = analogRead(TERMISTOR1);`: Lee el valor analógico del primer termistor conectado al pin A0 y almacena el valor en `val1`.
- `val2 = analogRead(TERMISTOR2);`: Lee el valor analógico del segundo termistor conectado al pin A1 y almacena el valor en `val2`.

Los termistores son dispositivos cuya resistencia cambia con la temperatura. Al leer los valores analógicos, obtenemos una medida que se puede convertir a una temperatura. Para convertir los valores analógicos a temperatura, se utilizaron las siguientes funciones [22], [23], [24]:

- `temp1 = Thermister1(val1);`: Convierte el valor analógico del primer termistor a una temperatura en grados Celsius usando la función `Thermister1`.
- `temp2 = Thermister2(val2);`: Convierte el valor analógico del segundo termistor a una temperatura en grados Celsius usando la función `Thermister2`.

Las funciones Thermister1 y Thermister2, utilizan la ecuación de Steinhart-Hart para convertir los valores analógicos en temperaturas precisas. Para imprimir los datos en el monitor serie, se utilizó la función Datos:

- Datos(): Llama a la función Datos para imprimir todos los valores leídos en el monitor serie.

La función Datos es responsable de formatear y enviar los datos de temperatura y humedad al monitor serie, permitiendo al usuario ver las lecturas de los sensores en tiempo real. Para poder observar los datos, se necesita de la función Serial.Print que imprime en el monitor serie los valores de temperatura y humedad del aire leídos de los sensores, así como las temperaturas leídas de los termistores. En la Figura 2.23, se observa como se escribió la función para imprimir los datos.

```
void Datos() {
  Serial.print("Temperatura Aire Entrada: ");
  Serial.print(TemperaturaAire1);
  Serial.print("°C, Humedad Aire Entrada: ");
  Serial.print(HumedadAire1);
  Serial.print("%, ");
  Serial.print("Temperatura Aire Salida: ");
  Serial.print(TemperaturaAire2);
  Serial.print("°C, Humedad Aire Salida: ");
  Serial.print(HumedadAire2);
  Serial.print("%, ");
  Serial.print("TA1:");
  Serial.print(temp1);
  Serial.print("°C, ");
  Serial.print("TA2:");
  Serial.print(temp2);
  Serial.println("°C, ");
  delay(1000);
}
```

Figura 2.23. Función para imprimir datos.

La función delay(1000), pausa la ejecución del programa durante 1 segundo. La última parte del código son las funciones que se utilizaron para convertir lecturas de termistores en temperatura. Estas funciones convierten el valor analógico leído del termistor en temperatura, utilizando una fórmula matemática basada en la ecuación de Steinhart-Hart (esta ecuación fue tomada de la referencia [25]). La Figura 2.24 muestra estas funciones.

- RawADC es el valor leído del pin analógico.
- $Temp = \log(((10240000 / RawADC) - 10000))$: Calcula el logaritmo de una relación basada en el valor leído y una resistencia de referencia (en este caso, 10k ohmios).
- La expresión $((10240000 / RawADC) - 10000)$ calcula la resistencia del termistor. Aquí, 10240000 es una constante que resulta de la relación de la resistencia del divisor de tensión y el valor máximo del ADC (1023). 10000 es la resistencia en serie en ohmios (asumiendo un valor de 10k ohmios).

```
double Thermister1(int RawADC) {  
    double Temp;  
    Temp = log(((10240000 / RawADC) - 10000));  
    Temp = 1 / (0.001129148 + (0.000234125 + (0.0000000876741 * Temp * Temp)) * Temp);  
    Temp = Temp - 273.15;  
    return Temp;  
}  
  
double Thermister2(int RawADC) {  
    double Temp;  
    Temp = log(((10240000 / RawADC) - 10000));  
    Temp = 1 / (0.001129148 + (0.000234125 + (0.0000000876741 * Temp * Temp)) * Temp);  
    Temp = Temp - 273.15;  
    return Temp;  
}
```

Figura 2.24. Función para convertir lecturas de termistores.

- $Temp = 1 / (0.001129148 + (0.000234125 + (0.0000000876741 * Temp * Temp)) * Temp)$: Aplica la ecuación de Steinhart-Hart [25].
- $Temp = Temp - 273.15$: Convierte la temperatura de Kelvin a Celsius.
- `return Temp`: Devuelve la temperatura en grados Celsius.

2.4.1. Código Para Controlar la Velocidad del Motor de la Unidad de Enfriamiento

Este código permite controlar la velocidad de un motor mediante la entrada de valores PWM desde el monitor serial de Arduino [26]. Para llevar a cabo esta tarea, se configura el pin 5, este pin se configuró como se muestra en la Figura 2.25.

```
#define Motor 5  
int PWM = 0;
```

Figura 2.25. Define para el pin 5.

- `#define Motor 5`: Define el pin 5 como el pin de salida para controlar el motor.
- `int PWM = 0`: Declara una variable global "PWM", e inicia con un valor en 0.

Se pasa a la configuración del setup, esta se muestra en la Figura 2.26.

```
void setup() {  
    Serial.begin(9600);  
    pinMode(Motor, OUTPUT);  
}
```

Figura 2.26. Configuración inicial "setup".

- `pinMode(Motor, OUTPUT)`: Configura el pin 5 como una salida, que usará para controlar el motor dependiendo de valor que se asigne.

El bucle principal es el más importante, porque lee la entrada del monitor, para convertir la entrada en un valor entero y así iniciar la comunicación serial para los comandos del control de velocidad. Este va a verificar si el valor es un valor válido de PWM (entre 0 y 255). El bucle se muestra en la Figura 2.27.

```
void loop() {  
  while (Serial.available() > 0) {  
    String input = Serial.readStringUntil('\n'); // Lee la entrada del monitor serial  
    int newPWM = input.toInt(); // Convierte la entrada en un entero  
    // Verifica si el valor de PWM es válido (entre 0 y 255)  
    if (newPWM >= 0 && newPWM <= 255) {  
      PWM = newPWM; // Actualiza el valor del PWM  
      analogWrite(Motor, PWM); // Aplica el nuevo valor del PWM al motor  
    } else {  
      Serial.println("El valor del PWM debe estar entre 0 y 255."); // Mensaje de error  
    }  
  }  
  Datos();  
}
```

Figura 2.27. Bucle principal "loop".

- `while (Serial.available() > 0)`: Verifica si hay datos disponibles en el buffer serial.
 - `String input = Serial.readStringUntil('\n')`: Lee la entrada del monitor serial hasta encontrar un salto de línea ('\n'), y la almacena en una variable `input` de tipo "String".
 - `int newPWM = input.toInt()`: Convierte la cadena de entrada a un entero y lo almacena en "newPWM".
 - `if (newPWM >= 0 && newPWM <= 255)`: Verifica si el valor convertido es un valor válido de PWM (entre 0 y 255).
 - `PWM = newPWM`: Si el valor es válido, actualiza la variable "PWM", con el nuevo valor.
 - `analogWrite(Motor, PWM)`: Aplica el nuevo valor del PWM al pin del motor, controlando su velocidad.
 - `else`: Si el valor no es válido:
 - `Serial.println("El valor del PWM debe estar entre 0 y 255.")`: Imprime un mensaje de error en el monitor serial.)

Y finalmente la función para imprimir los datos (Figura 2.28), que solo imprime el valor de los PWM.

- `void Datos()`: Define la función "Datos", que se llama al final del bucle principal "loop"
- `Serial.print("PWM: ")`: Imprime la cadena "PWM", en el monitor serial.

2. EQUIPOS Y MONTAJE EXPERIMENTAL.

```
void Datos () {  
    Serial.print("PWM: ");  
    Serial.println(PWM);  
    delay(1000);  
}
```

Figura 2.28. Función para imprimir datos.

- `Serial.println(PWM)`: Imprime el valor actual de la variable "PWM", y un salto de línea en el monitor serial.
- `delay(1000)`: Pausa la ejecución durante 1 segundo.

Estos códigos se cargaron, compilaron y ejecutaron en los arduinos para controlar la velocidad del motor que mueve las palas y toma las mediciones de los sensores de temperatura. En el Apéndice 1, se muestran ambos códigos.

2.5. Montaje del Experimento.

La unidad de enfriamiento se conectó por medio de una manguera, al calentador Cinsa C-101, el cual proporciona el agua caliente a enfriar. También se conectó la unidad por medio de una manguera a una cisterna para enviar el agua ya enfriada (ver Figura 2.29). En la salida de aire que está en la parte superior de la unidad, donde se encuentra el ventilador, se instaló un conducto flexible, el cual arrojaba el aire húmedo a una altura 2.4 m dentro de un domo al aire exterior. Como se mencionó anteriormente la entrada de aire es a través de las ventanas laterales del equipo. La temperatura del agua que suministró el calentador oscilaba en un rango de 36°C a 49°C.

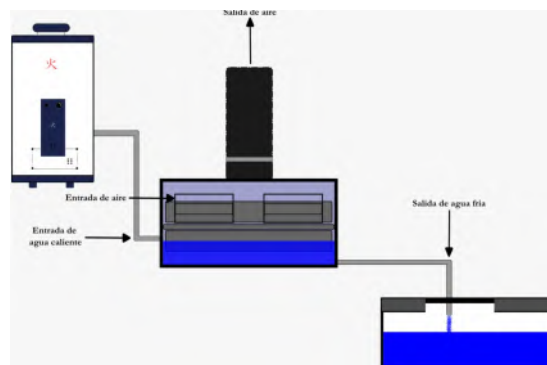


Figura 2.29. Diagrama de la instalación de la unidad de enfriamiento.

Las mangueras de conexión de entrada y salida, del agua caliente y fría son de 3/4 de pulgada. Las cuales también contenían una válvula de paso (ver Figura 2.30).



Figura 2.30. Válvula empleada en la unidad.

En la Figura 2.31 se puede observar la posición que guarda el ducto de aire en la unidad de enfriamiento, con una longitud de 2.4 m. Este ducto ayuda a evitar el efecto chimenea en la unidad de enfriamiento, asegurando que no haya recirculación del aire dentro de la unidad.



Figura 2.31. Ducto en la unidad de enfriamiento.

Los sensores DTH11 se colocaron, uno junto a las rejillas por donde el aire entra a la unidad, inducido por el ventilador en la parte superior, y el segundo se colocó encima del ventilador a una distancia de tres veces el diámetro del mismo (60.96 cm). Esta distancia se eligió porque permite la formación de un mejor perfil de temperaturas, lo que mejora la precisión en la medición de la temperatura del aire a la salida. Estos sensores miden la temperatura y la humedad relativa tanto en la entrada como en la salida de la unidad (ver Figura 2.32).



Figura 2.32. Sensores DTH11 colocados en la entrada y salida del aire en la unidad.

2. EQUIPOS Y MONTAJE EXPERIMENTAL.

Los termistores B3950 NTC son los encargados de registrar la temperatura del agua tanto en la entrada como en la salida de la unidad de enfriamiento. El termistor que registra la temperatura del agua a la entrada se colocó en el interior del tubo que suministra el agua a la unidad, y el termistor que se encarga de la temperatura de salida se colocó al final de la manguera que lleva el agua a la cisterna. Esta manguera tiene una longitud de medio metro. En la Figura 2.33, se muestran los sensores.

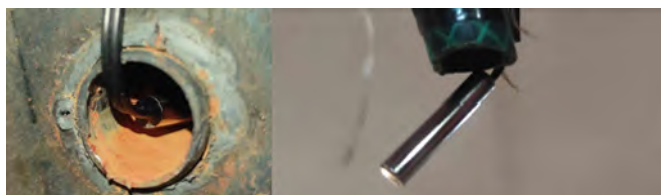


Figura 2.33. Termistores colocados en la entrada y salida de la unidad.

Para que el motor Keenso funcione en óptimas condiciones, es necesario fijarlo correctamente, por lo que se montó en un bloque de concreto. Con lo que se logró que el motor se mantuviera estable al operarlo en altas revoluciones por minuto. El motor se atornilló al bloque de concreto. El piñón del motor se conectó mediante una cadena a la corona dentada montada al eje de las palas. En la Figura 2.34 se muestra dicha conexión.



Figura 2.34. Transmisión de potencia de la unidad de enfriamiento.

Una vez que se desarrollaron los códigos para el control de la velocidad del motor y el sistema que registra las temperaturas y humedades relativas. Además de que estén montados los sensores, termistores, ventilador y el motor a la unidad de enfriamiento, el montaje está completo. En el siguiente capítulo se muestra cómo se desarrolló la experimentación.

Desarrollo de la experimentación.

En este capítulo se muestra el desarrollo de la experimentación y el registro de datos de los datos experimentales. Para el diseño de la experimentación se empleó el método Taguchi. En el capítulo se explica las bases teóricas de esta técnica y su implementación para este trabajo.

3.1. Método Taguchi.

El método Taguchi es una técnica estadística desarrollada por el ingeniero japonés Genichi Taguchi, para mejorar la calidad de los productos y procesos mediante el diseño de experimentos. Este método se enfoca en la robustez del diseño, es decir, en hacer que los productos y procesos sean menos sensibles a las variaciones sin necesidad de eliminarlas por completo. Aquí hay algunos conceptos clave del método Taguchi [27], [28], [29]:

1. **Diseño de experimentos (DOE):** Se utiliza para planificar y realizar experimentos de manera eficiente. Taguchi desarrolló matrices ortogonales específicas para realizar estos experimentos con el fin de estudiar múltiples factores al mismo tiempo.
2. **Factores y niveles:** El objetivo es crear productos que funcionen de manera consistente bajo una variedad de condiciones. Esto se logra optimizando el diseño para minimizar la variabilidad.
3. **Función de pérdida de Taguchi:** Esta función cuantifica la pérdida de calidad como el costo económico de la variabilidad de un producto respecto a su valor nominal. La función de pérdida ayuda a enfocar los esfuerzos de mejora en la reducción de variaciones que afectan negativamente al cliente.
4. **Señal a ruido (S/N):** Esta relación se usa para medir la calidad. Las configuraciones de diseño se evalúan y seleccionan basándose en su capacidad para minimizar la variabilidad (ruido) y maximizar la performance (señal).

3. DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN.

5. **Factores y niveles:** Los factores son variables controlables del proceso o diseño que se prueban en diferentes niveles (configuraciones). Estos factores se combinan según las matrices ortogonales para realizar los experimentos.

Estos son los pasos a seguir para utilizar el método Taguchi:

1. **Definir el problema y los objetivos:**

- Identificar el problema: Determina qué aspecto del producto o proceso necesita mejora.
- Establecer los objetivos: Define claramente qué se quiere lograr, como mejorar la calidad, reducir la variabilidad o aumentar la eficiencia.

2. **Seleccionar factores o niveles:**

- Factores: Identifica las variables que pueden influir en el proceso o producto (por ejemplo, temperatura, presión, velocidad, etc.).
- Niveles: Determina los valores específicos (niveles) que cada factor puede tomar durante los experimentos (por ejemplo, alta, media, baja).

3. **Diseñar el experimento usando matrices ortogonales:**

- Seleccionar una matriz ortogonal: Elige una matriz que corresponda al número de factores y niveles que has seleccionado. Las matrices ortogonales son arreglos específicos que permiten estudiar múltiples factores simultáneamente con un número reducido de experimentos.
- Asignar factores a la matriz: Distribuye los factores en las columnas de la matriz ortogonal.

4. **Realizar los experimentos:**

- Realizar los experimentos: Lleva a cabo los experimentos siguiendo las combinaciones de factores y niveles definidos en la matriz ortogonal.
- Recolectar datos: Mide y registra los resultados para cada experimento, como la salida del proceso, la calidad del producto, etc.

5. **Análisis de datos:**

- Calcular la relación señal-ruido (S/N): Esta relación se utiliza para evaluar la calidad de los resultados. Existen diferentes tipos de relaciones S/N dependiendo del objetivo del experimento.
- Analizar los efectos de los factores: Utiliza gráficos y análisis estadísticos para determinar el impacto de cada factor en los resultados.

6. **Optimización:**

- Determinar la configuración óptima: Basándote en los resultados del análisis, identifica la combinación de factores y niveles que optimiza la relación señal-ruido y cumple con los objetivos del experimento.
- Validar los resultados: Realiza experimentos adicionales para confirmar que la configuración óptima realmente mejora el proceso o producto según lo esperado.

7. Implementación y monitoreo:

- Implementar las mejoras: Aplica la configuración óptima en la producción o el proceso real.
- Monitorear y ajustar: Continúa monitoreando el rendimiento para asegurarte de que las mejoras se mantienen con el tiempo y realiza ajustes si es necesario.

Estos pasos se van a implementar para la experimentación de este trabajo. En la siguiente sección se muestra, como se realizó.

3.2. Implementación del Método Taguchi en la Unidad de Enfriamiento con Elementos Móviles a Escala.

Para aplicar el método Taguchi en la unidad de enfriamiento, se van tomar estrictamente los primeros 4 pasos que es hasta la obtención de la matriz ortogonal y la realización de los experimentos. El paso quinto análisis de datos, se analizará mediante el método de análisis dimensional y regresión lineal. Con el fin de obtener una correlación que prediga el comportamiento térmico de la unidad. Para su posterior implementación y monitoreo.

3.2.1. Definición del Problema.

Es disminuir la temperatura del agua que entra a la unidad de enfriamiento. Se logra a partir de aumentar la transferencia de calor por convección y la cantidad de calor por evaporación dentro de la unidad de enfriamiento. Para el primer caso mediante el empleo de agitación mecánica por medio de palas y para el segundo mediante el uso de un ventilador que induce aire al interior de la unidad.

Una vez que se define el problema, se pasan a definir los factores y niveles.

3.2.2. Factores y Niveles.

- **Factor A: Velocidad del ventilador (RPM).**

3. DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN.

- Nivel 1: 1000 RPM
 - Nivel 2: 2000 RPM
 - Nivel 3: 3000 RPM
- **Factor B: Velocidad de las palas (RPM).**
- Nivel 1: 85 RPM
 - Nivel 2: 152.6 RPM
 - Nivel 3: 228.09 RPM

Se utilizó la matriz ortogonal L9 (3^2) (véase en la Tabla 3.1) para organizar los experimentos. La matriz ortogonal L9 tiene 9 experimentos o corridas experimentales y está diseñada para evaluar dos factores, cada uno con tres niveles. La configuración es la siguiente:

3.2.3. Matriz Ortogonal.

Tabla 3.1: Matriz ortogonal L9 (3^2) para los factores de medición y niveles.

Experimento	Factor A	Factor B
	RPM	RPM
1	2	3
1	1000	85.000
2	1000	152.60
3	1000	228.09
4	2000	85.000
5	2000	152.60
6	2000	228.09
7	3000	85.000
8	3000	152.60
9	3000	228.09

3.2.4. Experimentación.

Los experimentos se realizaron de la siguiente manera, primero, la unidad de enfriamiento se llenó de agua hasta alcanzar una altura de 15 cm desde su base. Una vez que se alcanzó ese nivel de agua, las palas comienzan a agitar el agua en el interior de la unidad a las revoluciones especificadas en la matriz ortogonal, mientras que el ventilador también operó a las revoluciones especificadas en la matriz, induciendo al aire a entrar a la unidad de enfriamiento. Se suministró un flujo constante de agua caliente a la unidad. El nivel agua dentro de la unidad debe de permanecer constante en todo momento para garantizar el estado estable. Una vez alcanzado el estado estable, las válvulas de entrada y salida permanecieron abiertas totalmente. Posteriormente el Arduino comenzó a operar y registrar las mediciones de los sensores y termistores. Este proceso de registro se llevó a cabo en los nueve experimentos diseñados según el método de Taguchi. Los datos obtenidos en la experimentación fueron registrados en una hoja de Excel, utilizando la función de datos que permite almacenar automáticamente las mediciones obtenidas mediante el Arduino. La unidad de enfriamiento se mantuvo en un periodo de operación de 16 minutos entre cada corrida experimental, comenzando con la primera dictada por la matriz, que fue con el ventilador operando a 1000 RPM y las palas a 85 RPM. Esto se repitió hasta llegar a la última corrida experimental que fue la de 3000 RPM y 228.09 RPM.

3.2.4.1. Registro de Datos Obtenidos en la Experimentación.

La forma en que se registraron los datos obtenidos por el arduino fue por medio de Excel. Excel cuenta con una función llamada 'transmisor de datos'; esta función permite registrar los datos obtenidos por el arduino durante la experimentación. Esta función genera una hoja de datos que registró en tiempo real las temperaturas de los fluidos y humedades relativas en la experimentación. En la Figura 3.1 se observa cómo reconoció Excel el arduino para registrar los datos. Una vez que lo reconoce, se genera una hoja de datos que registró los valores de los fluidos obtenidos por los sensores en la experimentación [30], [31], [32], [33].

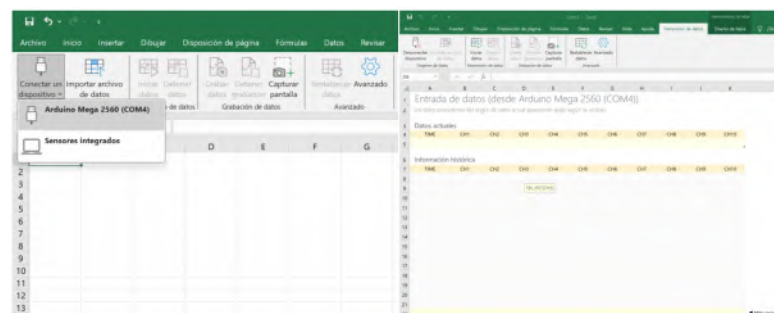


Figura 3.1. Función de transmisor de datos de Excel.

3. DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN.

La forma en la que se configuró la hoja de datos fue la siguiente: a) seleccionar la hoja a seis columnas para registrar los valores de la temperatura del aire tanto a la entrada como a la salida, b) registrar la humedad relativa del aire en los mismos puntos, y c) finalmente dos columnas para la temperatura del agua, tanto a la entrada como a la salida de la unidad de enfriamiento. Esto se realizó en la sección de configuración, indicando que solo se requieren seis canales de datos. También se configuró el intervalo de tiempo en el registro de las mediciones, que fue de un segundo y finalmente el número de datos que se desean registrar. En la Figura 3.2, se muestra cómo se configura la hoja de entrada de datos.

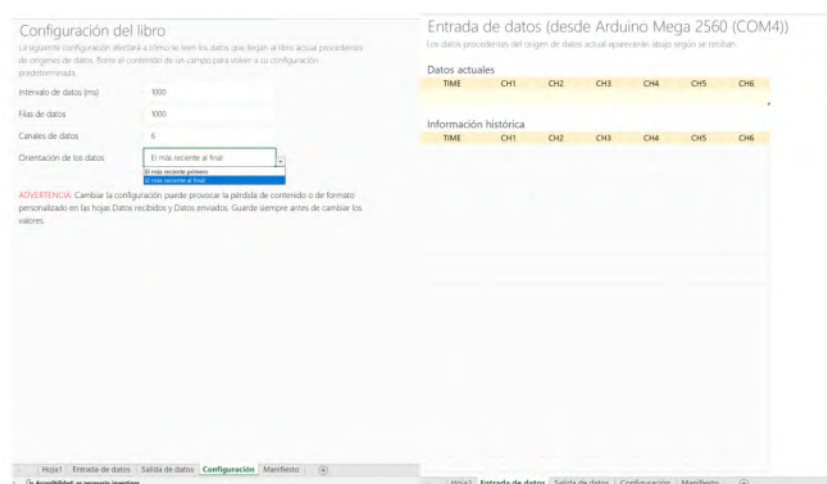


Figura 3.2. Configuración de la hoja de datos.

Esta configuración se realizó antes de la experimentación. En la Figura 3.3, se muestra cómo se registró la información obtenida por los sensores y termistores. Se ordenó que se registraran mil medidas con un intervalo de un segundo. Se renombraron las columnas como TaireE (temperatura de aire de entrada), HRE (humedad relativa a la entrada), TaireS (temperatura del aire de salida), HRS (humedad relativa a la salida), TaguaE (temperatura de agua a la entrada), y TaguaS (temperatura del agua a la salida).

3.2 Implementación del Método Taguchi en la Unidad de Enfriamiento con Elementos Móviles a Escala.

Time	CH1	CH2	CH3	CH4	CH5	CH6
12:43:11.66	25	60	25.1	70	36.15	30.92
12:26:04.66	25	60	25	75	40.41	30.08
12:26:05.71	25	60	25	75	40.51	29.9
12:26:06.71	25	60	25	75	40.2	29.71
12:26:07.77	25	60	25	75	40.52	30.08
12:26:08.77	25	60	25	75	40.2	30.18
12:26:09.82	25	60	25	75	39.77	30.55
12:26:10.82	25	60	25	75	39.56	30.36
12:26:11.88	25	60	25.1	75	39.27	30.64
12:26:12.88	25	60	25.1	75	39.66	30.36
12:26:13.84	25	60	25.1	75	39.56	30.55
12:26:14.94	25	60	25.1	75	40.11	30.36
12:26:15.99	25	60	25.1	75	39.45	30.74
12:26:17.00	25	60	25.1	75	39.03	30.55
12:26:18.05	25	60	25.1	75	39.56	30.27
12:26:19.05	25	60	25.1	75	39.13	31.2
12:26:20.10	25	60	25.1	75	39.13	30.36
12:26:21.11	25	60	25.1	75	38.92	30.55
12:26:22.16	25	60	25.1	75	39.13	31.11
12:26:23.16	25	60	25.1	75	39.5	30.44
12:26:24.22	25	60	25.1	75	38.61	30.92
12:26:25.22	25	60	25.1	75	38.29	30.64
12:26:26.28	25	60	25.1	75	38.92	30.92
12:26:27.27	25	60	25.1	75	38.29	30.92
12:26:28.32	25	60	25	75	38.92	30.92
12:26:29.33	25	60	25	75	38.4	30.55

Figura 3.3. Datos obtenidos y registrados en Excel por el Arduino.

Gracias a Excel también, se puede observar el comportamiento de las temperaturas en el tiempo real, ya que realiza las gráficas mientras está registrando los valores de temperatura del fluido y la humedad relativa. La Figura 3.4 y Figura 3.5, muestran los valores obtenidos en forma de gráfica de temperatura contra tiempo y humedad relativa contra tiempo respectivamente. En esta toma de mediciones el ventilador de la unidad de enfriamiento operó a 1000 RPM y el motor a 85 RPM.

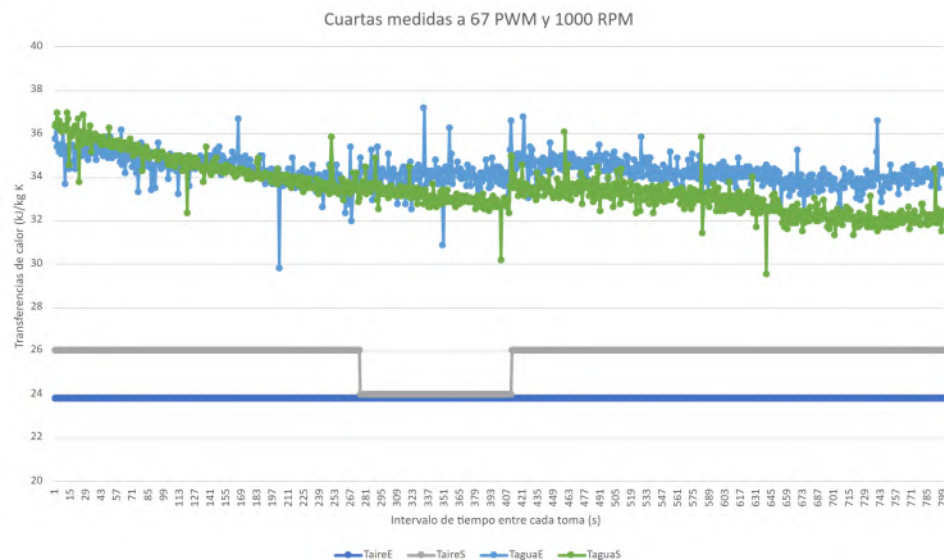


Figura 3.4. Temperaturas del aire y agua registrados en Excel por el Arduino.

3. DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN.

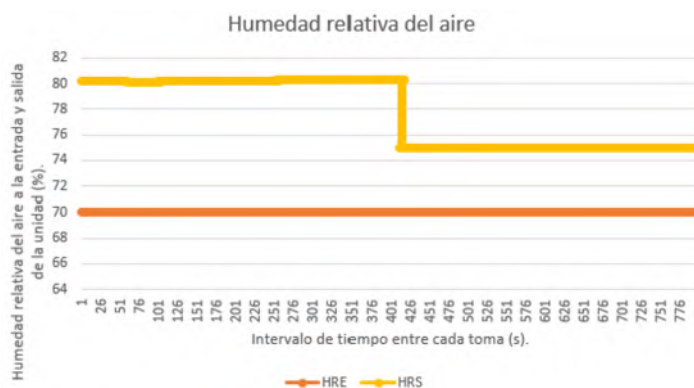


Figura 3.5. Humedades relativas del aire registrados en Excel por el Arduino.

Gracias al sistema de control desarrollado, es posible obtener datos más precisos y llevar un registro en el tiempo que permite analizar las variaciones en su comportamiento. Además, el sistema elimina el margen de error humano, garantizando mayor confiabilidad en los datos recopilados. Al contar con datos más precisos, es posible realizar cálculos más confiables de las transferencias de calor que ocurren en la unidad de enfriamiento.

3.3. Monitoreo y Datos Obtenidos de la Experimentación.

Los datos mostrados a continuación fueron tomados de acuerdo a la matriz ortogonal de la Sección 3.2.3, y de acuerdo la experimentación detallada en la Sección 3.2.4. Los datos recopilados y registrados son la temperatura de entrada del aire (TAireE), temperatura de salida del aire (TAireS), humedad relativa de entrada (HRE), humedad relativa de salida (HRS), temperatura del agua de entrada (TAguaE) y temperatura del agua de salida (TAguaS).

3.3.1. Datos Experimentales Registrados a 85 RPM de Giro de las Palas y 1000 RPM del Ventilador.

En la Figura 3.6 se muestra el comportamiento de la temperatura del agua, tanto a la entrada como a la salida. Se puede observar que, al inicio, la temperatura del agua de salida es mayor que la de entrada. Este comportamiento solamente se puede apreciar en la primera corrida experimental, lo cual muestra las condiciones iniciales del sistema (estado transitorio) y el proceso de equilibrio de temperaturas rumbo al estado estable. Este equilibrio de temperaturas puede apreciarse en la figura que ocurrió a los 6 minutos de iniciada la toma de muestras. La temperatura de salida mayor a la de entrada, en el inicio del registro de las mediciones, es producto del almacenamiento de agua caliente que alcanzó el nivel de 15 cm dentro de la unidad antes del registro de las mismas.

La temperatura a la entrada registrada al inicio que es menor a la salida, es debido a las características inherentes del sistema de calentamiento empleado; que enciende la flama al alcanzar una temperatura mínima y la apaga al alcanzar una temperatura máxima. Una vez que alcanza el nivel de 15 cm, se abre la válvula de salida del agua y se enciende el sistema de monitoreo para registrar el comportamiento del agua y del aire en la unidad de enfriamiento. Después de aproximadamente 6 minutos de operación, se observa cómo la temperatura del agua de salida comienza a ser menor que la del agua de entrada. Es importante destacar que la presencia de ruido es considerable en algunos registros de hasta $\pm 1^\circ\text{C}$, sin embargo, es clara la tendencia de las curvas del comportamiento de la temperatura.

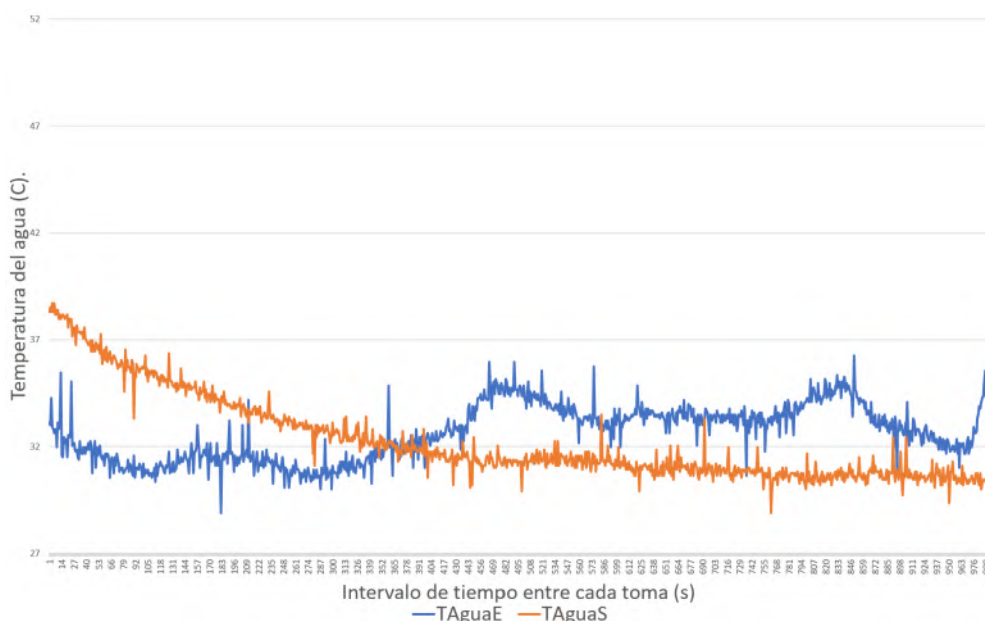


Figura 3.6. Temperatura del agua a 85 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.

Se puede observar de la Figura 3.7, que la temperatura del aire siempre es mayor a la salida que a la entrada, debido a que la temperatura del agua de entrada es mucho mayor que la del aire de entrada, provocando de inmediato una transferencia de calor del agua al aire. Esto aunado a la evaporación que experimenta el fluido caliente al estar en contacto con el fluido frío (aire), incrementando la humedad relativa del aire a la salida. Que provoca que el aire eleve rápidamente su temperatura y su contenido de agua.

Existen momentos en los que la temperatura del aire de salida es ligeramente mayor que la de entrada, que posiblemente sea debido a la baja resolución del instrumento de medición que también es de $\pm 1^\circ\text{C}$ y que el sistema entra en un régimen estacionario. En algunas partes se puede observar cierto ruido en la medición de la temperatura del aire.

3. DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN.

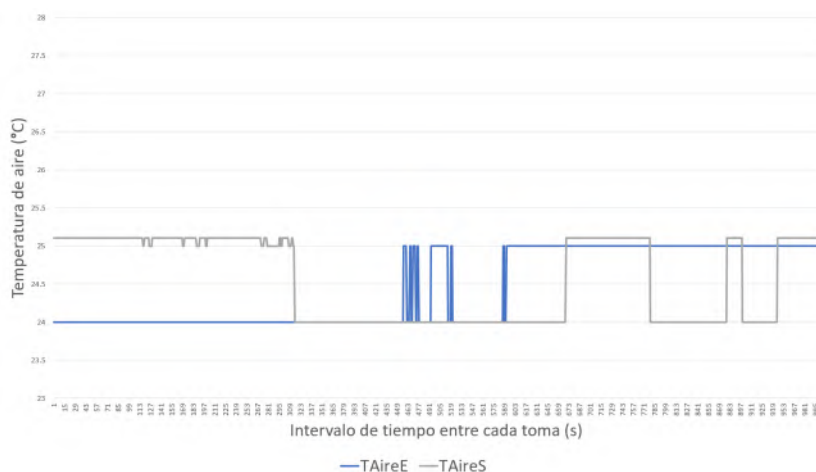


Figura 3.7. Temperatura del aire a 85 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.

En cuanto a la humedad relativa, los datos obtenidos se mantienen constantes la mayor parte del tiempo y son más estables en comparación con los datos de la temperatura del agua y del aire. Las únicas variaciones que se presentan posiblemente sólo sean ruido, ya que son mínimas.

La humedad relativa siempre está por encima de la humedad de entrada, lo cual es de esperarse, ya que la humedad relativa de entrada corresponde a la atmosférica. Cuando el aire entra en la unidad de enfriamiento, absorbe cierta cantidad de agua debido a la diferencia de temperaturas y a la diferencia de concentraciones de vapor de agua dentro del aire. La agitación generada por las palas en el interior de la unidad ayuda a incrementar el aumento de la humedad relativa en el aire a la salida.

En la Figura 3.8 se muestra el comportamiento de la humedad relativa en la unidad de enfriamiento.

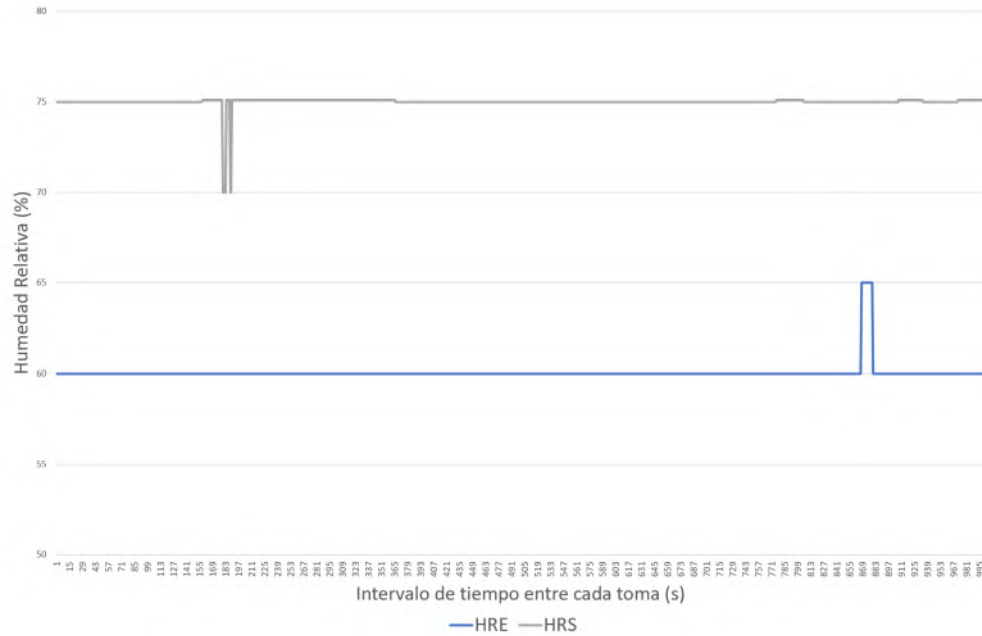


Figura 3.8. Humedades relativas a 85 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.

El valor promedio de los datos obtenidos en las Figuras 4.6, 4.7 y 4.8 son los siguientes:

- Temperatura del aire promedio a la entrada = $24.447^{\circ}C$
- Temperatura del aire promedio a la salida = $25.54^{\circ}C$
- Humedad relativa promedio a la entrada = 60.06%
- Humedad relativa promedio a la salida = 74.99%
- Temperatura de agua promedio a la entrada = $32.65^{\circ}C$
- Temperatura de agua promedio a la salida = $32.25^{\circ}C$

3.3.2. Datos Experimentales Registrados a 152.6 RPM las Palas y 1000 RPM el Ventilador

Para la toma de la segunda ronda de mediciones, solo se aumentaron las RPM de las palas a 152.6 RPM, mientras que las RPM del ventilador se mantuvieron en 1000 RPM. Con lo que se eliminaron los efectos de la puesta en marcha del equipo, manteniéndose solamente los efectos de los cambios en la velocidad de giro de las palas que fue de 85 a 152.6 RPM.

3. DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN.

En la Figura 3.9, se aprecia el comportamiento del agua, donde se observa que la temperatura del agua de entrada, fue proporcionada por el calentador a aproximadamente $42\text{ }^{\circ}\text{C}$ durante 9 minutos, apreciándose posteriormente una disminución de la misma hasta $37\text{ }^{\circ}\text{C}$ a los 12 minutos. La temperatura del agua de salida es de $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ debido a las palas que incrementan la transferencia de calor por convección. Esta se mantiene hasta los 10 minutos, para posteriormente tener un ligero aumento que coincide con la disminución de la temperatura del agua de entrada.

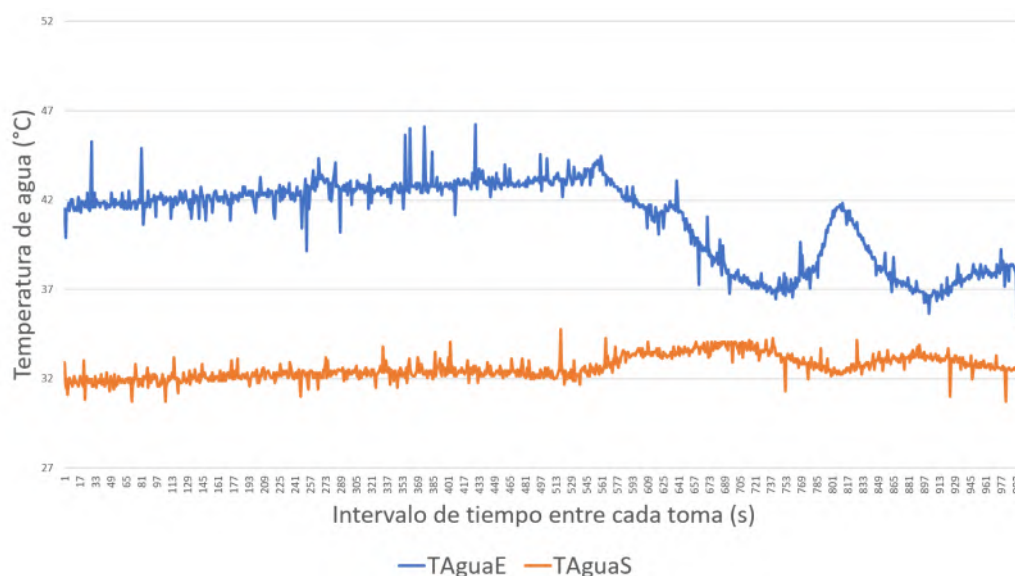


Figura 3.9. Temperaturas del agua a 152.6 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.

En las mediciones de la temperatura del aire (Figura 3.10), se observa un aumento en la diferencia entre la temperatura de salida del aire y la de entrada del aire ($2\text{ }^{\circ}\text{C}$), respecto del caso anterior ($1\text{ }^{\circ}\text{C}$, Figura 3.7), debido a que la temperatura del agua de entrada también es mayor ($41\text{ }^{\circ}\text{C}$, Figura 3.9), que la temperatura del agua de entrada de la Figura 3.6 ($32.65\text{ }^{\circ}\text{C}$). Al entrar en contacto con el agua a mayor temperatura, el aire absorbe aún más calor, incrementando su temperatura.

3.3 Monitoreo y Datos Obtenidos de la Experimentación.

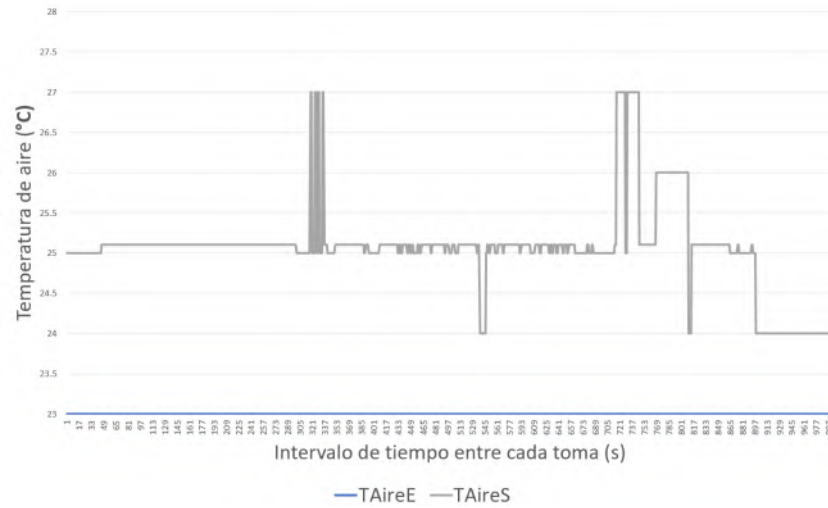


Figura 3.10. Temperaturas del aire a 152.6 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.

Con respecto a las humedades relativas (Figura 3.11) se puede, observar un aumento de casi un 5 % tanto en la entrada como en la salida con respecto a la Figura 3.8.

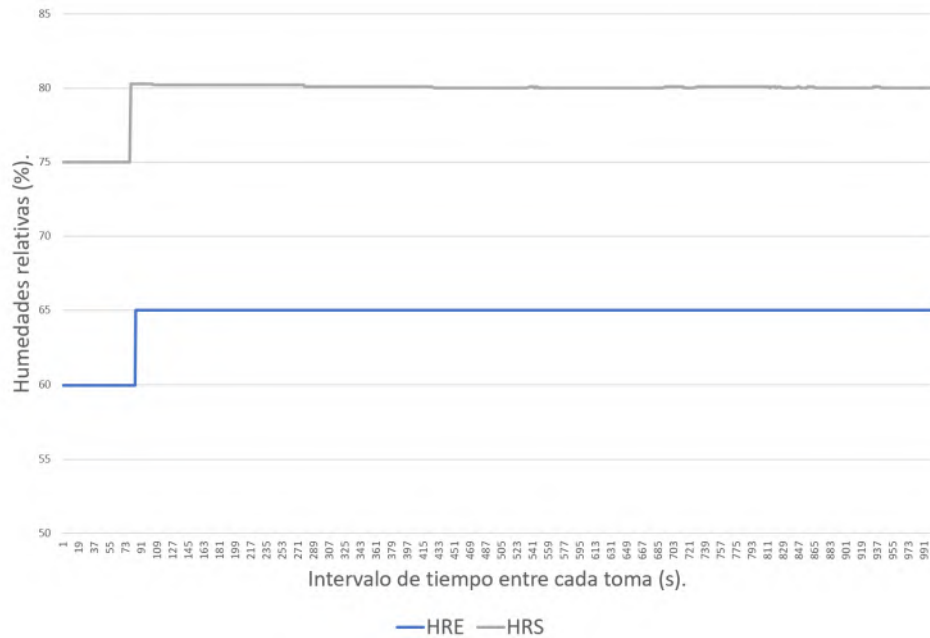


Figura 3.11. Humedades relativas a 152.6 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.

Los datos promedio obtenidos son los siguientes:

- Temperatura del aire promedio a la entrada = 23 °C

3. DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN.

- Temperatura del aire promedio a la salida = $25.54\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Humedad relativa promedio a la entrada = 64.58%
- Humedad relativa promedio a la salida = 79.68%
- Temperatura de agua promedio a la entrada = $40.94\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de agua promedio a la salida = $32.61\text{ }^{\circ}\text{C}$

3.3.3. Datos Experimentales Registrados a 228.09 RPM las Palas y 1000 RPM el Ventilador

En el registro de la tercera ronda de mediciones, se aumentaron las RPM de las palas a 228.09 RPM, mientras que las RPM del ventilador se mantuvieron nuevamente en 1000 RPM.

En la Figura 3.12 se muestra el comportamiento durante la toma de estas mediciones. En este caso, al inicio, la temperatura del fluido comenzó en $37\text{ }^{\circ}\text{C}$ y aumentó hasta $49\text{ }^{\circ}\text{C}$. Posteriormente, bajó y se mantuvo la mayor parte del tiempo (10 minutos) a $34\text{ }^{\circ}\text{C}$.

La temperatura de salida del agua en promedio se mantuvo a $31\text{ }^{\circ}\text{C}$. Es importante señalar que a la mayor temperatura de entrada de agua caliente (48°C) observada, se obtiene la menor temperatura de salida de agua fría ($30\text{ }^{\circ}\text{C}$).

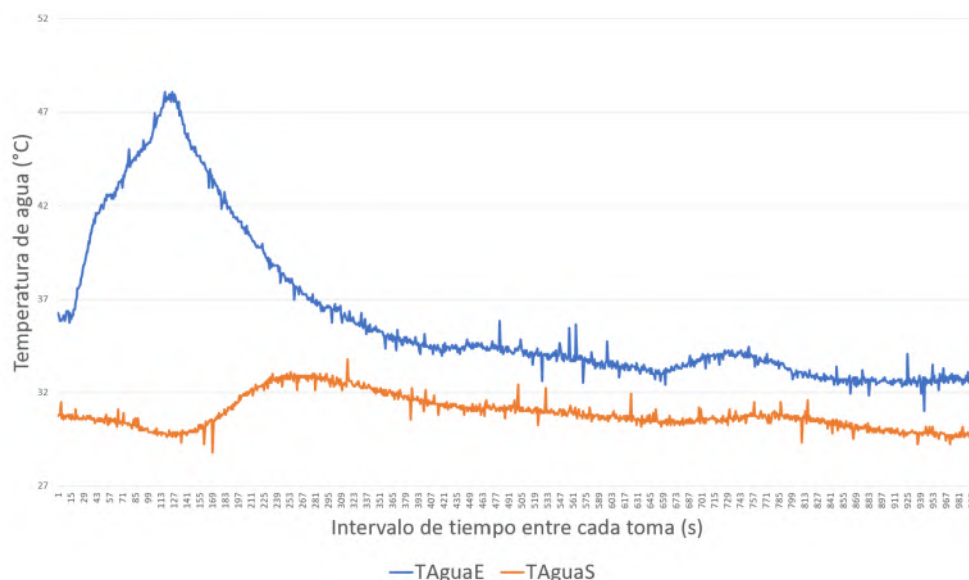


Figura 3.12. Temperaturas del agua a 228.09 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.

En la Figura 3.13, se observa cómo la variación de la temperatura del aire, es acorde con la variación de la temperatura de entrada del agua (Figura 3.12). Se muestra la

influencia de la temperatura del agua de entrada, que es casi instantánea en el aumento de temperatura del aire de salida y diferida en la disminución de la misma.

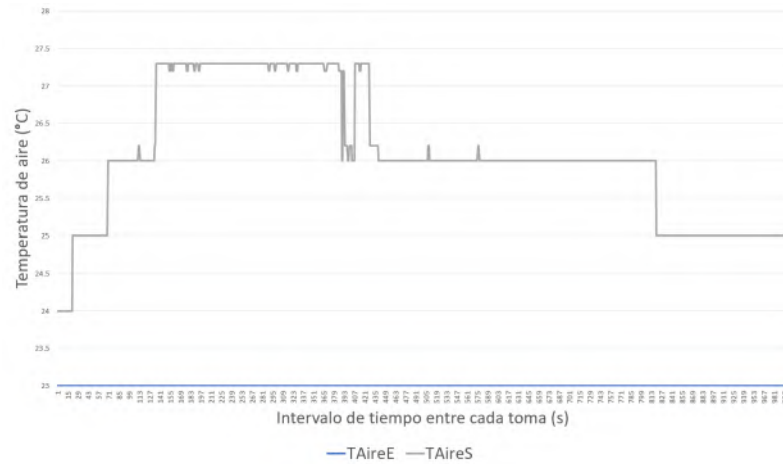


Figura 3.13. Temperaturas del aire a 228.09 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.

La humedad relativa a la salida (Figura 3.14) se mantuvo en 80 %. Observándose una diferencia de humedades entre la entrada y la salida en un 20 %, que representa un incremento del 5 % en relación con los casos anteriores.

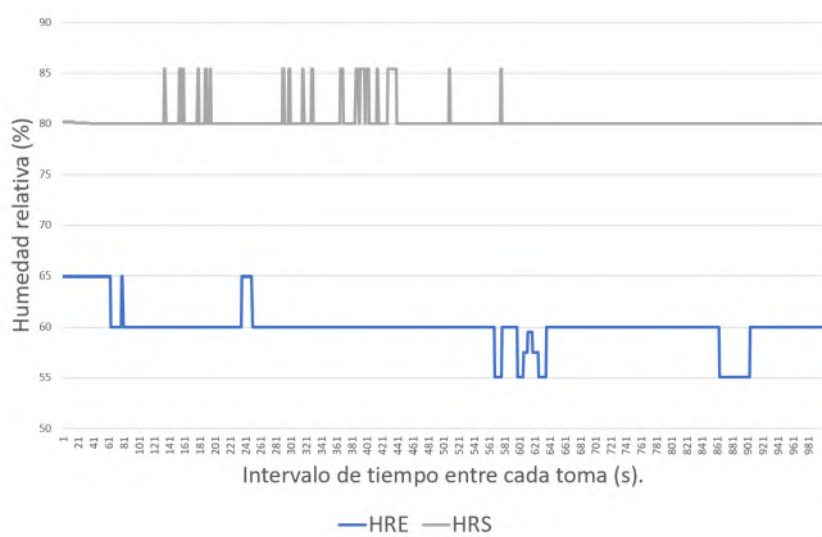


Figura 3.14. Humedades relativas a 228.09 RPM las palas y 1000 RPM el ventilador.

El valor promedio de los datos registrados en la experimentación son los siguientes:

- Temperatura del aire promedio a la entrada = 23 °C

3. DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN.

- Temperatura del aire promedio a la salida = $26\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Humedad relativa promedio a la entrada = 60.02%
- Humedad relativa promedio a la salida = 80.30%
- Temperatura de agua promedio a la entrada = $36.03\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de agua promedio a la salida = $30.89\text{ }^{\circ}\text{C}$

3.3.4. Datos Experimentales Registrados a 85 RPM las Palas y 2000 RPM el Ventilador.

En las siguientes mediciones, se aumentaron las RPM del ventilador a 2000 RPM, mientras que las RPM de las palas se mantuvieron en 85 RPM. Se puede observar que el comportamiento de la temperatura del agua caliente de entrada, depende del suministro de agua del calentador (este enciende y apaga continuamente). Sin embargo, en el minuto 10 alcanza una temperatura estable de $36\text{ }^{\circ}\text{C}$. Se observa que la temperatura promedio a la salida permanece en 31°C y que la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida de agua caliente representa un máximo de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ al tiempo cero, $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ a los 5 minutos y $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ a los 10 minutos. También se puede apreciar que a la máxima temperatura del agua de entrada (40°C) se obtiene la mínima temperatura del agua a la salida ($30\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Para el caso de la temperatura del aire (Figura 3.16), se muestra un ligero aumento en la temperatura entre la entrada y la salida. La humedad relativa (Figura 3.17) muestra una diferencia de la humedad relativa entre la entrada y la salida solo del 10% , que es una de las más pequeñas analizadas.

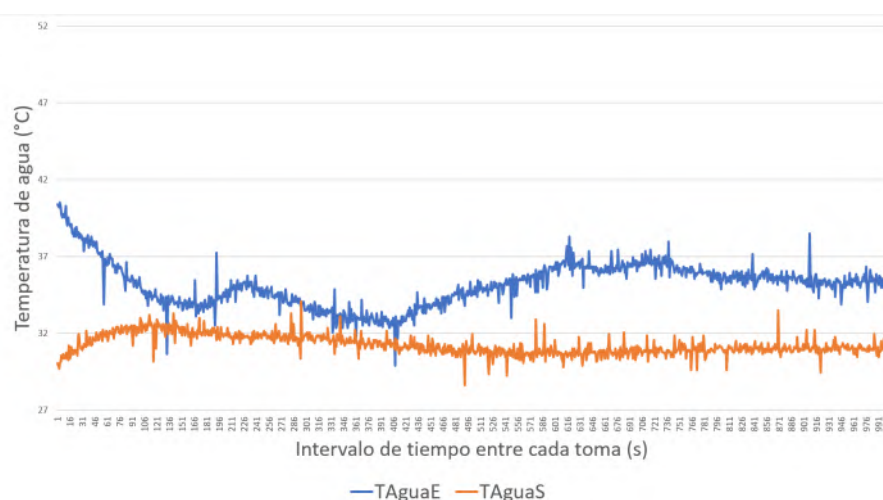


Figura 3.15. Temperatura del agua a 85 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.

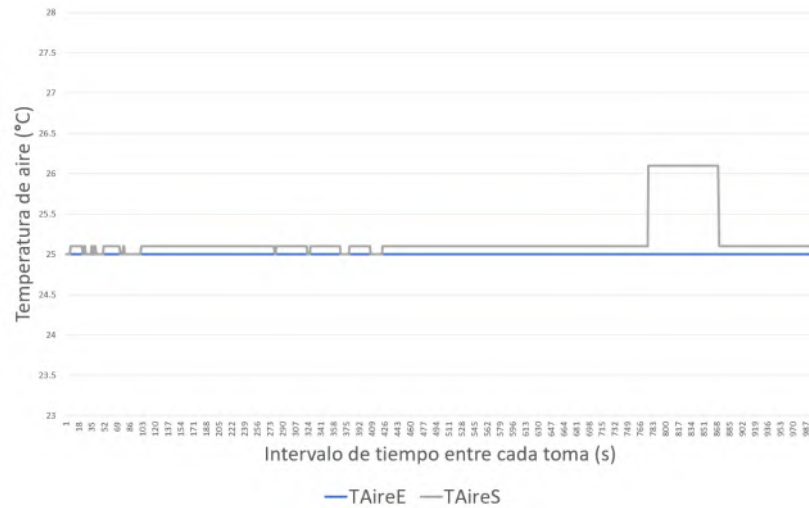


Figura 3.16. Temperatura del aire a 85 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.

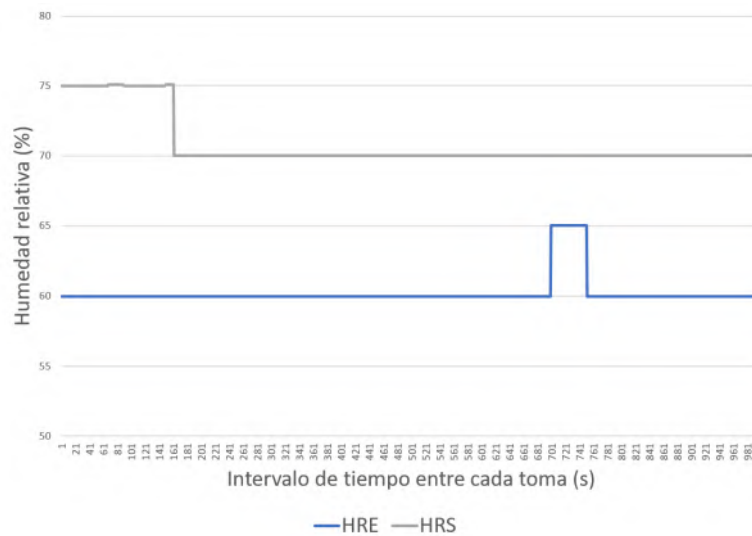


Figura 3.17. Humedades relativas a 85 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.

El valor promedio de los datos registrados en la experimentación son los siguientes:

- Temperatura del aire promedio a la entrada = 25 °C
- Temperatura del aire promedio a la salida = 25.18 °C
- Humedad relativa promedio a la entrada = 60.26 %
- Humedad relativa promedio a la salida = 70.80 %

3. DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN.

- Temperatura de agua promedio a la entrada = 35.18°C
- Temperatura de agua promedio a la salida = 31.25°C

3.3.5. Datos Experimentales Registrados a 152.6 RPM las Palas y 2000 RPM el Ventilador.

En la quinta ronda de mediciones, se aumentaron las revoluciones de las palas a 152.6 RPM y las revoluciones del ventilador se mantuvieron en 2000 RPM. El comportamiento de la temperatura del agua se muestra en la Figura 3.18, temperatura del aire se muestra en la Figura 3.19 y la humedad relativa en la Figura 3.20.

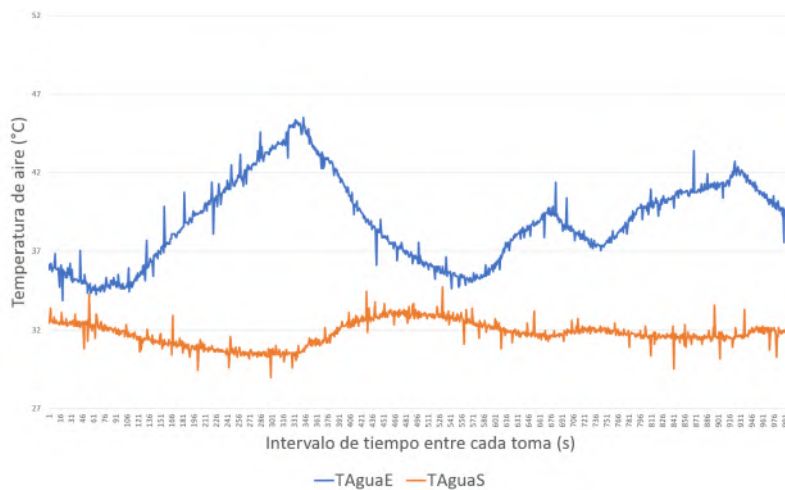


Figura 3.18. Temperaturas del agua a 152.6 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.

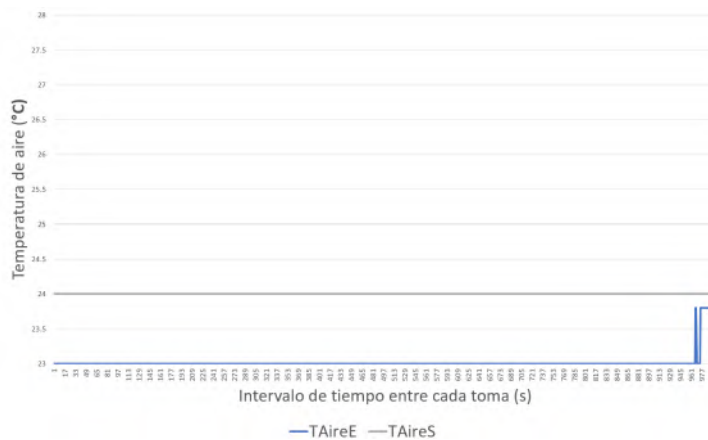


Figura 3.19. Temperaturas del aire a 152.6 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.

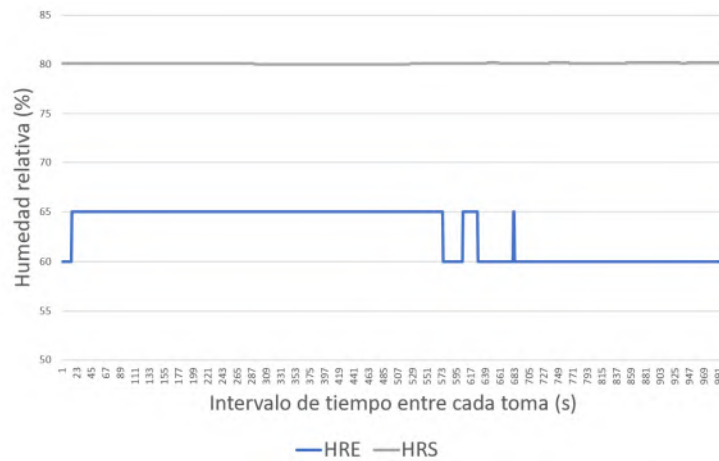


Figura 3.20. Humedades relativas a 152.6 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.

El valor promedio de los datos registrados en la experimentación son los siguientes:

- Temperatura del aire promedio a la entrada = 23.02°C
- Temperatura del aire promedio a la salida = 24.00°C
- Humedad relativa promedio a la entrada = 62.92%
- Humedad relativa promedio a la salida = 80.09%
- Temperatura de agua promedio a la entrada = 38.90°C (33.5°C)
- Temperatura de agua promedio a la salida = 31.78°C (31°C)

3.3.6. Datos Experimentales Registrados a 228.09 RPM las Palas y 2000 RPM el Ventilador.

En la sexta ronda de mediciones, se aumentaron las RPM de las palas a 228.09 RPM y las revoluciones del ventilador se mantuvieron en 2000 RPM. El comportamiento de la temperatura del agua se muestra en la Figura 3.21, temperatura del aire se muestra en la Figura 3.22 y la humedad relativa en la Figura 3.23.

3. DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN.

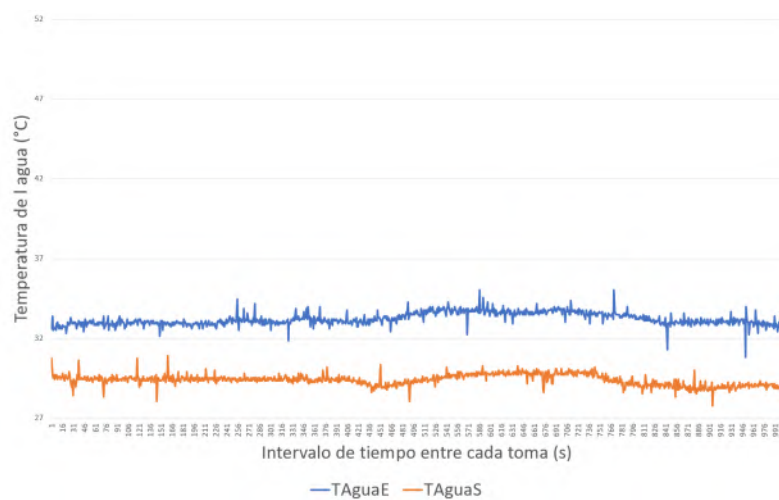


Figura 3.21. Temperaturas del agua a 228.09 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.

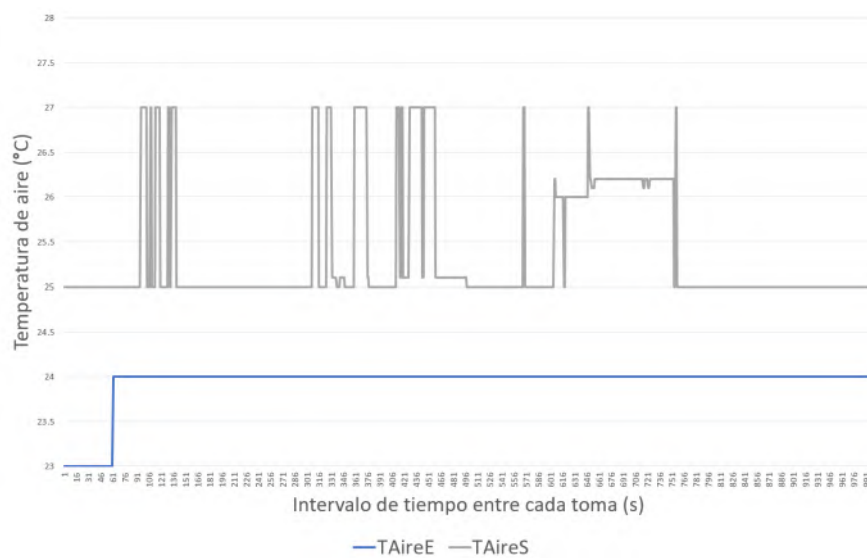


Figura 3.22. Temperaturas del aire a 228.09 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.

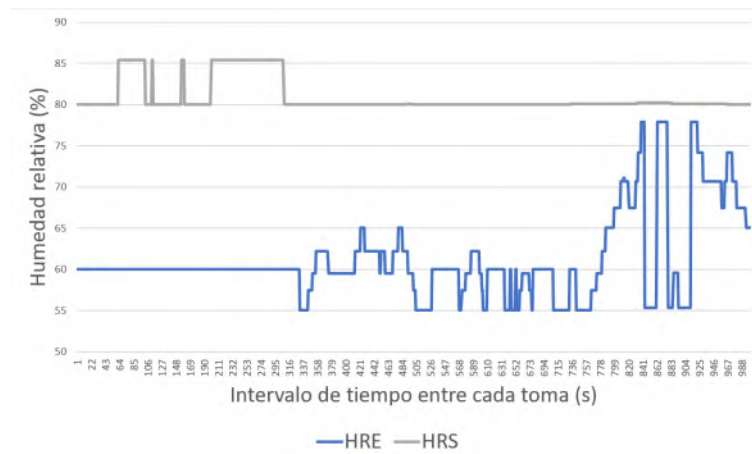


Figura 3.23. Humedades relativas a 228.09 RPM las palas y 2000 RPM el ventilador.

El valor promedio de los datos registrados en la experimentación son los siguientes:

- Temperatura del aire promedio a la entrada = $23.93^{\circ}C$
- Temperatura del aire promedio a la salida = $25.36^{\circ}C$
- Humedad relativa promedio a la entrada = 61.18%
- Humedad relativa promedio a la salida = 80.86%
- Temperatura de agua promedio a la entrada = $33.21^{\circ}C$
- Temperatura de agua promedio a la salida = $29.39^{\circ}C$

3.3.7. Datos Experimentales Registrados a 85 RPM las Palas y 3000 RPM el Ventilador.

En la séptima ronda de mediciones, se aumentaron las revoluciones por minuto del ventilador a 3000 RPM, mientras que las RPM de las palas operaron a 85 RPM nuevamente. A partir de estas mediciones, las RPM del ventilador se mantienen en 3000 RPM. El comportamiento de la temperatura del agua se muestra en la Figura 3.24, la temperatura del aire se muestra en la Figura 3.25 y la humedad relativa en la Figura 3.26.

3. DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN.

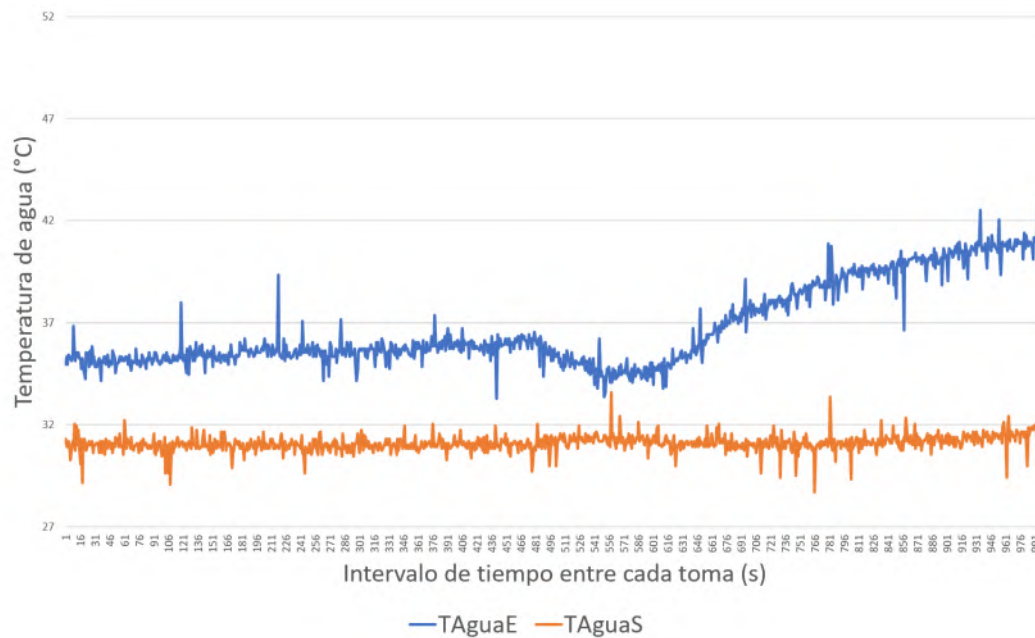


Figura 3.24. Temperaturas del agua a 85 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.



Figura 3.25. Temperaturas del aire a 85 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.

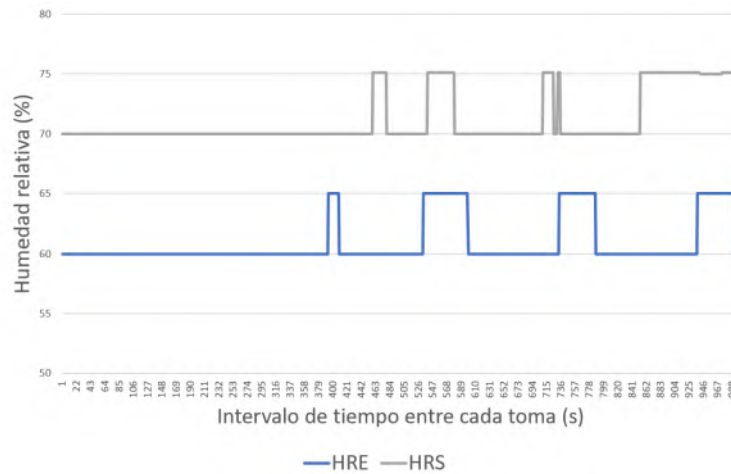


Figura 3.26. Humedades relativas a 85 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.

El valor promedio de los datos registrados en la experimentación son los siguientes:

- Temperatura del aire promedio a la entrada = $24.25^{\circ}C$
- Temperatura del aire promedio a la salida = $25.0073^{\circ}C$
- Humedad relativa promedio a la entrada = 60.96%
- Humedad relativa promedio a la salida = 71.15%
- Temperatura de agua promedio a la entrada = $36.75^{\circ}C$
- Temperatura de agua promedio a la salida = $31.10^{\circ}C$

3.3.8. Datos Experimentales Registrados a 152.6 RPM las Palas y 3000 RPM el Ventilador.

En la octava rondas de mediciones, se aumentaron las RPM de las palas a 152.6 RPM y las revoluciones del ventilador se mantuvieron en 3000 RPM. El comportamiento de la temperatura del agua se muestra en la Figura 3.27, temperatura del aire se muestra en la Figura 3.28 y la humedad relativa en la Figura 3.29.

3. DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN.

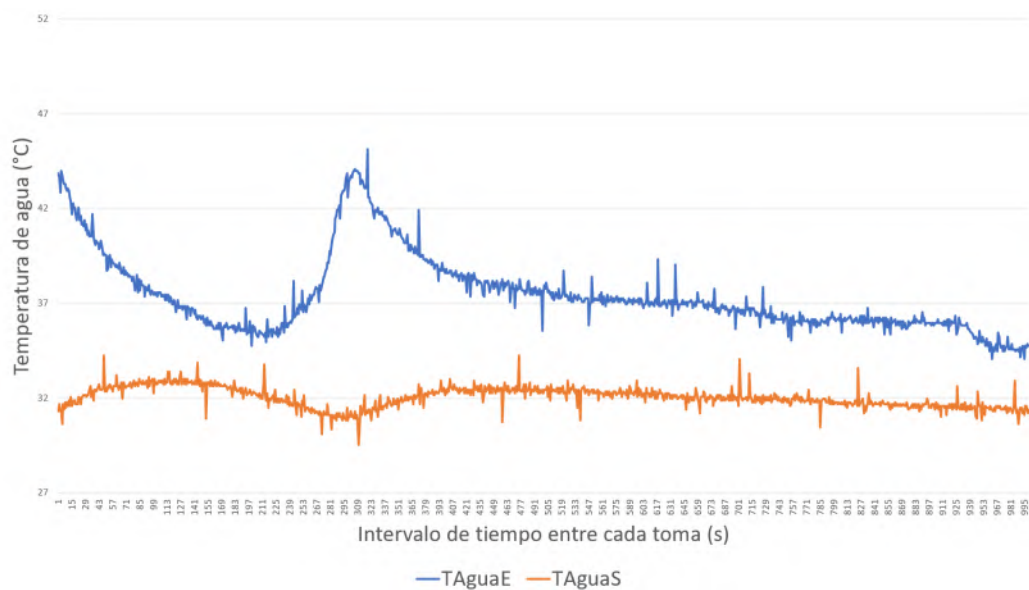


Figura 3.27. Temperaturas del agua a 152.6 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.

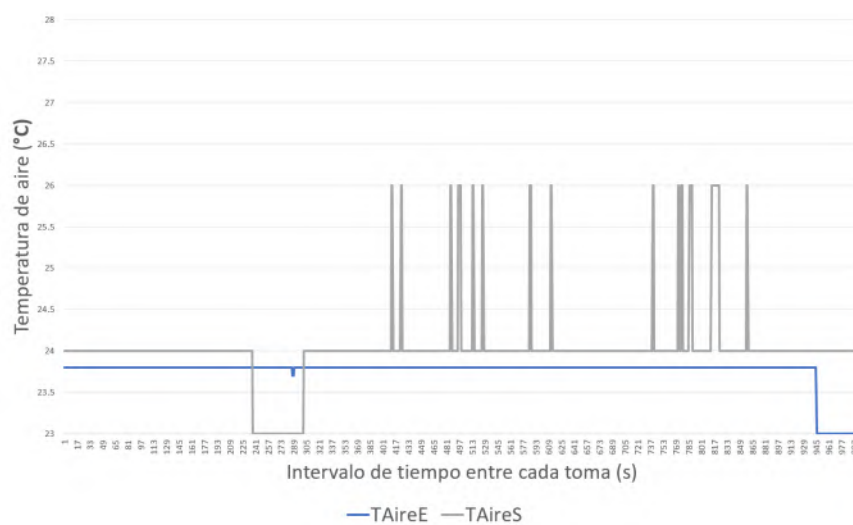


Figura 3.28. Temperaturas del aire a 152.6 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.

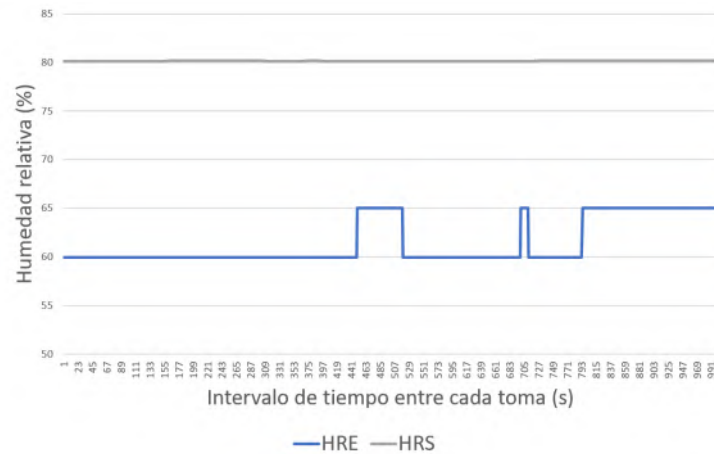


Figura 3.29. Humedades relativas a 152.6 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.

El valor promedio de los datos registrados en la experimentación son los siguientes:

- Temperatura del aire promedio a la entrada = $23.75^{\circ}C$
- Temperatura del aire promedio a la salida = $24.01^{\circ}C$
- Humedad relativa promedio a la entrada = 61.44%
- Humedad relativa promedio a la salida = 80.14%
- Temperatura de agua promedio a la entrada = $37.45^{\circ}C$
- Temperatura de agua promedio a la salida = $32.02^{\circ}C$

3.3.9. Datos Experimentales Registrados a 228.09 RPM las Palas y 3000 RPM el Ventilador.

En la novena ronda de mediciones, se aumentaron las RPM de las palas a 228.09 RPM y las revoluciones del ventilador se mantuvieron en 3000 RPM. El comportamiento de la temperatura del agua se muestra en la Figura 3.30, las cuales son muy estables tanto para el agua de entrada como para el agua de salida. La temperatura del aire se muestra en la Figura 3.31, donde también cabe observar que se mantuvieron muy estables. En la Figura 3.32 de humedad relativa, se observa en todo el experimento la máxima diferencia de humedad relativa entre la entrada y la salida (20 %) y se mantiene a lo largo del tiempo.

3. DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN.

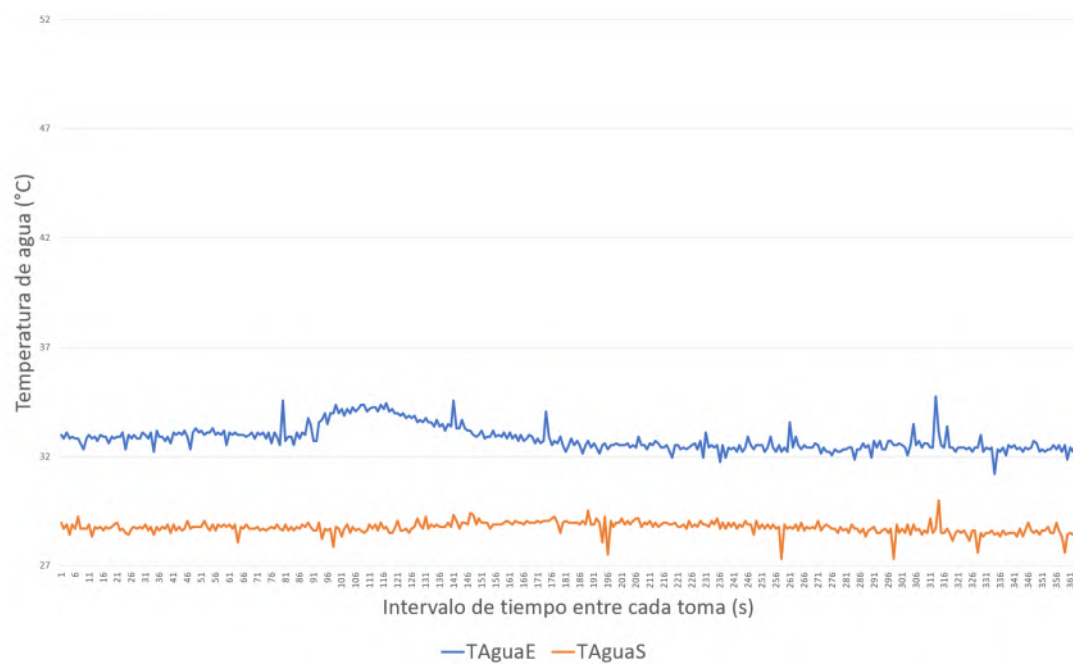


Figura 3.30. Temperaturas del agua a 228.09 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.

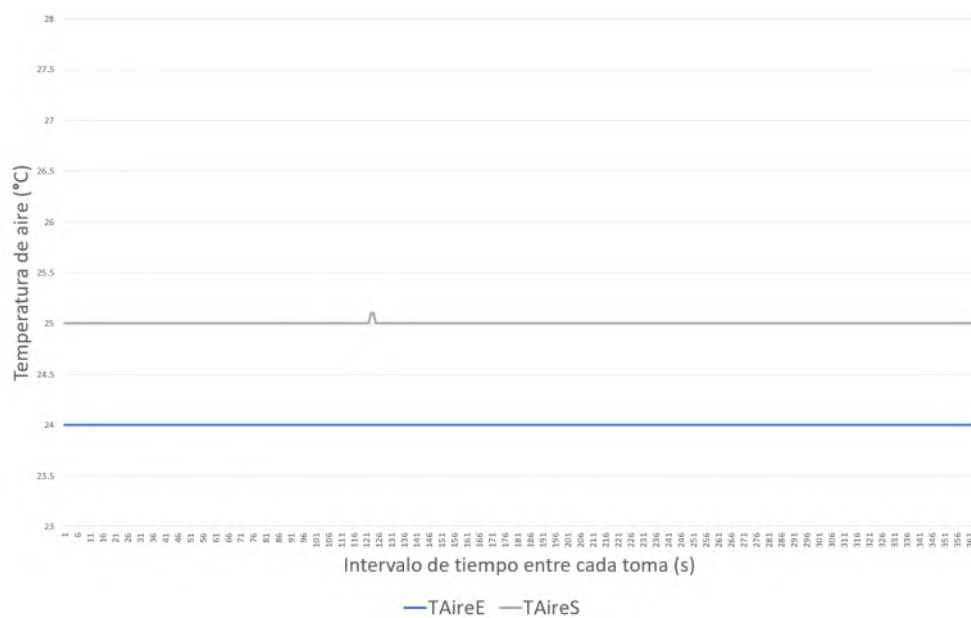


Figura 3.31. Temperaturas del aire a 228.09 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.

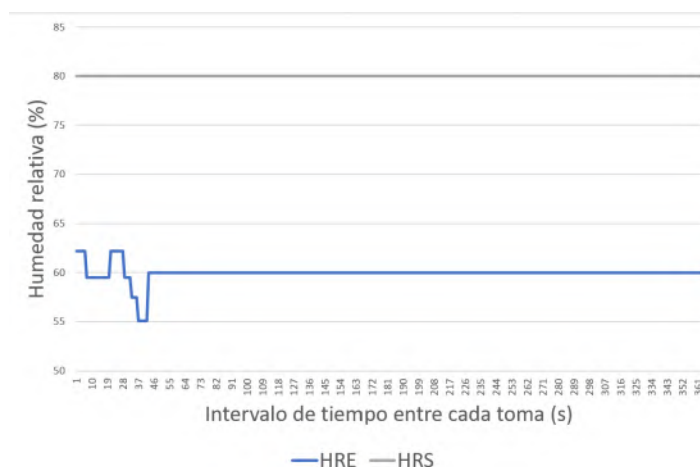


Figura 3.32. Humedades relativas a 228.09 RPM las palas y 3000 RPM el ventilador.

El valor promedio de los datos registrados en la experimentación son los siguientes:

- Temperatura del aire promedio a la entrada = $23.00^{\circ}C$
- Temperatura del aire promedio a la salida = $26.09^{\circ}C$
- Humedad relativa promedio a la entrada = 60.02%
- Humedad relativa promedio a la salida = 80.30%
- Temperatura de agua promedio a la entrada = $36.03^{\circ}C$
- Temperatura de agua promedio a la salida = $30.89^{\circ}C$

Resumiendo en las figuras que muestran el comportamiento de la temperatura del agua, se aprecia una variación irregular de la temperatura de entrada. Esto es debido a que el calentador de agua no entrega una temperatura estable a la unidad de enfriamiento, probablemente como consecuencia de una mayor demanda de agua caliente en la casa habitación. Sin embargo, muchas de estas mediciones presentan periodos de estado estable desde 5 hasta 15 minutos. En general se puede observar que

- Entre mayor es la revolución de operación de las palas mayor es la humedad a la salida de la unidad de enfriamiento.
- Entre mayor es la revolución de operación de las palas mayor es la temperatura del aire a la salida.
- De las Figuras 3.7, 3.10, 3.13, 3.16, 3.19, 3.22, 3.25, 3.28 y 3.21 que muestran el comportamiento de la temperatura del aire, se puede observar que si la velocidad del ventilador es baja y la velocidad de las palas es alta, entonces la temperatura

3. DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN.

del aire a la salida es mayor, alcanzando una diferencia máxima de hasta 4 °C con respecto a la temperatura del aire de entrada. Sin embargo, es de tener en cuenta la sensibilidad del sensor (± 1 °C) que puede dificultar la interpretación de resultados.

- Cuanto mayor es la diferencia de humedades relativas, mayor será la transferencia de calor por evaporación.
- Cuanto mayor es la temperatura de entrada del agua caliente a la unidad, menor es la temperatura del agua fría a la salida de la unidad.

En la Tabla 3.2 se muestra el valor promedio de las nueve rondas de mediciones.

Tabla 3.2: Datos de todas las experimentaciones mediante el método Taguchi.

$RPM_p RPM_V$	T_{aire_E}	HRE	T_{aire_S}	HRS	$Tagua_E$	$Tagua_S$
RPM	°C	%	°C	%	°C	°C
1	2	3	4	5	6	7
0851000	24.44	60.06	25.54	74.99	32.65	32.25
1521000	23.00	64.58	25.54	79.68	40.94	32.61
2281000	23.00	60.02	26.00	80.30	36.03	30.89
0852000	25.00	60.26	25.18	70.80	35.18	31.25
1522000	23.02	62.92	24.00	80.09	38.90	31.78
2282000	23.93	61.18	25.36	80.86	33.21	29.39
0853000	24.25	60.96	25.00	71.15	36.75	31.10
1523000	23.75	61.44	24.01	80.14	37.45	32.02
2283000	23.00	60.02	26.09	80.30	36.03	30.89

Con estos datos se llevó a cabo un análisis y se desarrolló el modelo que predice la transferencia de calor por convección en la unidad de enfriamiento. En el siguiente capítulo se muestra este análisis.

Análisis de Datos Obtenidos en la Experimentación.

En este capítulo se muestra cómo se analizaron los datos obtenidos durante la experimentación. Estos datos son fundamentales para comprender la transferencia de calor en la unidad de enfriamiento con elementos móviles.

Gracias a estos datos, se podrá cuantificar la cantidad de calor extraída del agua, así como la cantidad de calor transferida del agua al aire. Además, se podrá determinar la cantidad de calor que se disipa con el aire a través de la evaporación y la transferencia de calor por convección que se disipa al medio ambiente. La transferencia de calor por el aire y por evaporación son fáciles de calcular, ya que en la experimentación se cuenta con los datos necesarios para su cálculo.

En cambio, la transferencia de calor por convección es más compleja, ya que depende del coeficiente de convección, el cual varía en función de múltiples parámetros relacionados con el flujo del fluido. Por ello, se desarrolla una ecuación que permita calcular dicho coeficiente considerando estos parámetros, los cuales están influenciados, entre otros, por las RPM que agitan el agua en el interior de la unidad de enfriamiento.

4.1. Análisis de Datos

Para trabajar con los datos obtenidos del agua, estos se filtraron para eliminar el ruido. Como los valores de temperatura del aire y de humedad relativa son constantes la mayor parte del tiempo, solo se aplicó un promedio en estos datos.

Para el análisis de datos del primer caso (Figura 3.6), los datos tomados en cuenta fueron a partir de que la temperatura de salida del agua fue menor que la de entrada, para eliminar los efectos de almacenamiento (estado transitorio).

Como la temperatura del agua caliente que entró a la unidad de enfriamiento varió

4. ANÁLISIS DE DATOS OBTENIDOS EN LA EXPERIMENTACIÓN.

en la mayoría de los casos, se realizó un análisis de la diferencia de temperatura con relación a la temperatura de entrada. Lo anterior con la finalidad de observar el comportamiento de la unidad con la temperatura de entrada y determinar la cantidad de calor que se remueve.

4.1.1. Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada Para los Datos de 85 RPM las Palas y 1000 RPM el Ventilador.

En la Figura 4.1 se muestra la gráfica de enfriamiento con los datos obtenidos de la experimentación del caso 1 (las palas funcionando a 85 RPM y el ventilador a 1000 RPM), ya filtrados. Gracias a este tipo de gráficas se puede observar la cantidad de calor que se le remueve al agua. Que en este caso partió desde 0 hasta un valor proporcional a una diferencia de temperaturas de 6.02°C . La temperatura máxima de entrada del agua fue de 36.65°C y la temperatura mínima de entrada de 30.64°C .

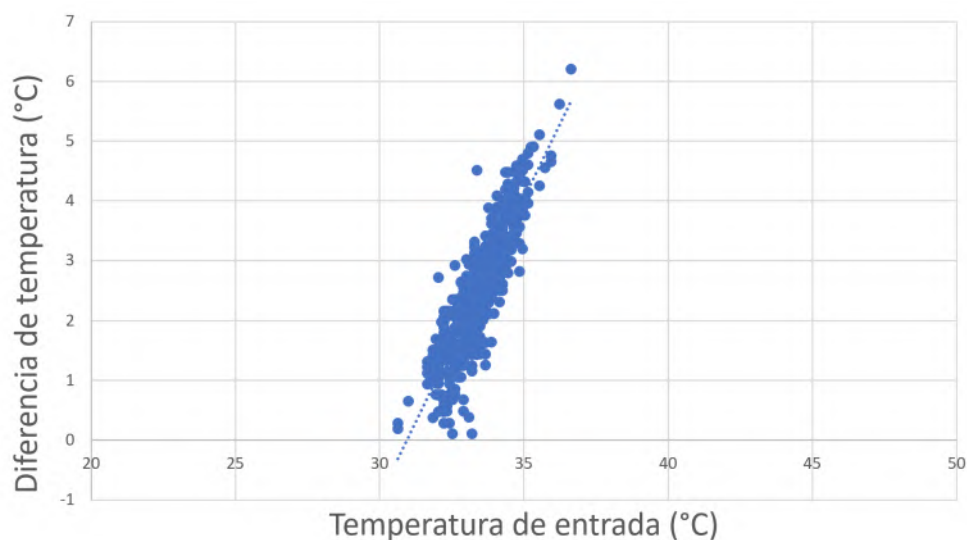


Figura 4.1. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 85 RPM y el ventilador 1000 RPM.

4.1.2. Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada Para los Datos de 152.06 RPM las Palas y 1000 RPM el Ventilador.

En estos datos se cuenta con una temperatura mínima de entrada de 35.45°C y una temperatura máxima de 46.23°C . La disminución de temperatura va desde 2°C hasta 14°C .

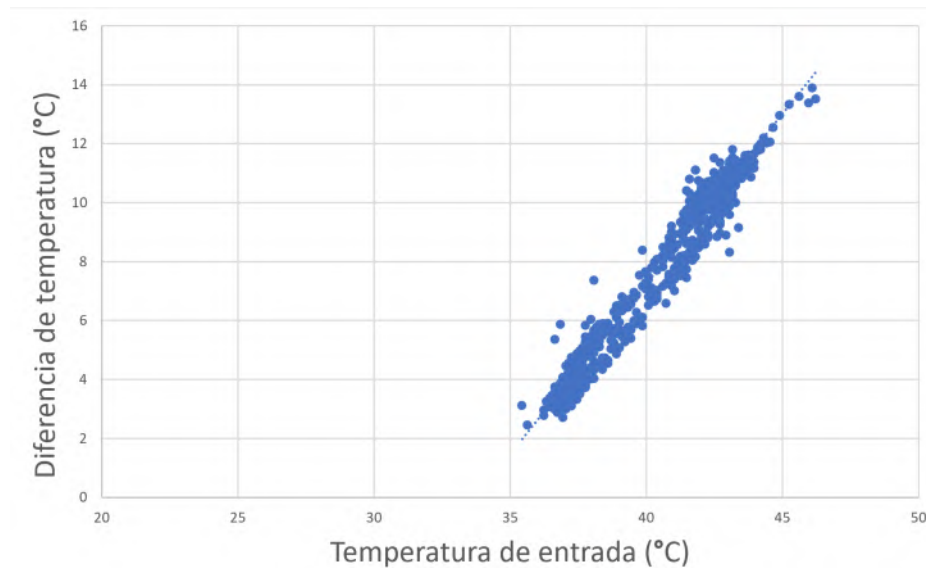


Figura 4.2. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 152.06 RPM y el ventilador 1000 RPM.

4.1.3. Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada Para los Datos de 228.09 RPM las Palas y 1000 RPM el Ventilador.

En estos datos se cuenta con una temperatura mínima de entrada de 32°C y una temperatura máxima de 48°C . La reducción de temperatura, con 32°C a la entrada es de 1.10°C , y la reducción de temperatura, con 48°C a la entrada es de 18.27°C .

4. ANÁLISIS DE DATOS OBTENIDOS EN LA EXPERIMENTACIÓN.

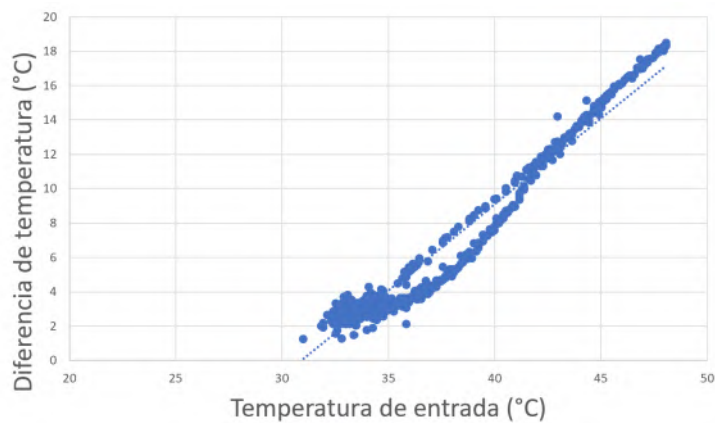


Figura 4.3. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 228.09 RPM y el ventilador 1000 RPM.

4.1.4. Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada Para los Datos de 85 RPM las Palas y 2000 RPM el Ventilador.

Aquí se observa una mayor dispersión de datos con respecto a la línea central. Se cuenta con una temperatura mínima de entrada de 30°C y una temperatura máxima de entrada de 40°C . Las diferencias de temperatura van desde 0.29°C hasta 10.5°C .

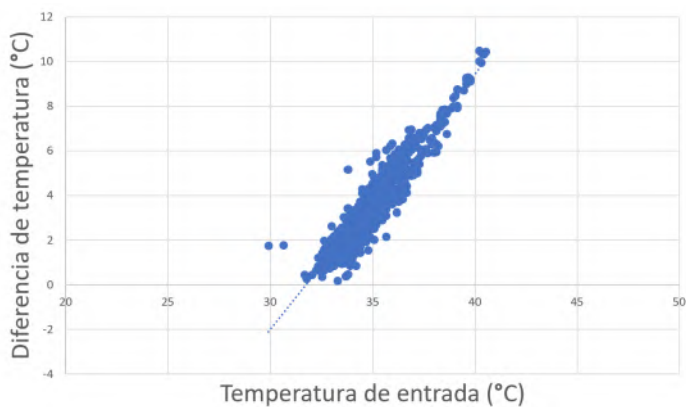


Figura 4.4. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 85 RPM y el ventilador 2000 RPM.

4.1.5. Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada Para los Datos de 152.06 RPM las Palas y 2000 RPM el Ventilador.

Se cuenta con una temperatura mínima de entrada de 34°C y una temperatura máxima de entrada de 46°C . Las diferencias de temperatura van desde 0.96°C hasta 15.05°C .

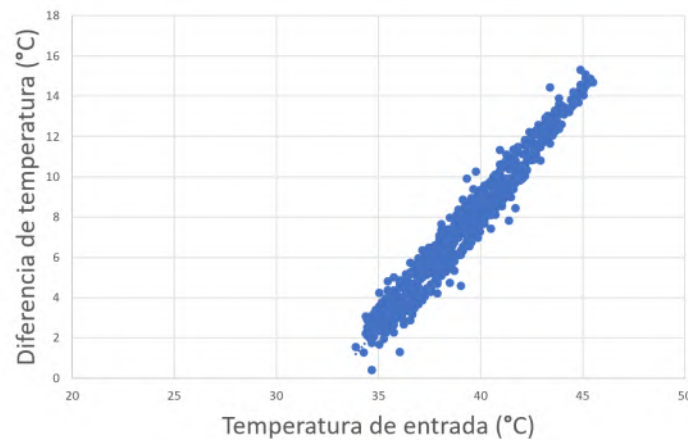


Figura 4.5. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 152.06 RPM y el ventilador 2000 RPM.

4.1.6. Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada Para los Datos de 228.09 RPM las Palas y 2000 RPM el Ventilador.

En esta gráfica se observa que hay muy poca variabilidad en la temperatura de entrada, temperatura mínima de entrada de 32.24°C y una temperatura máxima de entrada de 34.56°C , con diferencias de temperaturas que van desde 3°C hasta los 5°C con lo que se tienen datos muy estables.

4. ANÁLISIS DE DATOS OBTENIDOS EN LA EXPERIMENTACIÓN.

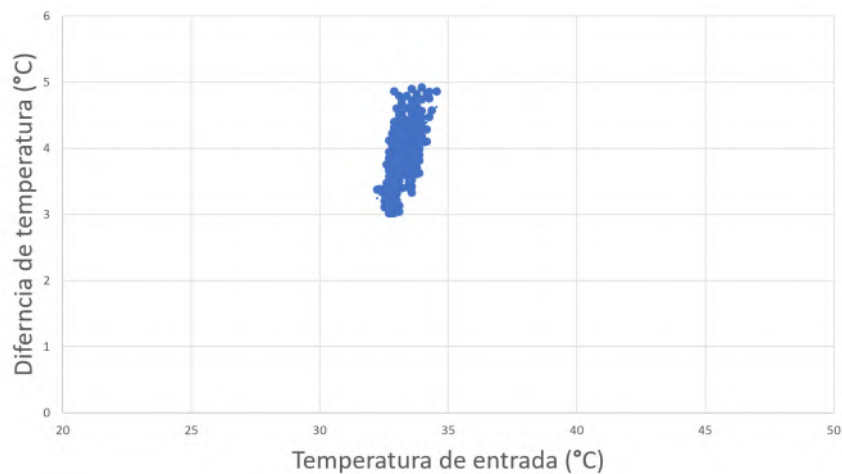


Figura 4.6. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 228.09 RPM y el ventilador 2000 RPM.

4.1.7. Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada, Para los Datos de 85 RPM las Palas y 3000 RPM el Ventilador.

En estos datos se cuenta con una temperatura mínima de entrada de 33°C y una temperatura máxima de entrada de 43°C . La diferencia de temperatura va desde 1°C hasta 11.5°C .

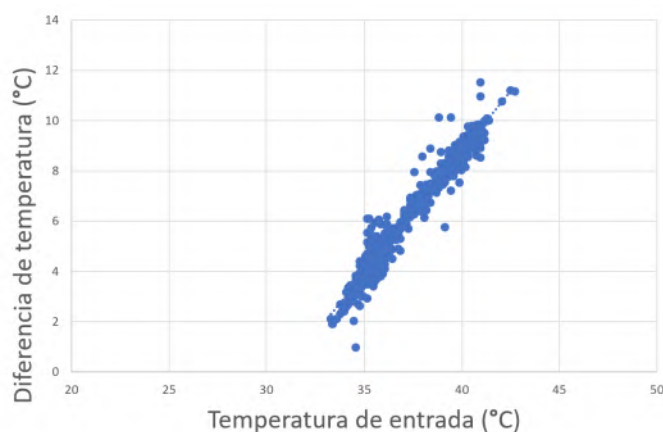


Figura 4.7. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 85 RPM y el ventilador 3000 RPM.

4.1.8. Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada, Para los Datos de 152.06 RPM las Palas y 3000 RPM el Ventilador.

En estos datos se cuenta con una temperatura mínima de entrada de 34°C y una temperatura máxima de entrada de 45°C . La temperatura reducción de temperatura va desde 1.88°C hasta 14.19°C .

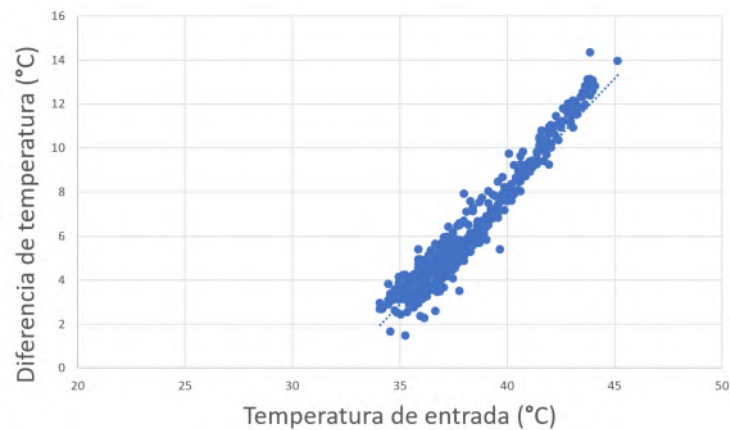


Figura 4.8. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 152.06 RPM y el ventilador 3000 RPM.

4.1.9. Diagrama de Diferencia de Temperatura Contra Temperatura de Entrada, Para los Datos de 228.09 RPM las Palas y 3000 RPM el Ventilador.

En estos datos se cuenta con una temperatura mínima de entrada de 32°C y una temperatura máxima de entrada de 35°C . La reducción de temperatura va desde 2.8°C hasta 6°C .

4. ANÁLISIS DE DATOS OBTENIDOS EN LA EXPERIMENTACIÓN.

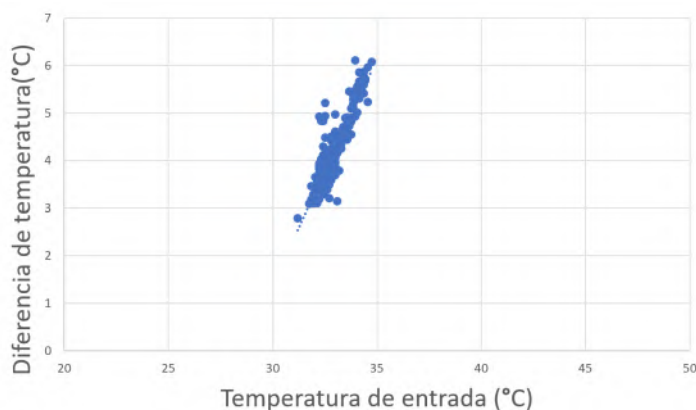


Figura 4.9. Gráfica de enfriamiento del agua con las palas a 228.09 RPM y el ventilador 3000 RPM.

Se puede observar de las Figuras 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5, 4.6, 4.7, 4.8 y 4.9, que la diferencia de temperatura incrementa de manera proporcional con la temperatura de entrada, siguiendo la tendencia marcada con línea discontinua en las figuras. Lo cual es un indicativo de que, a mayor temperatura del agua de entrada, mayor remoción de calor es experimentada por dicho fluido, y por ende la eficiencia de enfriamiento aumenta.

4.2. Tratamiento de Datos.

Una vez identificadas las líneas de tendencia de temperatura de entrada de agua con respecto a la diferencia de temperatura (temperatura de entrada contra temperatura de salida), se observó que tienen un comportamiento lineal. Por lo que se ajustó dicho comportamiento con regresiones lineales. Estas líneas de tendencia se ven graficadas en la Figura 4.10 y sus valores se muestran en la Tabla B.1.

La nomenclatura de la Figura 4.10 es:

- E851: La reducción de temperatura en la experimentación con el motor a 85 RPM y el ventilador a 1000 RPM.
- E852: La reducción de temperatura en la experimentación con el motor a 85 RPM y el ventilador a 2000 RPM.
- E853: La reducción de temperatura en la experimentación con el motor a 85 RPM y el ventilador a 3000 RPM.
- E151: La reducción de temperatura en la experimentación con el motor a 152.06 RPM y el ventilador a 1000 RPM.

4.3 Desarrollo de la Ecuación Para la Transferencia de Calor por Convección Mediante el Número de Nusselt.

- E152: La reducción de temperatura en la experimentación con el motor a 152.06 RPM y el ventilador a 2000 RPM.
- E153: La reducción de temperatura en la experimentación con el motor a 152.06 RPM y el ventilador a 3000 RPM.
- E221: La reducción de temperatura en la experimentación con el motor a 228.09 RPM y el ventilador a 1000 RPM.
- E222: La reducción de temperatura en la experimentación con el motor a 228.09 RPM y el ventilador a 2000 RPM.
- E223: La reducción de temperatura en la experimentación con el motor a 228.09 RPM y el ventilador a 3000 RPM.

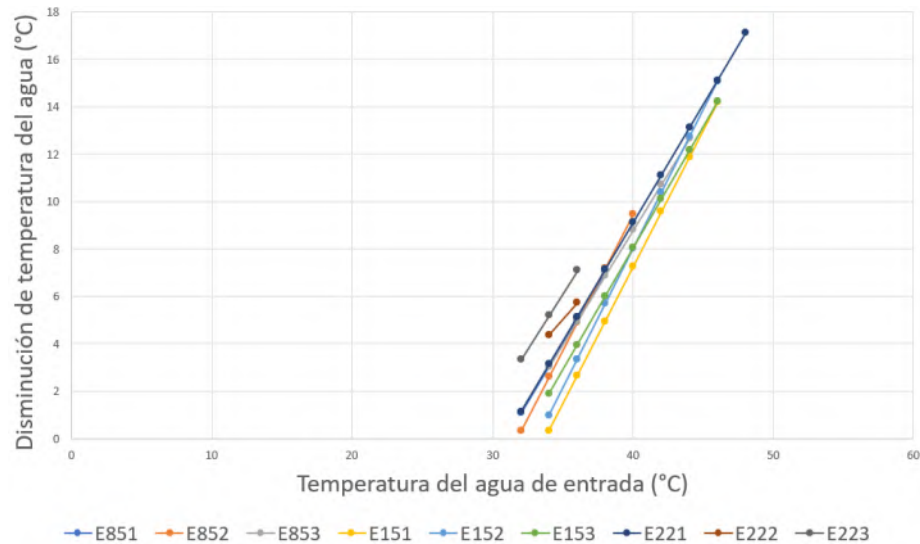


Figura 4.10. Gráfica de diferencia de temperatura en función de la temperatura de entrada.

4.3. Desarrollo de la Ecuación Para la Transferencia de Calor por Convección Mediante el Número de Nusselt.

Con las diferencias de temperatura mostradas en la Tabla B.1, se calcula la transferencia de calor removida del agua. Para el cálculo de esta transferencia, se utilizó la Ecuación 4.1.

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{m}_{agua} C_{p_{agua}} \Delta T \quad (4.1)$$

4. ANÁLISIS DE DATOS OBTENIDOS EN LA EXPERIMENTACIÓN.

Donde $\dot{m}_{agua}$ es el flujo másico del agua con un valor de 0.1291 kg/s , Cp_{agua} es el calor específico del agua con un valor de $4.184\text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$, y ΔT la diferencia de temperatura del agua cuyos valores se encuentran en la Tabla B.1. En la Tabla B.2 se muestra la transferencia de calor removida del agua calculada, en función de su temperatura de entrada. La Figura 4.11 se muestra dicho comportamiento.

- Columna 1: Temperatura de entrada del agua.
- Columna 2: Transferencia de calor del agua en la experimentación con el motor a 85 RPM y el ventilador a 1000 RPM (Q851).
- Columna 3: Transferencia de calor del agua en la experimentación con el motor a 85 RPM y el ventilador a 2000 RPM (Q852).
- Columna 4: Transferencia de calor del agua en la experimentación con el motor a 85 RPM y el ventilador a 3000 RPM (Q853).
- Columna 5: Transferencia de calor del agua en la experimentación con el motor a 152.06 RPM y el ventilador a 1000 RPM (Q151).
- Columna 6: Transferencia de calor del agua en la experimentación con el motor a 152.06 RPM y el ventilador a 2000 RPM (Q152).
- Columna 7: Transferencia de calor del agua en la experimentación con el motor a 152.06 RPM y el ventilador a 3000 RPM (Q153).
- Columna 8: Transferencia de calor del agua en la experimentación con el motor a 228.09 RPM y el ventilador a 1000 RPM (Q221).
- Columna 9: Transferencia de calor del agua en la experimentación con el motor a 228.09 RPM y el ventilador a 2000 RPM (Q222).
- Columna 10: Transferencia de calor del agua en la experimentación con el motor a 228.09 RPM y el ventilador a 3000 RPM (Q223).

4.3 Desarrollo de la Ecuación Para la Transferencia de Calor por Convección Mediante el Número de Nusselt.

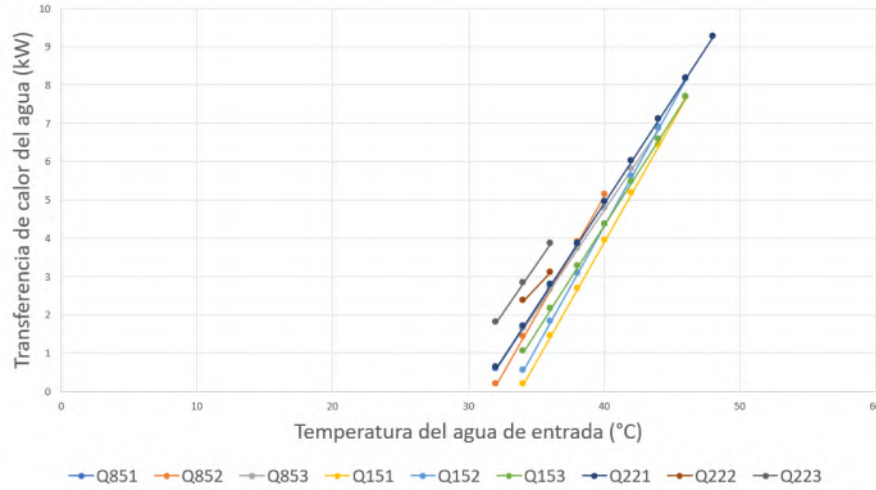


Figura 4.11. Gráfica de transferencia de calor del agua en función de la temperatura de entrada.

La transferencia de calor del agua ($\dot{Q}_{agua}$) en la unidad de enfriamiento, es el calor que se extrae a través de distintos mecanismos de transferencia térmica. Estos mecanismos son calor sensible removido por el aire ($\dot{Q}_{aire}$) del agua y calor latente debido a la evaporación de cierta cantidad del agua ($\dot{Q}_{evaporacion}$) que absorbe el aire. La evaporación depende de la temperatura y la humedad del aire ambiente, y de la temperatura de entrada del agua caliente. Adicionalmente, una parte del calor se disipa al medio ambiente por convección ($\dot{Q}_{conveccion}$).

De acuerdo con la primera ley de la termodinámica (Ecuación 4.2), se puede observar la relación entre la transferencia de calor del agua ($\dot{Q}_{agua}$) y las transferencias de calor del aire ($\dot{Q}_{aire}$), la evaporación ($\dot{Q}_{evaporacion}$) y el medio ambiente ($\dot{Q}_{conveccion}$).

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{Q}_{aire} + \dot{Q}_{evaporacion} + \dot{Q}_{conveccion} \quad (4.2)$$

La transferencia de calor del aire ($\dot{Q}_{aire}$) y por evaporación ($\dot{Q}_{evaporacion}$) se pueden calcular a partir de los datos obtenidos experimentalmente, ya que los sensores de temperatura registraron la temperatura del aire tanto a la entrada como a la salida, además de la humedad relativa en ambos puntos. Para calcular las transferencias de calor del aire y por evaporación se utilizan las Ecuaciones 4.3 y 4.4.

$$\dot{Q}_{aire} = \dot{m}_{aire} C_{p_{aire}} \Delta T_{aire} \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_{evaporacion} = \dot{m}_{aire} (h_s \omega_s - h_e \omega_e) \quad (4.4)$$

En donde $\dot{m}_{aire}$ es el flujo másico del aire, h es la entalpía de vapor de agua en cada estado, ω es la humedad específica en cada estado y $C_{p_{aire}}$ es el calor específico del aire. Para calcular el flujo másico del aire se midió la velocidad de salida del aire con un

4. ANÁLISIS DE DATOS OBTENIDOS EN LA EXPERIMENTACIÓN.

anemómetro. Esta se midió afuera del ducto que asemeja una chimenea, se midió en los tres niveles que maneja el ventilador que son, 1000 RPM, 2000 RPM y 3000 RPM. Las velocidades obtenidas para estos valores se muestran en la Tabla B.3, y el flujo másico se calculó a partir de la Ecuación 4.5.

$$\dot{m}_{aire} = V A \rho \quad (4.5)$$

La velocidad del aire V es la que se obtuvo con el anemómetro, A es el área del ducto por el que atraviesa el aire, ρ es la densidad del aire y $\dot{m}_{aire}$ es el flujo másico del aire.

Una vez determinado el flujo másico del aire, se puede calcular la transferencia de calor del aire para todos los puntos obtenidos en la experimentación. En el caso de la transferencia de calor por evaporación, las variables desconocidas como la entalpía del vapor de agua (h) y la humedad específica (ω), se obtienen a partir de la humedad relativa y las temperaturas del aire registradas por los sensores.

Como se mostró en la Tabla B.2, en algunas experimentaciones el agua no ingresó a la unidad con ciertos valores de temperatura, por lo que tampoco será posible calcular las transferencia de calor del aire y por evaporación en estos puntos. Por ello, en las siguientes tablas, algunas contendrán más valores que otras, mostrando las transferencias de calor con sus respectivas temperaturas de entrada del agua. El título de las tablas de la B.4 a la B.13, muestra la temperatura a la que ingresó el agua caliente a la unidad.

Una vez que se calculan las transferencias de calor por evaporación y calor sensible del aire, para que se cumpla el balance de energía que se muestra en la Ecuación 4.2, es necesario calcular la transferencia de calor por convección, la cual está representada por la Ecuación 4.6.

$$\dot{Q}_{conveccion} = h A_s (T_s - T_\infty) \quad (4.6)$$

Donde h es el coeficiente de convección interno, A_s el área de transferencia de calor, T_s la temperatura a la que entra el agua en la unidad, y T_∞ la temperatura del medio ambiente. De esta ecuación se conoce el valor de todas las variables que influyen en la convección, excepto el coeficiente convectivo. Este coeficiente depende de variables que cambian dinámicamente, como la velocidad del fluido, la temperatura del fluido y por ende las propiedades del fluido. Por ello, es importante encontrar una ecuación que permita calcular el coeficiente convectivo para esta unidad.

En el Capítulo 1, se hace el análisis dimensional para la obtención de dicha ecuación:

$$Nu = C Re^m (\Delta T_{agua} / T_{agua_{entrada}})^n \quad (4.7)$$

Donde C es una constante que se obtiene a partir de los datos experimentales, Re es el número de Reynolds, el cual considera las variables dinámicas del fluido en cada experimentación, y $\Delta T_{agua} / T_{agua_{entrada}}$ representa la razón entre la diferencia de temperatura del agua y la temperatura de entrada a la unidad. Las potencias m y n también se determinan a partir de los datos experimentales.

4.3.1. Cálculo del Número de Reynolds.

Para calcular el número de Reynolds, se necesita de la densidad del agua ρ_{agua} , la velocidad con la que se agita el agua (V_p) en la unidad de enfriamiento, el diámetro característico de la unidad de enfriamiento (D_c), y la viscosidad dinámica del agua (μ_{agua}). La densidad y viscosidad se obtienen a partir de tablas que están en función de la temperatura del agua. Para calcular el número de Reynolds se utiliza la Ecuación 4.8.

$$Re = \frac{\rho_{agua} V_p D_c}{\mu_{agua}} \quad (4.8)$$

La velocidad de las palas se controló con un Arduino al que le envió señales PWM. Para este caso de acuerdo a Taguchi, se establecieron tres niveles: 65 PWM, 75 PWM y 85 PWM. En cada nivel, se midió la velocidad con un tacómetro, el cual registró a 65 PWM una velocidad de 85 RPM, a 75 PWM de 152.06 RPM y a 85 PWM de 228.09 RPM. La Ecuación 4.9 relaciona la velocidad angular (θ) con las RPM.

$$\theta = \frac{RPM 2\pi}{60} \quad (4.9)$$

La velocidad de las palas, se calculó con la Ecuación 4.10

$$V_p = \theta r \quad (4.10)$$

En la Tabla B.14 se muestra el número de Reynolds para los nueve experimentos y el valor de las variables involucradas en su cálculo. El valor de la densidad y la viscosidad se obtuvieron a partir de la temperatura promedio en cada experimentación.

En la Figura 4.12 se muestra el comportamiento del número Reynolds para las nueve experimentaciones. La figura presenta el número de Reynolds en función de la velocidad de las palas, y donde se muestran tres líneas dependiendo de la velocidad del ventilador (azul a 1000 RPM, naranja a 2000 RPM y gris a 3000 RPM).

Se observa que a mayor velocidad de las palas hay un mayor número de Reynolds en los tres casos. También se aprecia que no existe una diferencia notable en los valores obtenidos. Sin embargo, se puede notar una ligera variación a medida que la velocidad del ventilador aumenta. Por lo que se puede decir, que hay poca influencia en el comportamiento del número de Reynolds con respecto a la variación del flujo de aire.

4. ANÁLISIS DE DATOS OBTENIDOS EN LA EXPERIMENTACIÓN.

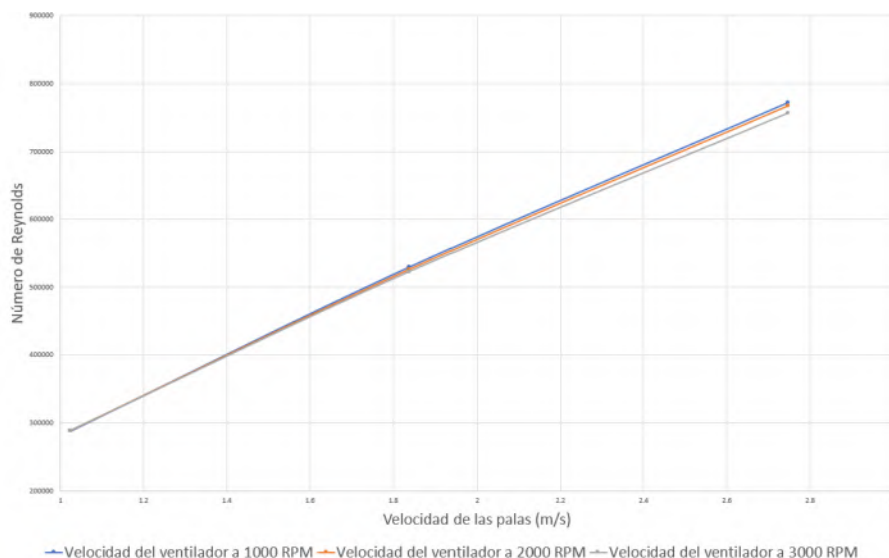


Figura 4.12. Número de Reynolds.

Una vez obtenido el número de Reynolds, es posible determinar la ecuación para el número de Nusselt. Dado que ya se tiene la razón entre la diferencia de temperatura del agua y su temperatura de entrada.

4.3.2. Determinación de la Ecuación de Nusselt Mediante Regresión Logarítmica.

Aplicando el procedimiento de la sección 1.5 a los datos experimentales que se muestran en la Tablas B.15, B.16, B.17, B.18, B.19, B.20, B.21, B.22 y B.23. Se obtuvieron las Tablas B.24, B.25, B.26, B.27, B.28, B.29, B.30, B.31 y B.32.

Una vez aplicado el logaritmo natural a todos los datos experimentales, se determinaron los coeficientes de la Ecuación 4.7, utilizando todos los valores. Ya que el objetivo es obtener una ecuación global que prediga el número de Nusselt para cualquier temperatura de entrada, velocidad de las palas y flujo másico húmedo de aire. La ecuación para determinar el número de Nusselt con los valores de los coeficientes queda representada en la Ecuación 4.11

$$Nu = 22245010.6Re^{-0.5430}\Delta T_{agua}/T_{agua_e}^{1.228} \quad (4.11)$$

En la Figura 4.13 se muestra el comportamiento del número de Nusselt mediante el uso de la Ecuación 4.11 (Num) y mediante el cálculo de los valores experimentales (Nu).

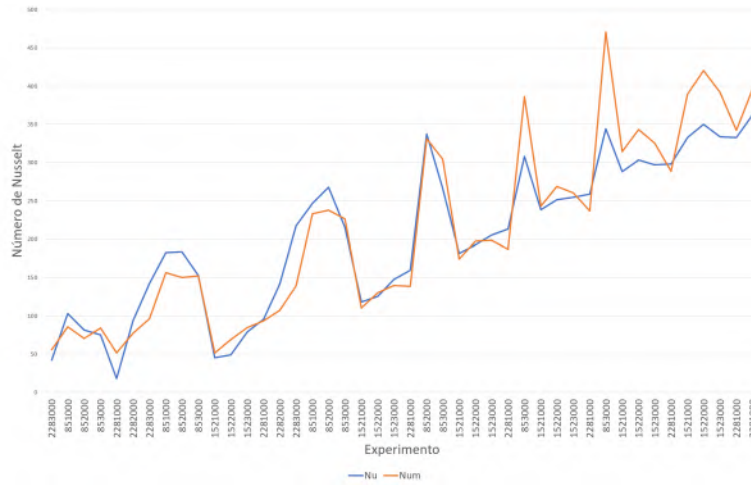


Figura 4.13. Comparación del número de Nusselt real (Nu) y número de Nusselt del modelo (Num).

Se observa de la Figura 4.13, que el comportamiento general del número de Nusselt calculado (Num) con la Ecuación 4.11 es similar al número de Nusselt real (Nu). En la mayoría de casos, el valor de Num es menor que el Nu. Mientras que en algunos casos, el Num es mayor al Nu.

Una vez conocido el número de Nusselt, es posible calcular el coeficiente convectivo. A partir de este, se puede determinar la transferencia de calor por convección.

4.4. Cálculo del Coeficiente Convectivo.

En las Tablas B.33, B.34, B.35, B.36, B.37, B.38, B.39, B.40, B.41, se muestra el coeficiente convectivo real y el calculado a través del número de Nusselt obtenido con el modelo. En la Figura 4.14 se muestra el comportamiento de los coeficientes convectivos. La línea azul representa el coeficiente convectivo real (h_{conv}) y la línea naranja representa el coeficiente convectivo del modelo (h_{convm}). En este caso están acomodadas por experimentación comenzando por las transferencias a $32^{\circ}C$ continuando con las de $34^{\circ}C$, así sucesivamente hasta llegar a la transferencia de calor en las de $38^{\circ}C$ que son las de la Tabla B.41.

4. ANÁLISIS DE DATOS OBTENIDOS EN LA EXPERIMENTACIÓN.

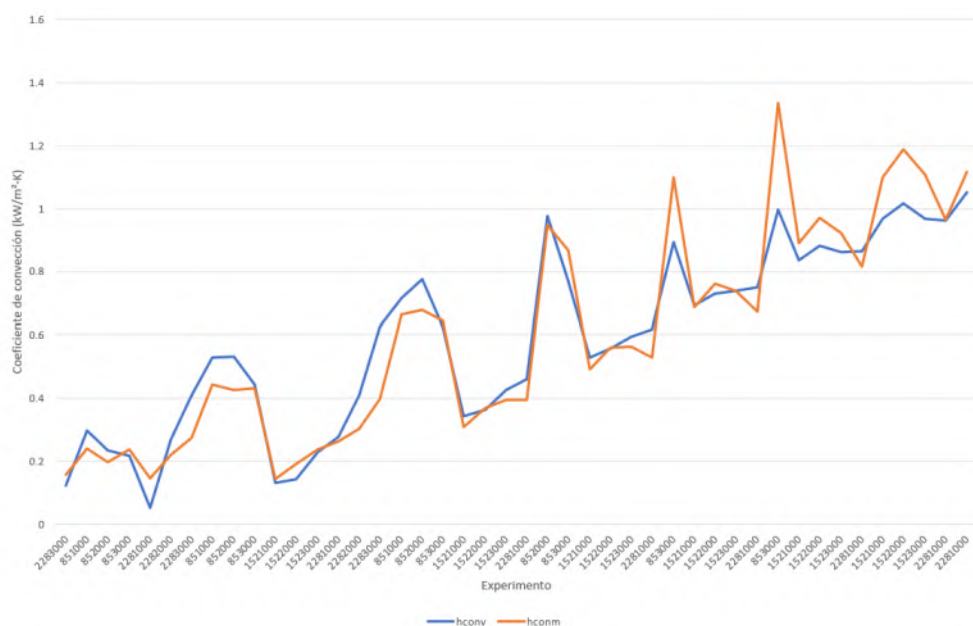


Figura 4.14. Coeficiente de convección real y por el modelo.

4.5. Resultados y Análisis de las Transferencias de Calor con el Modelo.

En las Tablas B.42, B.43, y B.44, se presentan los valores de la transferencia de calor por convección, tanto la real como la calculada a partir del número de Nusselt obtenidos mediante el modelo. En este caso, los datos fueron agrupados según la velocidad del ventilador. En las Figuras 4.15, 4.16 y 4.17 se muestra el comportamiento de las transferencias de calor por convección de acuerdo a las revoluciones por minuto de las palas. Los puntos azules representan la transferencia de calor por convección real (Q_{conv}) y los puntos naranjas representan la transferencia de calor por convección calculadas mediante del modelo (Q_{convm}).

En la Figura 4.15, 4.16 y 4.17, se puede observar la exactitud entre la transferencia de calor por convección real y la calculada por el modelo, en algunos puntos prácticamente es igual (con una diferencia menor al 0.001 kW , 0.1%) pero en pocos casos con una diferencia menor de 2 kW , 33%). También se puede observar que entre mayor es las revoluciones por minuto de las palas, la influencia de la velocidad del ventilador es mayor en la transferencia de calor para una misma temperatura de entrada.

4.5 Resultados y Análisis de las Transferencias de Calor con el Modelo.

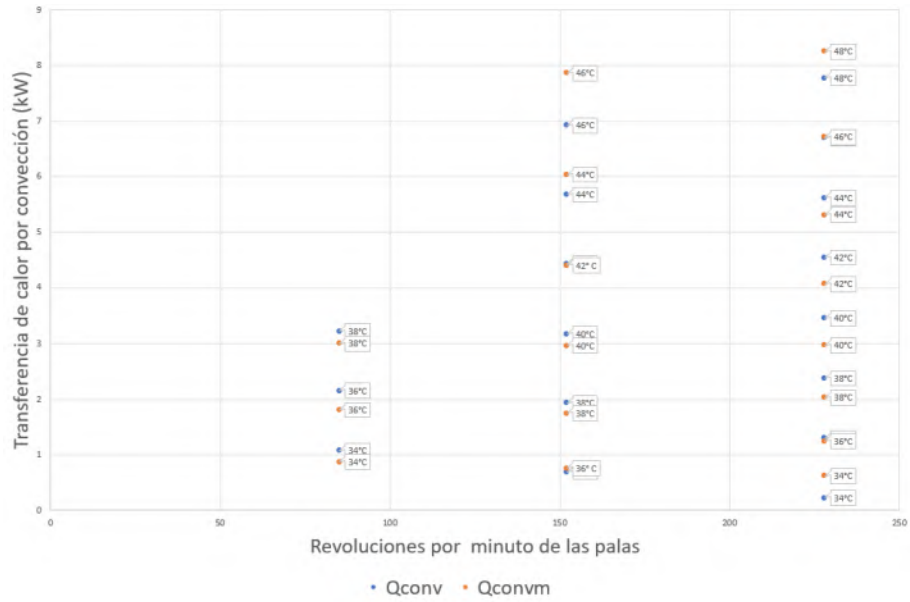


Figura 4.15. Transferencias de calor por convección agrupadas 1000 RPM el ventilador.

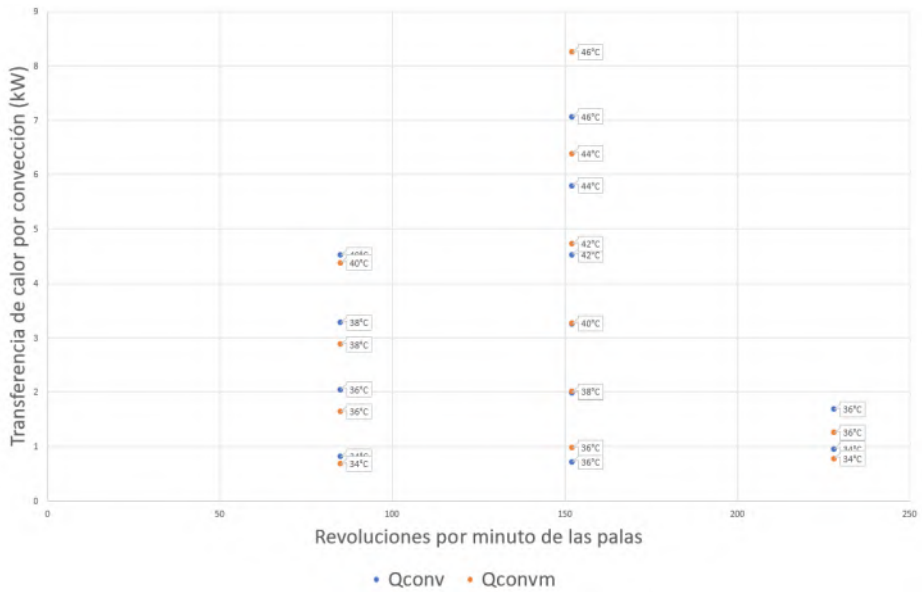


Figura 4.16. Transferencias de calor por convección agrupadas a 2000 RPM el ventilador.

4. ANÁLISIS DE DATOS OBTENIDOS EN LA EXPERIMENTACIÓN.

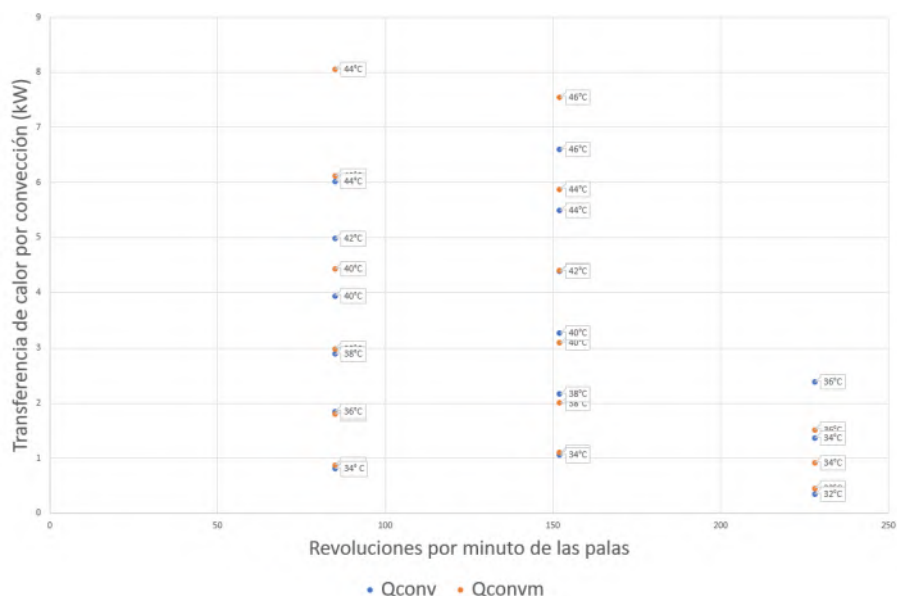


Figura 4.17. Transferencias de calor por convección agrupadas a 3000 RPM el ventilador.

En las Figuras 4.18, 4.19 y 4.20, se graficó la transferencia de calor por convección real ($\dot{Q}_{conv}$) y la transferencia de calor calculada mediante el modelo ($\dot{Q}_{convm}$). Estas figuras muestran el comportamiento de la transferencias de calor contra la temperatura de agua de entrada, lo que permite observar de una mejor manera que entre mayor es la temperatura de agua de entrada a la unidad de enfriamiento mayor es la transferencia de calor.

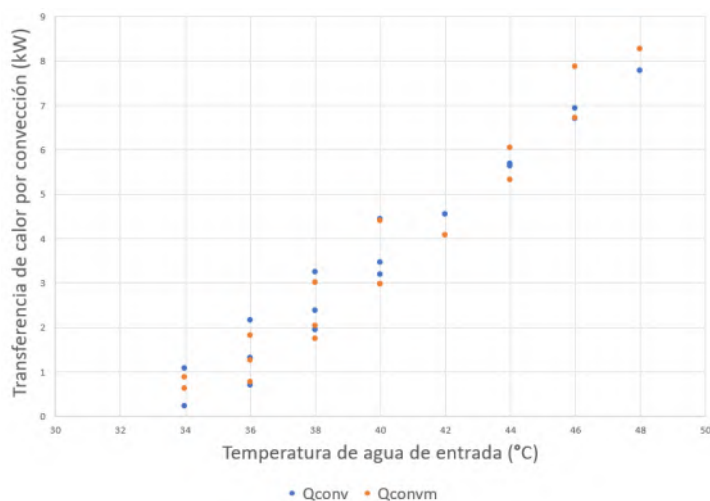


Figura 4.18. Transferencias de calor por convección contra temperatura de agua de entrada a 1000 RPM el ventilador.

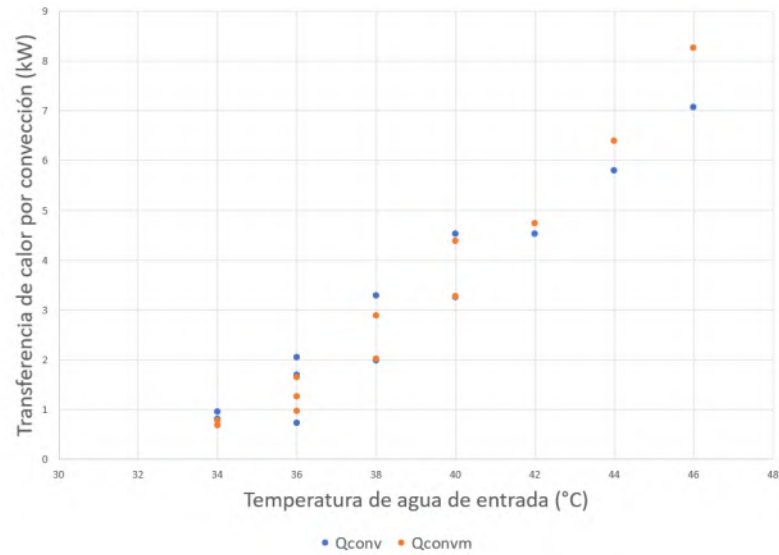


Figura 4.19. Transferencias de calor por convección contra temperatura de agua de entrada a 2000 RPM el ventilador.

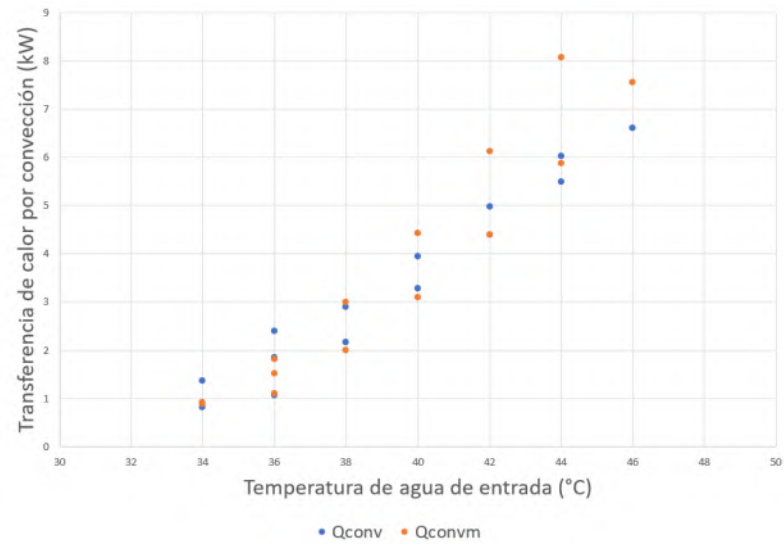


Figura 4.20. Transferencias de calor por convección contra temperatura de agua de entrada a 3000 RPM el ventilador.

4.6. Transferencias de Calor en la Unidad de Enfriamiento por Agua, Aire, Evaporación y Convección.

En las Tablas B.45, B.46 y B.47 se observan todas las transferencias de calor presentes en la unidad de enfriamiento y la transferencia de calor por convección calculada a partir del número de Nusselt que se calculó a partir de la Ecuación 4.11. En las Figuras 4.21, 4.22 y 4.23 se muestra el comportamiento de las distintas transferencias de calor en la unidad de enfriamiento. La línea azul representa la transferencia de calor del agua, la línea naranja la transferencia de calor del aire, la línea gris la transferencia de calor por evaporación, la línea amarilla la transferencia de calor por convección real y la línea verde representa la transferencia de calor por convección encontrada a partir del cálculo del número de Nusselt de la Ecuación 4.11.

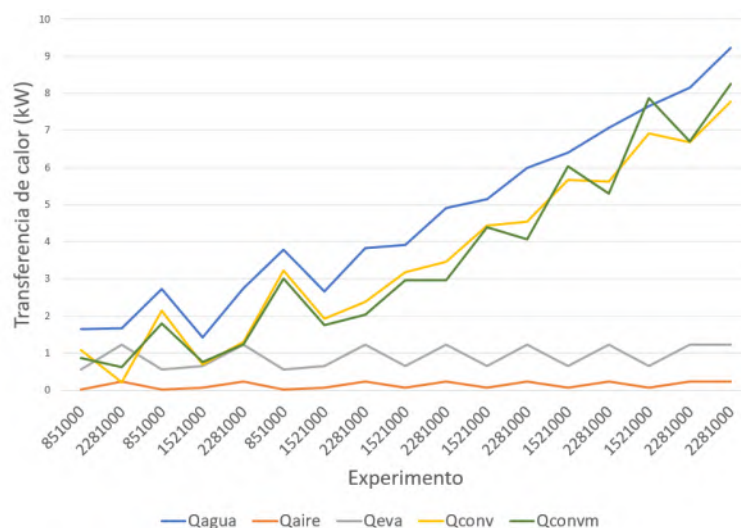


Figura 4.21. Todas las transferencias de calor en la unidad de enfriamiento a 1000 RPM el ventilador.

4.6 Transferencias de Calor en la Unidad de Enfriamiento por Agua, Aire, Evaporación y Convección.

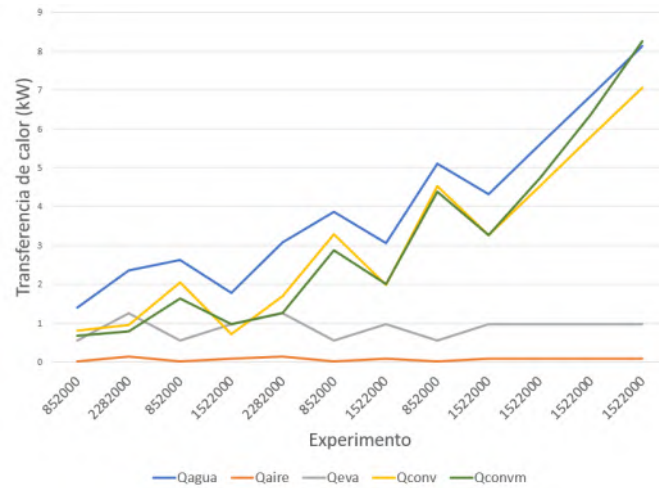


Figura 4.22. Todas las transferencias de calor en la unidad de enfriamiento a 2000 RPM el ventilador.

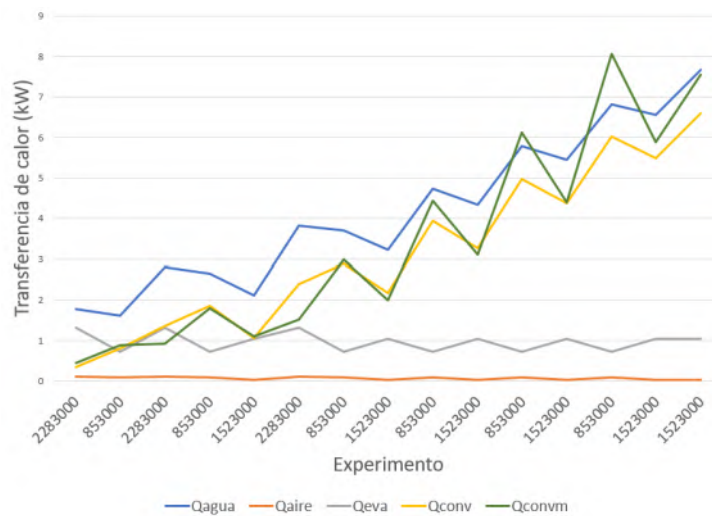


Figura 4.23. Todas las transferencias de calor en la unidad de enfriamiento a 3000 RPM el ventilador.

Se observa que la transferencia de calor por convección, calculada a partir del número de Nusselt obtenido mediante la Ecuación 4.11, sigue el comportamiento de la transferencia de calor real en la gran mayoría de los casos con una gran precisión. Esto indica que el modelo utilizado para calcular el número de Nusselt es adecuado para describir el fenómeno de convección en la unidad de enfriamiento, y puede considerarse una ecuación confiable para predecir el comportamiento térmico bajo condiciones similares

4.7 Comparación Entre la Temperatura de Salida del Agua y la Temperatura Estimada por el Modelo.

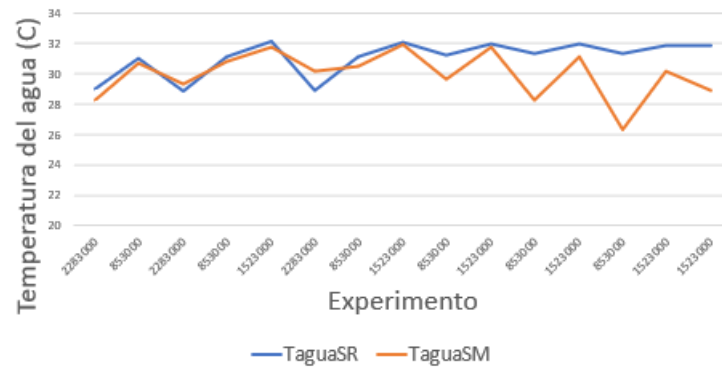


Figura 4.26. Temperatura del agua a la salida a 3000 RPM el ventilador.

Conclusiones y Recomendaciones.

5.1. Conclusiones.

- Es posible diseñar un sistema de control utilizando Arduino que permita regular la velocidad del motor que acciona las palas y, al mismo tiempo, monitorear las temperaturas de los fluidos que ingresan y salen de la unidad. Esto es posible gracias a la amplia compatibilidad de Arduino con sensores y módulos que se integran fácilmente. Además, su entorno de desarrollo es simple e intuitivo a comparación de otros lenguajes de programación, lo que facilita su uso.
- La unidad de enfriamiento con elementos móviles es capaz de disminuir la temperatura del agua caliente gracias a las palas que agitan el agua en su interior y al aire inducido por el ventilador. A mayor temperatura del agua que entra a la unidad, mayor es la transferencia de calor. Esto se observa en las Figuras 3.9, 3.12, 3.18, 3.24 y 3.27 que se obtuvieron en la experimentación, ya que sin importar la temperatura del agua que ingrese el fluido, esta siempre disminuye gracias al ventilador y a las palas de la unidad de enfriamiento.
 - La combinación de giro de las palas y el ventilador induciendo aire al interior dentro de la unidad de enfriamiento, aumenta la transferencia de calor, por lo que se puede concluir que la hace mucho más eficiente. En el Apéndice C, se muestra que la unidad funcionando con un solo mecanismo (ya sea palas o ventilador) tiene una transferencia de calor mucho menor.
- Con los datos obtenidos durante la experimentación y mediante el uso de regresión logarítmica, se desarrolló una ecuación empírica (Ecuación 4.7) para predecir el comportamiento del coeficiente convectivo a través del número de Nusselt. Esta ecuación considera la velocidad de giro de las palas, la velocidad del aire, la temperatura de los fluidos y la geometría de las palas de agitación de acuerdo con el análisis dimensional desarrollado en el Capítulo 1.

$$Nu = 22245010Re^{-0.5430}(\Delta T_{agua}/T_{agua_e})^{1.228}$$

- Esta ecuación permite estimar la cantidad de temperatura que se puede disminuir del fluido en función del número de Nusselt. Dado que el número de Nusselt depende de la diferencia de temperaturas y del número de Reynolds, y este a su vez depende de la velocidad de las palas, es posible alcanzar una temperatura específica del agua a la salida mediante el control de la velocidad de las palas, optimizando así el proceso de enfriamiento.
- Esta ecuación predice el comportamiento térmico de la unidad de enfriamiento con una precisión en la mayoría de los casos menor a un error absoluto de $5^{\circ}C$ en la temperatura de salida del agua, en relación con la temperatura medida a la salida por los sensores, como se muestra en la sección 4.7.

5.2. Recomendaciones.

- Debido a que el margen de error del DHT11 es de $\pm 1^{\circ}C$, un cambio de $\pm 1^{\circ}C$ registrado por este sensor puede deberse completamente al error de medición, y no necesariamente a una variación real de la temperatura. En algunos lapsos durante las mediciones, el aumento de temperatura observado fue únicamente de $\pm 1^{\circ}C$. Por lo tanto, dichas lecturas pueden estar dentro del margen de error, lo que limita la confiabilidad de los resultados. Se recomienda, en trabajos futuros, utilizar sensores de mayor precisión para obtener datos más representativos.
- Para la temperatura del agua, es recomendable contar con un sistema que suministre agua caliente a una temperatura constante, ya que esto permitirá observar la influencia de los mecanismos involucrados. Sin embargo, en el mercado comercial generalmente solo se encuentran calentadores diseñados para regaderas, los cuales anuncian una temperatura constante a la salida, aunque en la práctica esto no se cumple. Por ello, se recomienda diseñar o implementar un sistema que realmente garantice una temperatura constante del agua caliente a la salida.
- En el caso de la transmisión de las RPM del motor que conecta al eje de las palas, se recomienda diseñar un sistema de transmisión que permita un mejor aprovechamiento del rango operativo del motor. Esto se debe a que, a partir de 228.09 RPM, el motor giraba tan rápido que provocaba que el agua saliera de la unidad por las ventanillas. Con un sistema de transmisión adecuado, sería posible tener un mejor control sobre las RPM del motor y por lo tanto, optimizar el funcionamiento del sistema sin perder eficiencia ni causar efectos indeseados.

Bibliografía

- [1] E. Champness. *Drilling-mud cooling system*. <https://patents.google.com/patent/CA2377424A1/en>. CA Patent CA2377424A1. 2001 (vid. pág. 5).
- [2] G. M. Slaughter. *Cooling tower*. <https://patents.google.com/patent/US2571958A/en>. US Patent US2571958A. 1951 (vid. pág. 5).
- [3] Seiji Saito y Sumio Sakuma. *Frontier Geothermal Drilling Operations Succeed at 500°C BHST*. 2000. DOI: [10.2118/65104-PA](https://doi.org/10.2118/65104-PA). URL: <https://onepetro.org/DC/article/15/03/152/74146/Frontier-Geothermal-Drilling-Operations-Succeed-at> (vid. pág. 5).
- [4] Barajas Edson. «Caracterización de una Unidad de Enfriamiento para Fluidos de Perforación de Sitios Géotérmicos de Mediana Y Baja Entalpía.» Tesis de licenciatura. Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, 2018 (vid. págs. 5, 33).
- [5] Ortiz Béjar Francisco Román. «Modelo térmico de una torre de enfriamiento dinámica.» Tesis. Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, 2020 (vid. págs. 6, 33).
- [6] O. A. Jaramillo. *Intercambiadores de Calor*. <https://es.scribd.com/doc/276153046/Jaramillo-2007-Intercambiadores-de-calor-1-pdf>. Centro de Investigación en Energía, Universidad Nacional Autónoma de México. 2007 (vid. págs. 14-16).

- [7] Hugo Aguilar García. «Diseño y optimización de una torre de enfriamiento de tiro inducido.» Tesis. Ciudad de México: Instituto Politécnico Nacional, 2017 (vid. págs. 17-19).
- [8] Alberto Minguito García. «Características de funcionamiento de torres de refrigeración híbridas.» Trabajo de fin de grado. Madrid: Universidad Carlos III de Madrid, 2015 (vid. págs. 17-19).
- [9] Yunus A. Çengel y Michael A. Boles. *Termodinámica: Un enfoque ingenieril*. 8.^a ed. Nueva York, EE. UU.: McGraw-Hill Education, 2015 (vid. pág. 20).
- [10] Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar. *Transferencia de Calor y Masa: Fundamentos y Aplicaciones*. 6.^a ed. Ciudad de México, México: McGraw-Hill Education, 2020. ISBN: 978-6071514615 (vid. pág. 21).
- [11] Kuppan Thulukkanam. *Heat Exchanger Design Handbook*. 2.^a ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2013 (vid. pág. 23).
- [12] Philip J. Pritchard y John W. Mitchell. *Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics*. 9.^a ed. New York, NY: John Wiley & Sons, 2015. Cap. 7 (vid. págs. 24, 25).
- [13] A. Salih. *Dimensionless Numbers in Fluid Mechanics and Heat Transfer*. Inf. téc. Thiruvananthapuram, India: Indian Institute of Space Science y Technology, 2025. URL: <https://www.iist.ac.in/sites/default/files/people/dimensionless.pdf> (vid. pág. 28).
- [14] M. Bar-Meir. *9.4 Summary of Dimensionless Numbers*. Disponible en línea. Accedido: 28-enero-2025. 2020. URL: [https://eng.libretexts.org/Bookshelves/Civil_Engineering/Book:Fluid_Mechanics_\(Bar-Meir\)/09:Dimensional_Analysis/9.4_Summary_of_Dimensionless_Numbers](https://eng.libretexts.org/Bookshelves/Civil_Engineering/Book:Fluid_Mechanics_(Bar-Meir)/09:Dimensional_Analysis/9.4_Summary_of_Dimensionless_Numbers) (vid. pág. 28).
- [15] Douglas C. Montgomery, Elizabeth A. Peck y G. Geoffrey Vining. *Introducción al análisis de regresión lineal*. 5.^a ed. México: Limusa Wiley, 2013 (vid. págs. 30, 31).

- [16] Alexander M. Mood, Franklin A. Graybill y Duane C. Boes. *Introducción a la estadística matemática*. 3.^a ed. Madrid, España: Pearson Educación, 1999, págs. 547-552 (vid. págs. 30, 31).
- [17] VIVOSUN. *Inline Booster Duct Fan 8" 420 CFM, Black*. Ventilador de conducto en línea de 8 pulgadas con flujo de aire de 420 CFM, diseñado para aplicaciones de ventilación en HVAC, sótanos, baños, cocinas, áticos y carpas de cultivo. 2018. URL: <https://vivosun.com/vivosun-inline-booster-fan-8-inch-p149785828145993242-v149785828414428196> (vid. pág. 37).
- [18] Sebastián Cartagena. *Arduino UNO: La guía definitiva para empezar*. Artículo en línea consultado el 28 de enero de 2025. 2023. URL: <https://arduinodesdecero.com/tipos/uno/#que-es-arduino-uno> (vid. pág. 38).
- [19] Isaac. *DHT11: todo sobre el sensor para medir temperatura y humedad*. Consultado el 28 de enero de 2025. 2024. URL: <https://www.hwlibre.com/dht11/> (vid. págs. 38, 44).
- [20] Naylamp Mechatronics. *Sensor de temperatura y humedad relativa DHT11*. Consultado el 28 de enero de 2025. 2023. URL: <https://naylampmechatronics.com/sensores-temperatura-y-humedad/57-sensor-de-temperatura-y-humedad-relativa-dht11.html> (vid. págs. 38, 39, 44).
- [21] Jason Fitzpatrick. *What Temperature Should I Set My Water Heater At?* 2022. URL: <https://www.howtogeek.com/845666/what-temperature-should-i-set-my-water-heater-at/> (vid. pág. 42).
- [22] Isaac. *Cómo usar el sensor NTC B3950 con Arduino*. <https://www.hwlibre.com/como-usar-el-sensor-ntc-b3950-con-arduino/>. Consultado el 28 de enero de 2025. 2021 (vid. pág. 46).
- [23] Electronics Tutorials. *Thermistors and NTC Thermistors*. <https://www.electronics-tutorials.ws/io/thermistors.html>. Consultado el 28 de enero de 2025 (vid. pág. 46).

- [24] Gabriel_K. *How to Connect Thermistor NTC 3950 to Arduino*. <https://www.instructables.com/How-to-Connect-Thermistor-NTC-3950-to-Arduino/>. Consultado el 28 de enero de 2025. 2022 (vid. pág. 46).
- [25] John S Steinhart y Stanley R Hart. *Calibration curves for thermistors*. 1968. DOI: [10.1016/0011-7471\(68\)90057-0](https://doi.org/10.1016/0011-7471(68)90057-0) (vid. págs. 47, 48).
- [26] Según Ale. *Tutorial: Uso de Driver L298N para motores DC y paso a paso con Arduino*. <https://segunale.com/tutorial-uso-driver-l298n-motores-dc-arduino/>. Consultado el 28 de enero de 2025 (vid. pág. 48).
- [27] Madhav S. Phadke. *Quality Engineering Using Robust Design*. Prentice Hall PTR, 1989 (vid. pág. 53).
- [28] Genichi Taguchi. *Introduction to Quality Engineering: Designing Quality into Products and Processes*. 1986 (vid. pág. 53).
- [29] Phillip J. Ross. *Taguchi Techniques for Quality Engineering*. McGraw-Hill, 1996 (vid. pág. 53).
- [30] Arduino. *Serial*. <https://www.arduino.cc/reference/en/language/functions/communication/serial/>. Consultado el 28 de enero de 2025 (vid. pág. 57).
- [31] Parallax Inc. *PLX-DAQ v2 Tool*. <https://www.parallax.com/downloads/plx-daq-v2-tool>. Consultado el 28 de enero de 2025 (vid. pág. 57).
- [32] Microsoft. *Use Serial Communications with MSComm Control*. [https://learn.microsoft.com/en-us/previous-versions/visualstudio/visual-basic-6/aa263257\(v=vs.60\)](https://learn.microsoft.com/en-us/previous-versions/visualstudio/visual-basic-6/aa263257(v=vs.60)). Consultado el 28 de enero de 2025 (vid. pág. 57).
- [33] Instructables. *Arduino to Excel Communication using USB*. <https://www.instructables.com/Arduino-to-Excel-Communication-Using-USB/>. Consultado el 28 de enero de 2025 (vid. pág. 57).

Códigos para operar el Arduino

En este apéndice, se muestran los códigos utilizados en los Arduinos para el control de la unidad de enfriamiento. Estos códigos se realizaron en Arduino.

A.1. Código Para los Sensores de Humedad y Termistores de la Unidad de Enfriamiento

Listing A.1: Código completo para los sensores y termistores.

```
#include <DHT.h>
#include <math.h>

#define DHT11_1 2
#define DHT11_2 3
#define TERMISTOR1 A0
#define TERMISTOR2 A1
#define TipoSensor DHT11
DHT Sensor1(DHT11_1, TipoSensor);
DHT Sensor2(DHT11_2, TipoSensor);
float HumedadAire1, TemperaturaAire1;
float HumedadAire2, TemperaturaAire2;
float val1, val2;
float temp1, temp2;

void setup() {
```

```
    Serial.begin(9600);
    Serial.println("Iniciando_lectura_de_los_sensores...");
    Sensor1.begin();
    Sensor2.begin();
    pinMode(TERMISTOR1,INPUT);
    pinMode(TERMISTOR2,INPUT);

}

void loop() {
    HumedadAire1 = Sensor1.readHumidity();
    TemperaturaAire1 = Sensor1.readTemperature();
    HumedadAire2 = Sensor2.readHumidity();
    TemperaturaAire2 = Sensor2.readTemperature();
    val1=analogRead(TERMISTOR1);
    val2=analogRead(TERMISTOR2);
    temp1=Thermister1(val1);
    temp2=Thermister2(val2);

    Datos();
}

void Datos() {
    Serial.print("Temperatura_Aire_Entrada:");
    Serial.print(TemperaturaAire1);
    Serial.print("C, Humedad_Aire_Entrada:");
    Serial.print(HumedadAire1);
    Serial.print("%,");
    Serial.print("Temperatura_Aire_Salida:");
    Serial.print(TemperaturaAire2);
    Serial.print("C, Humedad_Aire_Salida:");
    Serial.print(HumedadAire2);
    Serial.print("%,");
    Serial.print("TA1:");
    Serial.print(temp1);
    Serial.print("C,");
    Serial.print("TA2:");
    Serial.print(temp2);
    Serial.println("C,");
    delay(1000);
}

double Thermister1(int RawADC) {
```

```
double Temp;
Temp = log(((10240000/RawADC) - 10000));
Temp = 1 / (0.001129148 + (0.000234125 + (0.0000000876741 * Temp * Temp)));
Temp = Temp - 273.15;
return Temp;
}
double Thermister2(int RawADC) {
double Temp;
Temp = log(((10240000/RawADC) - 10000));
Temp = 1 / (0.001129148 + (0.000234125 + (0.0000000876741 * Temp * Temp)));
Temp = Temp - 273.15;
return Temp;
}
```

A.2. Código Para Controlar la Velocidad del Motor de la Unidad de Enfriamiento.

Listing A.2: Código completo para controlar la velocidad del motor.

```
#define Motor 5
int PWM = 0;

void setup() {
  Serial.begin(9600);
  pinMode(Motor, OUTPUT);
}

void loop() {
  while (Serial.available() > 0) {
    String input = Serial.readStringUntil('\n');
    int newPWM = input.toInt();
    if (newPWM >= 0 && newPWM <= 255) {
      PWM = newPWM;
      analogWrite(Motor, PWM);
    } else {
      Serial.println("El valor del PWM debe estar entre 0 y 255.");
    }
  }
}
```

```
    }  
    Datos ();  
  
}  
  
void Datos () {  
    Serial.print ("PWM: ");  
    Serial.println (PWM);  
    delay (1000);  
}
```

Apéndice B

Tablas

En este apéndice se muestran las tablas del Capítulo 4.

Tabla B.1: Temperatura removida al agua dependiendo de su temperatura de entrada.

TAguaE	E851	E852	E853	E151	E152	E153	E221	E222	E223
$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
32.00	0.290	0.290					1.100		3.290
34.00	3.030	2.580	2.990	0.300	0.960	1.880	3.100	4.350	5.180
36.00	5.030	4.870	4.920	2.610	3.310	3.930	5.100	5.710	7.070
38.00	7.020	7.150	6.850	4.920	5.660	5.980	7.100		
40.00		9.440	8.780	7.230	8.000	8.030	9.090		
42.00			10.71	9.540	10.35	10.09	11.09		
44.00			12.64	11.85	12.70	12.14	13.09		
46.00				14.16	15.05	14.19	15.09		
48.00							17.09		

B. TABLAS

Tabla B.2: Transferencia de calor removido al agua en función de su temperatura de entrada.

TA _{aguaE}	Q851	Q852	Q853	Q151	Q152	Q153	Q221	Q222	Q223
$^{\circ}C$	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
32.00	0.563	0.159					0.596		1.780
34.00	1.641	1.395	1.615	0.166	0.520	1.015	1.675	2.350	2.799
36.00	2.718	2.630	2.657	1.413	1.788	2.124	2.755	3.083	3.819
38.00	3.798	3.865	3.699	2.660	3.056	3.232	3.834		
40.00		5.100	4.741	3.908	4.325	4.341	4.913		
42.00			5.784	5.155	5.593	5.449	5.992		
44.00			6.826	6.402	6.861	6.558	7.072		
46.00				7.649	8.129	7.666	8.151		
48.00							9.230		

Tabla B.3: Flujo másico del aire.

RPM	V	A	ρ	$\dot{m}_{aire}$
$^{\circ}C$	m/s	m^2	kg/m^3	kg/s
1	2	3	4	5
1000	1.90	0.032	1.20	0.073
2000	2.50	0.032	1.20	0.097
3000	3.00	0.032	1.20	0.116

Tabla B.4: Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de $32^{\circ}C$ de agua a la entrada.

RPM_p/RPM_v	T_{aire_e}	T_{aire_s}	ω_e	ω_s	h_e	h_s	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacion}$
RPM_p/RPM_v	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$kg_{vapordeagua}/kg_{aireseco}$	$kg_{vapordeagua}/kg_{aireseco}$	kJ/kg	kJ/kg	kW	kW
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0853000	24.00	25.00	0.011	0.015	2544	2546	0.110	1.321

Tabla B.5: Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de $34^{\circ}C$ de agua a la entrada.

RPM_p/RPM_v	T_{aire_e}	T_{aire_s}	ω_e	ω_s	h_e	h_s	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacion}$
RPM_p/RPM_v	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$kg_{vapordeagua}/kg_{aireseco}$	$kg_{vapordeagua}/kg_{aireseco}$	kJ/kg	kJ/kg	kW	kW
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0851000	24.44	24.54	0.011	0.014	2545	2545	0.007	0.558
0852000	25.00	25.18	0.011	0.014	2546	2547	0.018	0.561
0853000	24.25	25.00	0.011	0.013	2545	2546	0.082	0.723
2281000	23.00	26.09	0.010	0.016	2543	2548	0.228	1.226
2282000	23.93	25.36	0.011	0.016	2544	2547	0.138	1.253
2283000	24.00	25.00	0.011	0.015	2544	2546	0.110	1.321

B. TABLAS

Tabla B.6: Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de $36^\circ C$ de agua a la entrada.

RPM_P/RPM_V	T_{aire_e}	T_{aire_s}	ω_e	ω_s	h_e	h_s	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacion}$
RPM_p/RPM_v	$^\circ C$	$^\circ C$	$kg_{vapordeagua}/kg_{aireseco}$	$kg_{vapordeagua}/kg_{aireseco}$	kJ/kg	kJ/kg	kW	kW
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0851000	24.44	24.54	0.011	0.014	2545	2545	0.007	0.558
0852000	25.00	25.18	0.011	0.014	2546	2547	0.018	0.561
0853000	24.25	25.00	0.011	0.013	2545	2546	0.082	0.723
1521000	23.00	24.00	0.011	0.014	2543	2544	0.074	0.653
1522000	23.02	24.00	0.010	0.014	2543	2544	0.095	0.968
1523000	23.75	24.01	0.011	0.014	2544	2544	0.028	1.038
2281000	23.00	26.09	0.0104	0.016	2543	2548	0.228	1.226
2282000	23.93	25.36	0.011	0.016	2544	2547	0.138	1.253
2283000	24.00	25.00	0.011	0.015	2544	2546	0.110	1.321

Tabla B.7: Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de $38^\circ C$ de agua a la entrada.

RPM_P/RPM_V	T_{aire_e}	T_{aire_s}	ω_e	ω_s	h_e	h_s	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacion}$
RPM_p/RPM_v	$^\circ C$	$^\circ C$	$kg_{vapordeagua}/kg_{aireseco}$	$kg_{vapordeagua}/kg_{aireseco}$	kJ/kg	kJ/kg	kW	kW
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0851000	24.44	24.54	0.011	0.014	2545	2545	0.007	0.558
0852000	25.00	25.18	0.011	0.014	2546	2547	0.018	0.561
0853000	24.25	25.00	0.011	0.013	2545	2546	0.082	0.723
1521000	23.00	24.00	0.011	0.014	2543	2544	0.074	0.653
1522000	23.02	24.00	0.010	0.014	2543	2544	0.095	0.968
1523000	23.75	24.01	0.011	0.014	2544	2544	0.028	1.038
2281000	23.00	26.09	0.010	0.016	2543	2548	0.228	1.226

Tabla B.8: Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de $38^{\circ}C$ de agua a la entrada.

RPM_P/RPM_V	T_{aire_e}	T_{aire_s}	ω_e	ω_s	h_e	h_s	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacion}$
RPM_p/RPM_v	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$kg_{vapordeagua}/kg_{aireseco}$	$kg_{vapordeagua}/kg_{aireseco}$	kJ/kg	kJ/kg	kW	kW
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0851000	24.44	24.54	0.011	0.014	2545	2545	0.007	0.558
0852000	25.00	25.18	0.011	0.014	2546	2547	0.018	0.561
0853000	24.25	25.00	0.011	0.013	2545	2546	0.082	0.723
1521000	23.00	24.00	0.011	0.014	2543	2544	0.074	0.653
1522000	23.02	24.00	0.010	0.014	2543	2544	0.095	0.968
1523000	23.75	24.01	0.011	0.014	2544	2544	0.028	1.038
2281000	23.00	26.09	0.010	0.016	2543	2548	0.228	1.226

Tabla B.9: Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de $40^{\circ}C$ de agua a la entrada.

RPM_P/RPM_V	T_{aire_e}	T_{aire_s}	ω_e	ω_s	h_e	h_s	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacion}$
RPM_p/RPM_v	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$kg_{vapordeagua}/kg_{aireseco}$	$kg_{vapordeagua}/kg_{aireseco}$	kJ/kg	kJ/kg	kW	kW
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0852000	25.00	25.18	0.011	0.014	2546	2547	0.018	0.561
0853000	24.25	25.00	0.011	0.013	2545	2546	0.082	0.723
1521000	23.00	24.00	0.011	0.014	2543	2544	0.074	0.653
1522000	23.02	24.00	0.010	0.014	2543	2544	0.095	0.968
1523000	23.75	24.01	0.011	0.014	2544	2544	0.028	1.038
2281000	23.00	26.09	0.010	0.016	2543	2548	0.228	1.226

B. TABLAS

Tabla B.10: Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de 42°C de agua a la entrada.

RPM_P/RPM_V	T_{aire_e}	T_{aire_s}	ω_e	ω_s	h_e	h_s	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacion}$
RPM_P/RPM_V	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$\text{kg}_{vapordeagua}/\text{kg}_{aireseco}$	$\text{kg}_{vapordeagua}/\text{kg}_{aireseco}$	kJ/kg	kJ/kg	kW	kW
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0853000	24.25	25.00	0.011	0.013	2545	2546	0.082	0.723
1521000	23.00	24.00	0.011	0.014	2543	2544	0.074	0.653
1522000	23.02	24.00	0.010	0.014	2543	2544	0.095	0.968
1523000	23.75	24.01	0.011	0.014	2544	2544	0.028	1.038
2281000	23.00	26.09	0.010	0.016	2543	2548	0.228	1.226

Tabla B.11: Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de 44°C de agua a la entrada.

RPM_P/RPM_V	T_{aire_e}	T_{aire_s}	ω_e	ω_s	h_e	h_s	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacion}$
RPM_P/RPM_V	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$\text{kg}_{vapordeagua}/\text{kg}_{aireseco}$	$\text{kg}_{vapordeagua}/\text{kg}_{aireseco}$	kJ/kg	kJ/kg	kW	kW
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0853000	24.25	25.00	0.011	0.013	2545	2546	0.082	0.723
1521000	23.00	24.00	0.011	0.014	2543	2544	0.074	0.653
1522000	23.02	24.00	0.010	0.014	2543	2544	0.095	0.968
1523000	23.75	24.01	0.011	0.014	2544	2544	0.028	1.038
2281000	23.00	26.09	0.010	0.016	2543	2548	0.228	1.226

Tabla B.12: Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de 46°C de agua a la entrada.

RPM_P/RPM_V	T_{aire_e}	T_{aire_s}	ω_e	ω_s	h_e	h_s	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacion}$
RPM_P/RPM_V	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$\text{kg}_{vapordeagua}/\text{kg}_{aireseco}$	$\text{kg}_{vapordeagua}/\text{kg}_{aireseco}$	kJ/kg	kJ/kg	kW	kW
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1521000	23.00	24.00	0.011	0.014	2543	2544	0.074	0.653
1522000	23.02	24.00	0.010	0.014	25437	2544	0.095	0.968
1523000	23.75	24.01	0.011	0.014	2544	2544	0.028	1.038
2281000	23.00	26.09	0.010	0.016	2543	2548	0.228	1.226

Tabla B.13: Transferencias de calor en el aire y por evaporación, con temperatura de $46^{\circ}C$ de agua a la entrada.

RPM_p/RPM_v	T_{aire_e}	T_{aire_s}	ω_e	ω_s	h_e	h_s	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacion}$
RPM_p/RPM_v	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$kg_{vapordeagua}/kg_{aireseco}$	$kg_{vapordeagua}/kg_{aireseco}$	kJ/kg	kJ/kg	kW	kW
1	2	3	4	5	6	7	8	9
2281000	23.00	26.09	0.010	0.016	2543	2548	0.228	1.226

Tabla B.14: Número de Reynolds.

RPM_p/RPM_v	ρ_{agua}	V_p	D_c	μ_{agua}	Re
RPM	kg/m^3	m/s	m	$Pa-s$	
1	2	3	4	5	6
0851000	993.7	1.024	0.21	0.000742	287985.50
1521000	993.7	1.838	0.21	0.000724	529689.71
2281000	993.7	2.747	0.21	0.000742	772034.63
0852000	993.7	1.024	0.21	0.000740	288490.95
1523000	993.7	1.838	0.21	0.000729	525985.08
2281000	993.7	2.747	0.21	0.000747	767281.11
0853000	993.7	1.024	0.21	0.000741	288335.24
1523000	993.7	1.838	0.21	0.000733	522759.06
2283000	993.7	2.747	0.21	0.000757	756646.93

Tabla B.15: Datos de la temperatura a $32^{\circ}C$ para encontrar el número de Nusselt.

RPM_p/RPM_v	Nu	Re	$\Delta T_{agua}/T_{agua_e}$	$Ln(Nu)$	$Ln(Re)$	$Ln(T_{agua}/T_{agua_e})$
1	2	3	4	5	6	7
0853000	42.14	756646.93	0.0108	3.7410	13.53	-4.5279

Tabla B.16: Datos de la temperatura a $34^{\circ}C$ para encontrar el número de Nusselt.

ΔT_{agua}	Nu	Re	$\Delta T_{agua}/T_{agua_e}$	$Ln(Nu)$	$Ln(Re)$	$Ln(T_{agua}/T_{agua_e})$
1	2	3	4	5	6	7
0851000	102.62	287985.50	0.0098	4.6311	12.570	-4.6158
0852000	81.094	288490.95	0.0084	4.3956	12.572	-4.7782
0853000	75.209	288335.24	0.0097	4.3202	12.571	-4.6315
2281000	17.909	772034.63	0.0101	2.8853	13.556	-4.5949
2282000	93.351	767281.11	0.0141	4.5363	13.550	-4.2563
2283000	142.01	756646.93	0.0168	4.9559	13.536	-4.0816

Tabla B.17: Datos de la temperatura de $36^{\circ}C$ para encontrar el número de Nusselt

ΔT_{agua}	Nu	Re	$\Delta T_{agua}/T_{agua_e}$	$Ln(Nu)$	$Ln(Re)$	$Ln(T_{agua}/T_{agua_e})$
1	2	3	4	5	6	7
0851000	182.69	287985.50	0.0162	5.2078	12.570	-4.1176
0852000	183.58	288490.95	0.0157	5.2126	12.572	-4.1506
0853000	152.92	288335.24	0.0159	5.0299	12.571	-4.1402
1521000	44.894	529689.71	0.0084	3.8043	13.180	-4.7714
1522000	49.019	525985.08	0.0107	3.8922	13.173	-4.5360
1523000	78.795	522759.06	0.0127	4.3668	13.166	-4.3643
2281000	95.435	772034.63	0.0165	4.5584	13.556	-4.1042
2282000	141.07	767281.11	0.0184	4.9492	13.550	-3.9915
2283000	216.96	756646.93	0.0228	5.3797	13.536	-3.7775

Tabla B.18: Datos de la temperatura de $38^{\circ}C$ para encontrar el número de Nusselt.

ΔT_{agua}	Nu	Re	$\Delta T_{agua}/T_{agua_e}$	$Ln(Nu)$	$Ln(Re)$	$Ln(T_{agua}/T_{agua_e})$
1	2	3	4	5	6	7
0851000	246.77	287985.50	0.0225	5.5084	12.570	-3.7902
0852000	267.44	288490.95	0.0230	5.5889	12.572	-3.7720
0853000	215.04	288335.24	0.0220	5.3708	12.571	-3.8158
1521000	117.95	529689.71	0.0158	4.7703	13.180	-4.1454
1522000	125.58	525985.08	0.0181	4.8329	13.173	-4.0067
1523000	147.45	522759.06	0.0192	4.9935	13.166	-3.9508
2281000	159.41	772034.63	0.0228	5.0714	13.556	-3.7801

Tabla B.19: Datos de la temperatura de $40^{\circ}C$ para encontrar el número de Nusselt.

ΔT_{agua}	Nu	Re	$\Delta T_{agua}/T_{agua_e}$	$Ln(Nu)$	$Ln(Re)$	$Ln(T_{agua}/T_{agua_e})$
1	2	3	4	5	6	7
0852000	337.32	288490.95	0.0301	5.8210	12.572	-3.5011
0853000	265.84	288335.24	0.0280	5.5828	12.571	-3.5740
1521000	181.78	529689.71	0.0231	5.2028	13.180	-3.7674
1522000	192.40	525985.08	0.0255	5.2595	13.173	-3.6661
1523000	205.17	522759.06	0.0256	5.3238	13.166	-3.6623
1521000	213.10	772034.63	0.0290	5.3617	13.556	-3.5385

B. TABLAS

Tabla B.20: Datos de la temperatura de 42°C para encontrar el número de Nusselt.

ΔT_{agua}	Nu	Re	$\Delta T_{\text{agua}}/T_{\text{agua}_e}$	$\ln(Nu)$	$\ln(Re)$	$\ln(T_{\text{agua}}/T_{\text{agua}_e})$
1	2	3	4	5	6	7
0853000	308.14	288335.24	0.0339	5.7305	12.571	-3.3817
1521000	238.03	529689.71	0.0302	5.4724	13.180	-3.4968
1522000	251.22	525985.08	0.0328	5.5263	13.173	-3.4153
1523000	254.38	522759.06	0.0320	5.5388	13.166	-3.4413
2281000	258.80	772034.63	0.0352	5.5560	13.556	-3.3463

Tabla B.21: Datos de la temperatura de 44°C para encontrar el número de Nusselt.

ΔT_{agua}	Nu	Re	$\Delta T_{\text{agua}}/T_{\text{agua}_e}$	$\ln(Nu)$	$\ln(Re)$	$\ln(T_{\text{agua}}/T_{\text{agua}_e})$
1	2	3	4	5	6	7
0853000	344.17	288335.24	0.0398	5.8411	12.571	-3.2224
1521000	287.97	529689.71	0.0373	5.6628	13.180	-3.2865
1522000	303.39	525985.08	0.0400	5.7150	13.173	-3.2173
1523000	296.82	522759.06	0.0382	5.6931	13.166	-3.2624
2281000	298.17	772034.63	0.0412	5.6976	13.556	-3.1870

Tabla B.22: Datos de la temperatura de 46°C para encontrar el número de Nusselt.

ΔT_{agua}	Nu	Re	$\Delta T_{\text{agua}}/T_{\text{agua}_e}$	$\ln(Nu)$	$\ln(Re)$	$\ln(T_{\text{agua}}/T_{\text{agua}_e})$
1	2	3	4	5	6	7
1521000	332.60	529689.71	0.0443	5.8069	13.180	-3.1148
1522000	349.99	525985.08	0.0471	5.8579	13.173	-3.0540
1523000	333.81	522759.06	0.0444	5.8105	13.166	-3.1126
2281000	332.44	772034.63	0.0472	5.8064	13.556	-3.0513

Tabla B.23: Datos de la temperatura de $48^{\circ}C$ para encontrar el número de Nusselt.

ΔT_{agua}	Nu	Re	$\Delta T_{agua}/T_{agua_e}$	$Ln(Nu)$	$Ln(Re)$	$Ln(T_{agua}/T_{agua_e})$
1	2	3	4	5	6	7
2281000	362.55	772034.63	0.0532	5.8931	13.556	-2.9332

Tabla B.24: Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $32^{\circ}C$.

Experimentación	Nu	Num
1	2	3
0853000	42.144	54.885

Tabla B.25: Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $34^{\circ}C$.

Experimentación	Nu	Num
1	2	3
0851000	102.62	83.248
0852000	81.094	68.125
0853000	75.209	81.602
2281000	17.909	50.003
2282000	93.351	76.043
2283000	142.01	94.973

Tabla B.26: Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $36^{\circ}C$.

Experimentación	Nu	Num
1	2	3
0851000	182.69	153.52
0852000	183.58	147.28
0853000	152.92	149.21
1521000	44.894	49.388
1522000	49.019	66.201
1523000	78.795	82.027
2281000	95.435	91.365
2282000	141.07	105.28
2283000	216.96	137.98

Tabla B.27: Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $38^{\circ}C$.

Experimentación	Nu	Num
1	2	3
0851000	246.77	229.53
0852000	267.44	234.48
0853000	215.04	222.27
1521000	117.95	106.56
1522000	125.58	126.85
1523000	147.45	136.32
2281000	159.41	136.05

Tabla B.28: Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $40^{\circ}C$.

Experimentación	Nu	Num
1	2	3
0852000	337.32	327.06
0853000	265.84	299.13
1521000	181.78	169.54
1522000	192.40	192.76
1523000	205.17	194.29
2281000	213.10	183.06

Tabla B.29: Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $42^{\circ}C$.

Experimentación	Nu	Num
1	2	3
0853000	308.14	378.84
1521000	238.03	236.40
1522000	251.22	262.29
1523000	254.38	254.91
2281000	258.80	231.81

Tabla B.30: Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $44^{\circ}C$.

Experimentación	Nu	Num
1	2	3
0853000	344.17	460.75
1521000	287.97	306.11
1522000	303.39	334.53
1523000	296.82	317.54
2851000	298.17	281.91

Tabla B.31: Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $46^{\circ}C$.

Experimentación	Nu	Num
1	2	3
1521000	332.60	377.99
1522000	349.99	408.85
1523000	333.81	381.74
2281000	332.44	333.07

Tabla B.32: Número de Nusselt real y calculado por el modelo de la temperatura de $48^{\circ}C$.

Experimentación	Nu	Num
1	2	3
2281000	362.55	385.07

Tabla B.33: Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $32^{\circ}C$.

Experimentación	h_{conv}	h_{conm}
	$kW/(m^2 K)$	$kW/(m^2 K)$
1	2	3
853000	0.1217	0.1585

Tabla B.34: Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $34^{\circ}C$.

Experimentación	h_{conv}	h_{conm}
	$kW/(m^2 K)$	$kW/(m^2 K)$
1	2	3
0851000	0.2973	0.2411
0852000	0.2349	0.1974
0853000	0.2179	0.2364
2281000	0.0518	0.1448
2282000	0.2702	0.2201
2283000	0.4130	0.2744

Tabla B.35: Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $36^{\circ}C$.

Experimentación	h_{conv}	h_{conm}
	$kW/(m^2 K)$	$kW/(m^2 K)$
1	2	3
0851000	0.5292	0.4447
0852000	0.5319	0.4267
0853000	0.4431	0.4323
1521000	0.1304	0.1435
1522000	0.1423	0.1922
1523000	0.2285	0.2379
2281000	0.2764	0.2646
2282000	0.4083	0.3047
2283000	0.6269	0.3987

Tabla B.36: Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $38^{\circ}C$.

Experimentación	h_{conv}	h_{convm}
	$kW/(m^2 K)$	$kW/(m^2 K)$
1	2	3
0851000	0.7149	0.6649
0852000	0.7749	0.6794
0853000	0.6231	0.6440
1521000	0.3427	0.3096
1522000	0.3646	0.3682
1523000	0.4277	0.3954
2281000	0.4617	0.3940

Tabla B.37: Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $40^{\circ}C$.

Experimentación	h_{conv}	h_{convm}
	$kW/(m^2 K)$	$kW/(m^2 K)$
1	2	3
0852000	0.9774	0.9477
0853000	0.7703	0.8667
1521000	0.5282	0.4926
1522000	0.5586	0.5596
1523000	0.5952	0.5636
2281000	0.6172	0.5302

Tabla B.38: Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $42^{\circ}C$.

Experimentación	h_{conv}	h_{conm}
	$kW/(m^2 K)$	$kW/(m^2 K)$
1	2	3
0853000	0.8928	1.0977
1521000	0.6916	0.6869
1522000	0.7293	0.7615
1253000	0.7379	0.7395
2281000	0.7496	0.6714

Tabla B.39: Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $44^{\circ}C$.

Experimentación	h_{conv}	h_{conm}
	$kW/(m^2 K)$	$kW/(m^2 K)$
1	2	3
0853000	0.9972	1.3350
1521000	0.8367	0.8894
1522000	0.8808	0.9712
1523000	0.8610	0.9211
2281000	0.8637	0.8166

Tabla B.40: Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $46^{\circ}C$.

Experimentación	h_{conv}	h_{conm}
	$kW/(m^2 K)$	$kW/(m^2 K)$
1	2	3
1521000	0.9664	1.0983
1522000	1.0161	1.1870
1523000	0.9683	1.1074
2281000	0.9629	0.9647

Tabla B.41: Coeficiente convectivo real y coeficiente convectivo calculado por el modelo de la temperatura de $46^{\circ}C$.

Experimentación	h_{conv}	h_{conm}
	$kW/(m^2 K)$	$kW/(m^2 K)$
1	2	3
2281000	1.0501	1.1154

Tabla B.42: Transferencias de calor por convección a 1000 RPM el ventilador (ordenados de menor a mayor temperatura).

Experimentación	Q_{conv}	Q_{conm}
	kW	kW
1	2	3
0851000	1.074	0.871
2281000	0.220	0.615
0851000	2.152	1.808
1521000	0.686	0.754
2281000	1.299	1.244
0851000	3.229	3.003
1521000	1.933	1.746
2281000	2.379	2.030
1521000	3.180	2.966
2281000	3.458	2.970
1521000	4.428	4.397
2281000	4.537	4.064
1521000	5.675	6.032
2281000	5.617	5.310
1521000	6.922	7.867
2281000	6.696	6.708
2281000	7.775	8.258

Tabla B.43: Transferencias de calor por convección a 2000 RPM el ventilador (ordenados de menor a mayor temperatura).

Experimentación	Q_{conv}	Q_{conm}
	kW	kW
1	2	3
0852000	0.815	0.684
2282000	0.958	0.781
0852000	2.050	1.644
1522000	0.725	0.979
2282000	1.691	1.262
0852000	3.285	2.880
1522000	1.993	2.013
0852000	4.520	4.383
1522000	3.261	3.267
1522000	4.529	4.729
1522000	5.797	6.392
1522000	7.065	8.253

Tabla B.44: Transferencias de calor por convección a 3000 RPM el ventilador (ordenados de menor a mayor temperatura).

Experimentación	Q_{conv}	Q_{conm}
	kW	kW
1	2	3
2283000	0.348	0.453
0853000	0.808	0.877
2283000	1.367	0.914
0853000	1.850	1.806
1523000	1.057	1.100
2283000	2.387	1.518
0853000	2.893	2.990
1523000	2.165	2.002
0853000	3.935	4.428
1523000	3.274	3.100
0853000	4.977	6.119
1523000	4.382	4.392
0853000	6.019	8.058
1523000	5.491	5.874
1523000	6.599	7.547

Tabla B.45: Transferencias de calor en la unidad de enfriamiento a 1000 RPM el ventilador (ordenados de menor a mayor temperatura).

Experimentación	$\dot{Q}_{agua}$	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacion}$	$Q_{conveccion}$	$Q_{conveccionm}$
	kW	kW	kW	kW	kW
1	2	3	4	5	6
0851000	1.641	0.007	0.558	1.074	0.871
2281000	1.675	0.228	1.226	0.220	0.615
0851000	2.718	0.007	0.558	2.152	1.808
1521000	1.413	0.074	0.653	0.686	0.754
2281000	2.755	0.228	1.226	1.299	1.244
0851000	3.795	0.007	0.558	3.229	3.003
1521000	2.660	0.074	0.653	1.933	1.746
2281000	3.834	0.228	1.226	2.379	2.030
1521000	3.908	0.074	0.653	3.180	2.966
2281000	4.913	0.228	1.226	3.458	2.970
1521000	5.155	0.074	0.653	4.428	4.397
2281000	5.992	0.228	1.226	4.537	4.064
1521000	6.402	0.074	0.653	5.675	6.032
2281000	7.072	0.228	1.226	5.617	5.310
1521000	7.649	0.074	0.653	6.922	7.867
2281000	8.151	0.228	1.226	6.696	6.708
2281000	9.230	0.228	1.226	7.775	8.258

Tabla B.46: Transferencias de calor en la unidad de enfriamiento a 2000 RPM el ventilador (ordenados de menor a mayor temperatura).

Experimentación	$\dot{Q}_{agua}$	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacion}$	$Q_{conveccion}$	$Q_{conveccionm}$
	kW	kW	kW	kW	kW
1	2	3	4	5	6
0852000	1.395	0.018	0.561	0.815	0.684
2282000	2.350	0.138	1.253	0.958	0.781
0852000	2.630	0.018	0.561	2.050	1.644
1522000	1.788	0.095	0.968	0.725	0.979
2282000	3.083	0.138	1.253	1.691	1.262
0852000	3.865	0.018	0.561	3.285	2.880
1522000	3.056	0.095	0.968	1.993	2.013
0852000	5.100	0.018	0.561	4.520	4.383
1522000	4.325	0.095	0.968	3.261	3.267
1522000	5.593	0.095	0.968	4.529	4.729
1522000	6.861	0.095	0.968	5.797	6.392
1522000	8.129	0.095	0.968	7.065	8.253

Tabla B.47: Transferencias de calor en la unidad de enfriamiento a 3000 RPM el ventilador (ordenados de menor a mayor temperatura).

Experimentación	$\dot{Q}_{agua}$	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacion}$	$Q_{conveccion}$	$Q_{conveccionm}$
	kW	kW	kW	kW	kW
1	2	3	4	5	6
2283000	1.780	0.110	1.321	0.348	0.453
0853000	1.615	0.082	0.723	0.808	0.877
2283000	2.799	0.110	1.321	1.367	0.914
0853000	2.657	0.082	0.723	1.850	1.806
1523000	2.124	0.028	1.038	1.057	1.100
2283000	3.819	0.110	1.321	2.387	1.518
0853000	3.699	0.082	0.723	2.893	2.990
1523000	3.232	0.028	1.038	2.165	2.002
0853000	4.741	0.082	0.723	3.935	4.428
1523000	4.341	0.028	1.038	3.274	3.100
0853000	5.784	0.082	0.723	4.977	6.119
1523000	5.449	0.028	1.038	4.382	4.392
0853000	6.826	0.082	0.723	6.019	8.058
1523000	6.558	0.028	1.038	5.491	5.874
1523000	7.666	0.028	1.038	6.599	7.547

Tabla B.48: Temperatura del agua a la salida con el ventilador funcionando a 1000 RPM.

Experimentación	$T_{agua_{sr}}$	$T_{agua_{sm}}$	Error absoluto
$RPM_p RPM_v$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$
1	2	3	4
0851000	30.96	31.13	0.175
2281000	30.90	29.87	1.024
0851000	30.96	31.27	0.310
1521000	33.38	33.04	0.332
2281000	30.89	30.62	0.266
0851000	30.91	30.88	0.020
1521000	33.07	33.07	0.002
2281000	30.89	31.05	0.167
1521000	32.76	32.64	0.117
2281000	30.90	31.18	0.284
1521000	32.45	31.79	0.657
2281000	30.90	31.00	0.106
1521000	32.14	30.53	1.604
2281000	30.90	30.52	0.375
1521000	31.83	28.88	2.947
2281000	30.90	29.73	1.160
2281000	30.90	26.65	4.247

Tabla B.49: Temperatura del agua a la salida con el ventilador funcionando a 2000 RPM.

Experimentación	$T_{agua_{sr}}$	$T_{agua_{sm}}$	Error absoluto
$RPM_p RPM_v$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$
1	2	3	4
0852000	31.42	31.48	0.060
2282000	29.65	29.67	0.021
0852000	31.12	31.56	0.448
1522000	32.68	31.93	0.749
2282000	30.28	30.71	0.432
0852000	30.84	31.10	0.267
1522000	32.33	31.87	0.458
0852000	30.55	30.11	0.434
1522000	31.99	31.37	0.616
1522000	31.65	30.46	1.187
1522000	31.29	29.14	2.140
1522000	30.94	27.44	3.497

Tabla B.50: Temperatura del agua a la salida con el ventilador funcionando a 3000 RPM.

Experimentación	$T_{agua_{sr}}$	$T_{agua_{sm}}$	Error absoluto
$RPM_p RPM_v$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$
1	2	3	4
2283000	29.03	28.24	0.785
0853000	31.01	30.64	0.364
2283000	28.82	29.32	0.505
0853000	31.07	30.79	0.273
1523000	32.06	31.68	0.377
2283000	28.92	30.12	1.203
0853000	31.14	30.43	0.702
1523000	32.01	31.88	0.123
0853000	31.21	29.57	1.636
1523000	31.96	31.69	0.260
0853000	31.28	28.20	3.074
1523000	31.90	31.12	0.772
0853000	31.35	26.34	5.006
1523000	31.85	30.17	1.675
1523000	31.80	28.84	2.958

Mediciones Para Pruebas Determinadas.

Además de realizar mediciones mediante el método Taguchi, se llevaron a cabo otros tipos de experimentación para analizar el comportamiento de los distintos mecanismos de transferencia de calor en la unidad de enfriamiento. Estas experimentaciones incluyeron mantener únicamente el ventilador en operación, hacer funcionar únicamente las palas, aislar la unidad de enfriamiento con una capa de unicel (en una prueba se utilizó unicel de 1 cm de espesor y en otra de 5 cm). También se incrementó el número de puntos de operación de las palas (en el mismo rango) para observar el comportamiento más detallado con un mayor número de datos.

C.1. Análisis Experimental Sólo con el Ventilador en Operación.

En la Figura C.1, se muestra el comportamiento de esta experimentación. Se aprecia que la temperatura de entrada del agua (T_{agua_E}) se mantiene constante en $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ a lo largo de toda la prueba, mientras que la temperatura de salida disminuye progresivamente con el tiempo. La máxima diferencia alcanzada entre las dos temperaturas fue de un grado centígrado, en un intervalo de tiempo de 450 s, con una ligera tendencia a seguir aumentando.

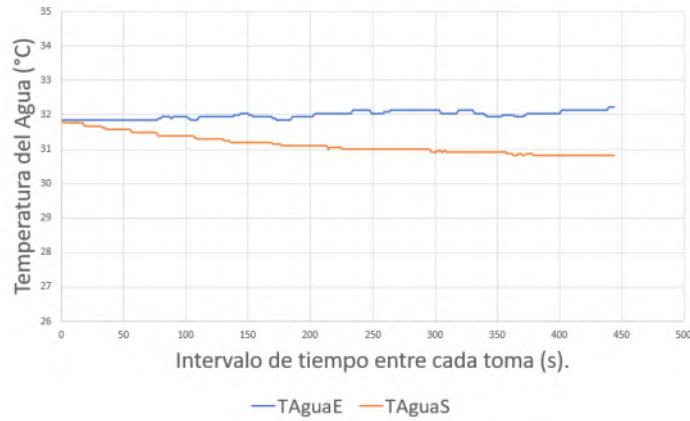


Figura C.1. Temperatura del agua solo con el ventilador en operación.

En esta prueba al realizar el balance de transferencias de calor, no se toma en cuenta la transferencia de calor por convección, ya que no se encuentra presente debido a que las palas no estuvieron en funcionamiento. Entonces el balance queda de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{Q}_{aire} + \dot{Q}_{evaporacion} \quad (C.1)$$

En la Tabla C.1, se muestra el cálculo de las transferencias de calor del aire y por evaporación. Estas transferencias se calcularon con los datos obtenidos durante la experimentación.

Tabla C.1: Cálculo de las transferencias de calor del aire y evaporación.

RPM_V	T_{aire_e}	T_{aire_s}	ω_e	ω_s	h_e	h_s	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacion}$
RPM	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$kg_{vapor}/kg_{aireseco}$	$kg_{vapor}/kg_{aireseco}$	kJ/kg	kJ/kg	kW	kW
1	2	3	4	5	6	7	8	9
3000	23.00	24.00	0.0108	0.0119	2543	2544	0.1135	0.3202

La transferencia de calor del agua se calculó con las temperaturas obtenidas en la experimentación, y C_p del agua. En la Tabla C.2, se muestran los valores utilizados para calcular la transferencia de calor del agua.

Tabla C.2: Cálculo de la transferencia de calor del agua.

T_{agua_e}	T_{agua_s}	Cp_{agua}	$\dot{Q}_{agua}$
$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$kJ/kg \circ K$	kW
1	2	3	4
32.009	31.139	4.186	0.469

Al analizar el balance de transferencias de calor, como se muestra en la Tabla C.3, se observa que la transferencia de calor del agua (columna 1) es muy cercana a la suma de transferencias de calor del aire y de la evaporación (columna 4). Esto permite observar la influencia de las palas en la transferencia de calor dentro de la unidad de enfriamiento, mecanismo de la transferencia de calor por convección casi nula.

Tabla C.3: Análisis experimental de transferencias de calor en la unidad de enfriamiento sólo con el ventilador.

$\dot{Q}_{agua}$	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacion}$	$\dot{Q}_{aire} + \dot{Q}_{evaporacion}$
kW	kW	kW	kW
1	2	3	4
0.469	0.114	0.320	0.434

C.2. Análisis Experimental Sólo con las Palas en Operación.

Esta experimentación se llevó a cabo únicamente con el funcionamiento de las palas (el ventilador se mantuvo apagado). El motor operó a 85 *RPM*, 101.2 *RPM*, 122.4 *RPM* y 137.5 *RPM*. En las Figuras C.2, C.3, C.4 y C.5 se muestra el comportamiento de las temperaturas del agua tanto a la entrada como a la salida.

C. MEDICIONES PARA PRUEBAS DETERMINADAS.

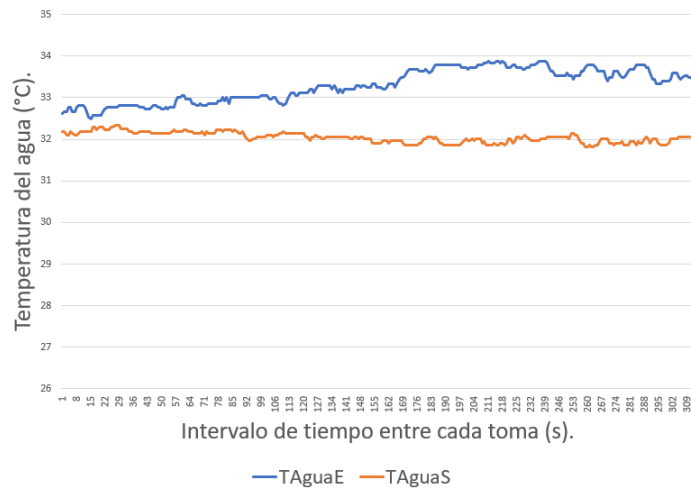


Figura C.2. Temperatura registrada en la experimentación con sólo el giro de las palas a 85 RPM.

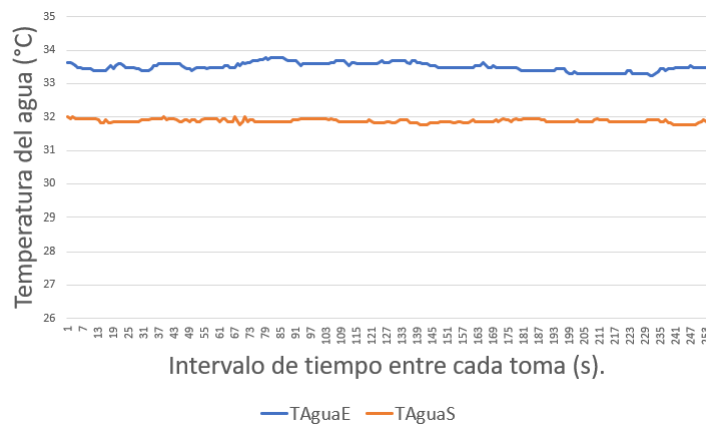


Figura C.3. Temperatura registrada en la experimentación con sólo el giro de las palas a 101.2 RPM.

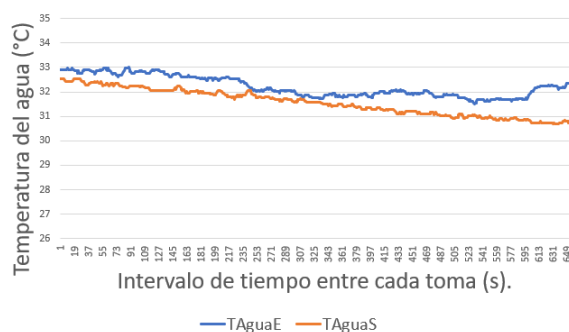


Figura C.4. Temperatura registrada en la experimentación con sólo el giro de las palas a 122.4 RPM.

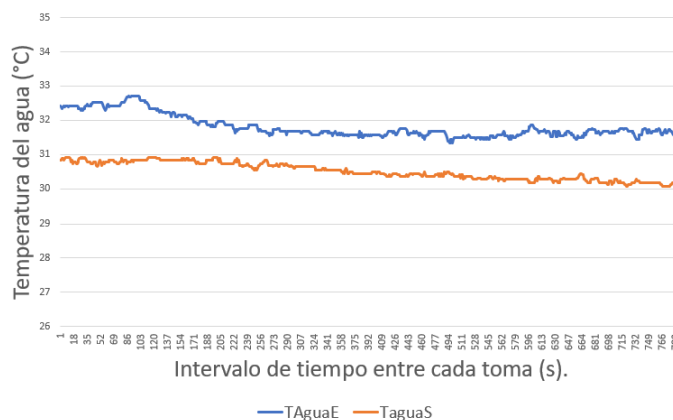


Figura C.5. Temperatura registrada en la experimentación con sólo el giro de las palas a 137.5 RPM.

En la Tabla C.4 se muestran las RPM a las que operaron las palas (columna 1), la temperatura del agua a la entrada (columna 2), temperatura del agua a la salida (columna 3) y la transferencia de calor del agua (columna 5). En este caso, el ventilador se mantuvo apagado y el espacio donde se encontraba la unidad de enfriamiento estaba en un cuarto cerrado por las laterales y la parte inferior. Por lo tanto la transferencia de calor al aire y la transferencia de calor por evaporación es casi nula, debido a que el aire que entra a la unidad de enfriamiento es despreciable. Por lo que se podría suponer que la transferencia de calor en la unidad de enfriamiento sólo fue por convección, debido a que sólo se operaron las palas. Es notable que en la mayoría de los casos la transferencia de calor al agua aumento al doble que en el caso de sólo el ventilador.

Tabla C.4: Análisis experimental de transferencias de calor en la unidad de enfriamiento con sólo el giro de las palas.

RPM_p	$Tagua_e$	$Tagua_s$	Cp_{agua}	$\dot{Q}_{agua}$
RPM	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	kJ/kgK	kW
1	2	3	4	5
85.0	33.29	32.04	4.186	0.673
101.2	33.50	31.88	4.186	0.876
122.4	32.20	31.56	4.186	0.350
137.5	31.80	30.50	4.186	0.701

C.3. Análisis Experimental con la Unidad de Enfriamiento Aislada con Unicel de 1 cm de Espesor.

La experimentación se llevó a cabo de la siguiente manera, el ventilador operó a 3000 RPM, y las palas operaron en cuatro niveles que fueron 85 RPM , 101.2 RPM , 122.4 RPM y 137.5 RPM . La unidad de enfriamiento fue cubierta con unicel de 1 cm de espesor en todos sus lados con el fin de reducir la transferencia de calor a la atmósfera. En las Figuras C.6, C.7, C.8 y C.9 se muestra el comportamiento de la temperatura de agua a la entrada ($Tagua_e$) y a la salida ($Tagua_s$).

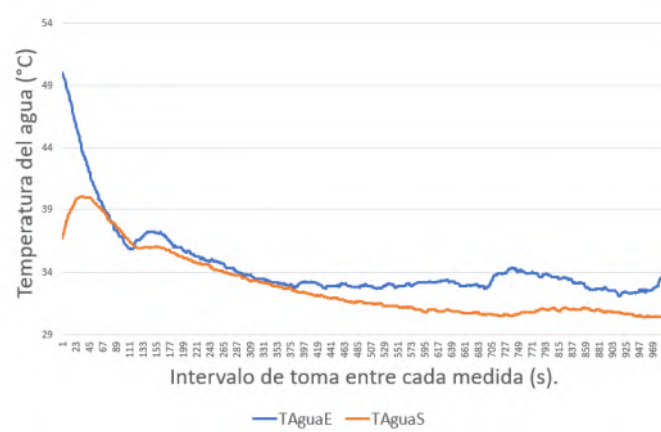


Figura C.6. Datos experimentales registrados a 85 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.



Figura C.7. Datos experimentales registrados a 101.2 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.

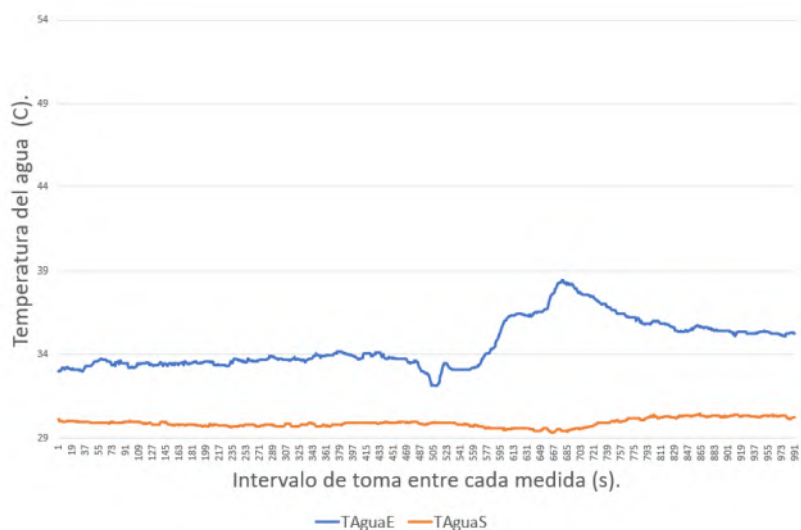


Figura C.8. Datos experimentales registrados a 122.4 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.

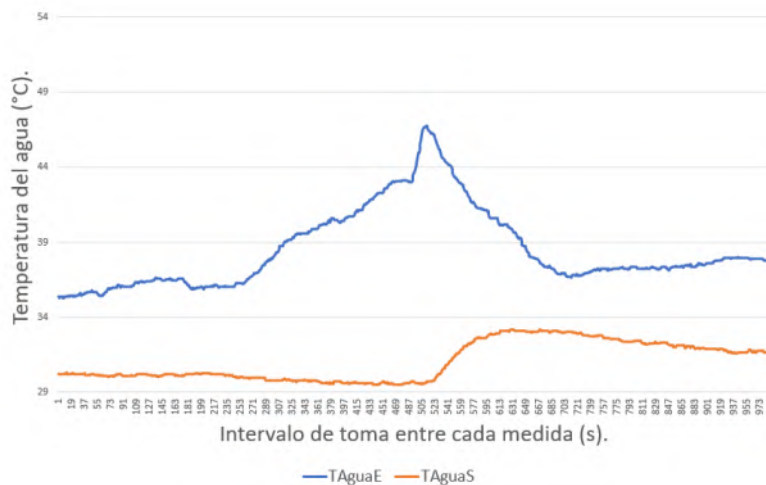


Figura C.9. Datos experimentales registrados a 137.5 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.

En la Tabla C.5, se presentan los valores obtenidos durante la experimentación. Los valores de la humedad relativa de entrada (HRE) y de salida (HRE) son los valores promedio registrados durante la experimentación, mientras que los valores de la temperatura del agua de entrada (T_{aguaE}) y salida (T_{aguaS}) corresponden a los valores en los que la unidad se mantuvo en estado estacionario. En el caso

en que no se haya alcanzado la condición de estado estable, se utilizó el valor promedio de todos los datos registrados.

Tabla C.5: Datos obtenidos en la experimentación con unicel de 1 cm de espesor.

RPM_p	T_{aire_E}	HRE	T_{aire_S}	HRS	T_{agua_E}	T_{agua_S}
RPM	$^{\circ}C$	%	$^{\circ}C$	%	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$
1	2	3	4	5	6	7
85.00	27.238	44.824	28.173	58.742	33.216	30.824
101.2	27.472	43.506	28.366	60.050	33.409	30.696
122.4	27.213	43.798	28.123	68.634	33.622	29.856
137.5	27.232	47.900	28.341	61.713	37.389	32.241

Con los datos obtenidos se calcularon las transferencias de calor que influyen en la unidad de enfriamiento. En la Tabla C.6, se muestran los valores de la transferencia de calor en la unidad. Se observa que en este caso la transferencia de calor se triplicó en el peor de los casos (85 RPM de las palas) y en el mejor de los casos, máxima velocidad se aumentó hasta un 600 % (137.5 RPM de las palas)

Tabla C.6: Datos obtenidos en la experimentación con unicel de 1 cm de espesor.

RPM_p	ω_E	ω_S	$\dot{Q}_{agua}$	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacionn}$	$\dot{Q}_{conveccion}$
RPM	$kg_{vapordeagua}/kg_{deaireseco}$	$kg_{vapordeagua}/kg_{deaireseco}$	kW	kW	kW	kW
1	2	3	4	5	6	7
85.00	0.009	0.013	1.290	0.105	1.104	0.080
101.2	0.009	0.014	1.464	0.101	1.282	0.080
122.4	0.009	0.014	2.032	0.103	1.282	0.646
137.5	0.010	0.014	2.778	0.125	1.153	1.499

En la Figura C.10 se muestra el comportamiento de las distintas transferencias de calor en la unidad de enfriamiento. La línea azul representa la transferencia de calor del agua (Q_{agua}), la línea naranja corresponde la transferencia de calor del aire (Q_{aire}), la línea gris indica la transferencia de calor por evaporación ($Q_{evaporacion}$) y la línea amarilla representa la transferencia de calor por convección ($Q_{conveccion}$)

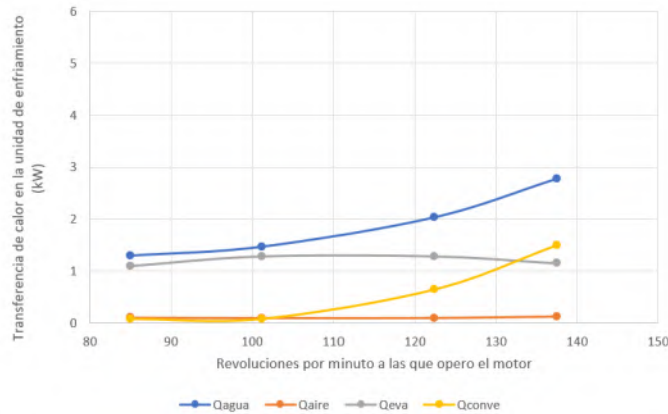


Figura C.10. Transferencias de calor en la experimentación con unisel a 1 cm de espesor.

C.4. Análisis Experimental con la Unidad de Enfriamiento Aislada con Unisel de 5 cm de Espesor.

La experimentación se llevó a cabo de la siguiente manera, el ventilador operó a 3000 RPM, y las palas operaron en cuatro niveles que fueron 85 *RPM*, 101.2 *RPM*, 122.4 *RPM* y 137.5 *RPM*. La unidad de enfriamiento fue cubierta con unisel de 5 cm de espesor en todos sus lados. En las Figuras C.11, C.12, C.13 y C.14 se muestra el comportamiento de la temperatura de agua a la entrada (T_{agua_e}) y a la salida (T_{agua_s}).

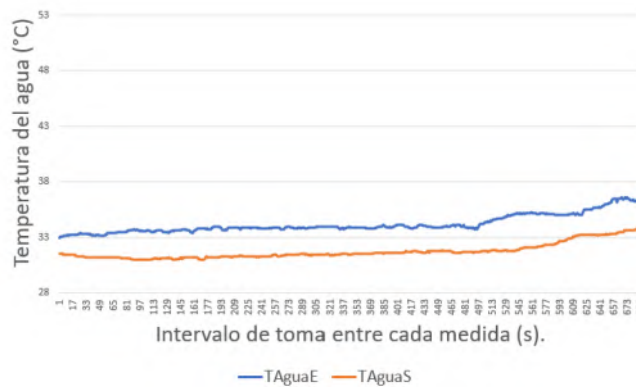


Figura C.11. Datos experimentales registrados a 85 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.

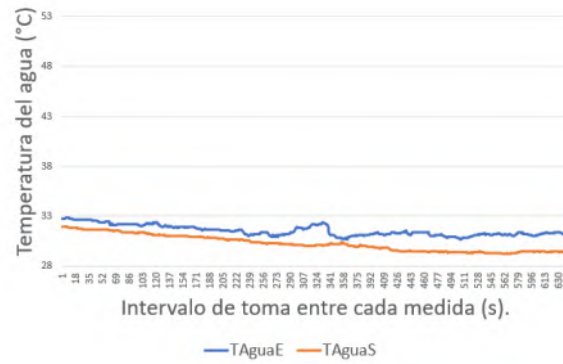


Figura C.12. Datos experimentales registrados a 101.2 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.



Figura C.13. Datos experimentales registrados a 122.4 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.

C. MEDICIONES PARA PRUEBAS DETERMINADAS.



Figura C.14. Datos experimentales registrados a 137.5 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.

En la Tabla C.7, se presentan los valores obtenidos durante la experimentación. Los valores de la humedad relativa de entrada (HRE) y de salida (HRS) son los valores promedio registrados durante la experimentación, mientras que los valores de la temperatura del agua de entrada (T_{aguaE}) y salida (T_{aguaS}) corresponden a los valores en el que la unidad se mantuvo en estado estacionario. En caso que haya alcanzado esa condición, si no la alcanza se utilizó el valor promedio de todos los datos registrados.

Tabla C.7: Datos obtenidos en la experimentación con unicel de 5 cm de espesor.

RPM_p	T_{aireE}	HRE	T_{aireS}	HRS	T_{aguaE}	T_{aguaS}
RPM	°C	%	°C	%	°C	°C
1	2	3	4	5	6	7
85.00	27.20	45.000	27.359	60.644	33.724	31.363
101.2	27.19	48.875	28.236	59.093	31.364	29.114
122.4	27.20	50.707	28.400	60.162	32.037	29.060
137.5	27.20	50.303	28.095	61.686	33.652	29.383

Con los datos obtenidos se calcularon las transferencias de calor que influyen en la unidad de enfriamiento. En la Tabla C.8, se muestran los valores de la transferencia de calor en la unidad.

Tabla C.8: Datos obtenidos en la experimentación con unicel de 5 cm de espesor.

RPM_p	ω_E	ω_S	$\dot{Q}_{agua}$	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacionn}$	$\dot{Q}_{conveccion}$
RPM	$kg_{vapordeagua}/kg_{deaireseco}$	$kg_{vapordeagua}/kg_{deaireseco}$	kW	kW	kW	kW
1	2	3	4	5	6	7
85.00	0.010	0.013	1.273	0.018	1.030	0.224
101.2	0.010	0.014	1.214	0.118	0.889	0.206
122.4	0.011	0.014	2.606	0.135	0.886	0.584
137.5	0.011	0.014	2.303	0.101	0.940	1.262

En la Figura C.15 se muestra el comportamiento de las distintas transferencias de calor en la unidad de enfriamiento. La línea azul representa la transferencia de calor del agua (Q_{agua}), la línea naranja corresponde la transferencia de calor del aire (Q_{aire}), la línea gris indica la transferencia de calor por evaporación ($Q_{evaporacion}$) y la línea amarilla representa la transferencia de calor por convección ($Q_{conveccion}$).

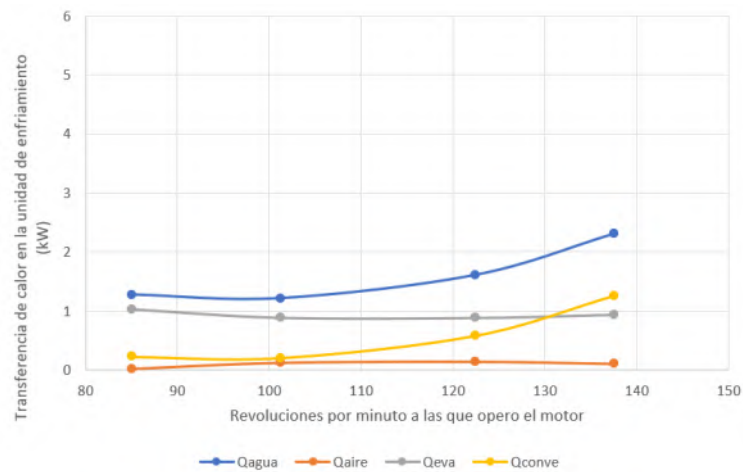


Figura C.15. Transferencias de calor en la experimentación con unicel a 5 cm de espesor.

Parece que el aislar de esta forma la unidad de enfriamiento no tiene un impacto significativo en las transferencias de calor de la unidad, no importa si es con un unicel de 1 cm de espesor o de 5 cm.

C.5. Análisis Experimental con un Mayor Número de Velocidades del Motor.

En este toma de datos se incrementó el número de velocidades a las que operó el motor, que fue a una cantidad de 10 velocidades. El motor operó a 85 *RPM*, 101.2 *RPM*, 122.4 *RPM*, 137.5 *RPM*, 152.6 *RPM*, 167.7 *RPM*, 182.79 *RPM*, 197.89 *RPM*, 212.99 *RPM* y 228.09 *RPM*, mientras que la velocidad del ventilador se mantuvo constante en 1000 *RPM* durante toda la experimentación. Esto se hizo con el propósito de analizar el comportamiento térmico de la unidad de enfriamiento bajo un mayor rango de velocidades del motor.

En las Figuras C.16, C.17, C.18, C.19, C.20, C.21, C.22, C.23, C.24 y C.25, se observa el comportamiento de estas temperaturas registradas en cada medición. Cada medición tuvo una duración de 13 minutos. En las figuras, la línea azul representa la temperatura del agua de entrada (*TaguaE*) y la línea naranja la temperatura del agua de salida (*TaguaS*).

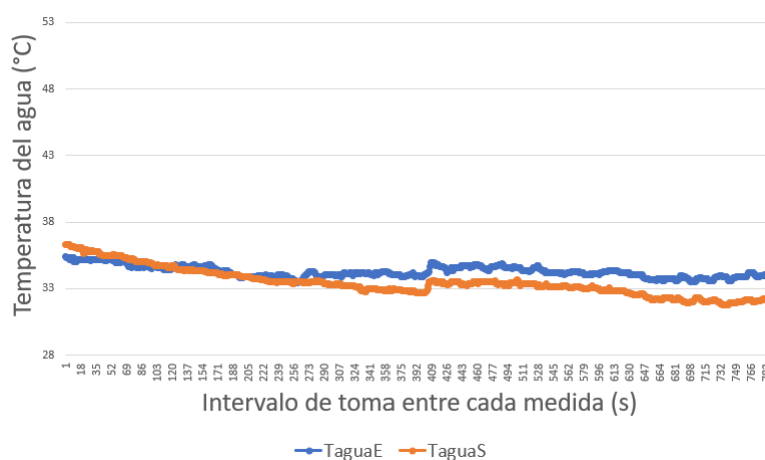


Figura C.16. Datos experimentales registrados a 85 *RPM* de giro de las palas y 1000 *RPM* el ventilador.

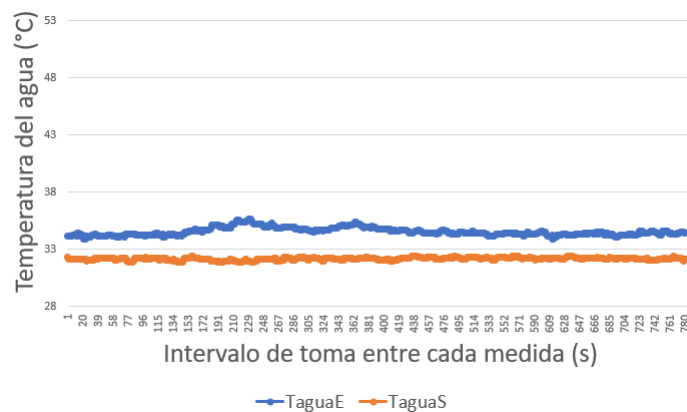


Figura C.17. Datos experimentales registrados a 101.2 RPM de giro de las palas y 1000 RPM el ventilador.

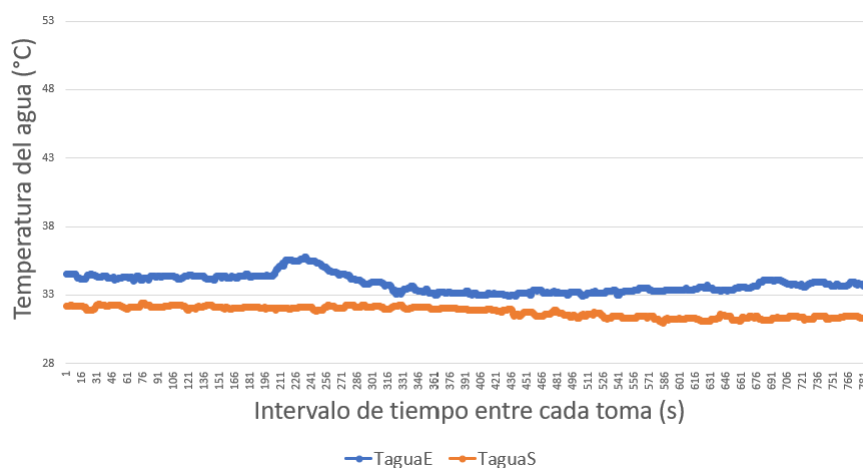


Figura C.18. Datos experimentales registrados a 122.4 RPM de giro de las palas y 1000 RPM el ventilador.

C. MEDICIONES PARA PRUEBAS DETERMINADAS.

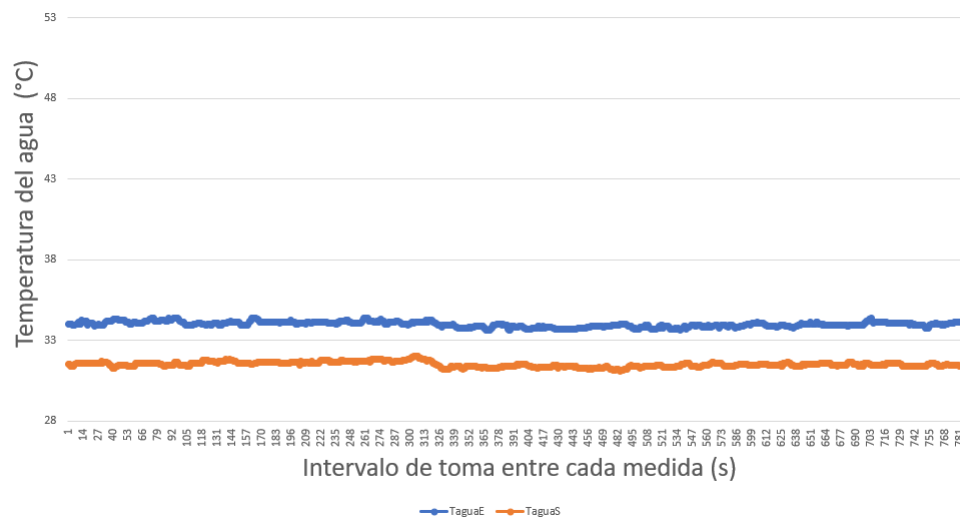


Figura C.19. Datos experimentales registrados a 137.5 RPM de giro de las palas y 1000 RPM el ventilador.

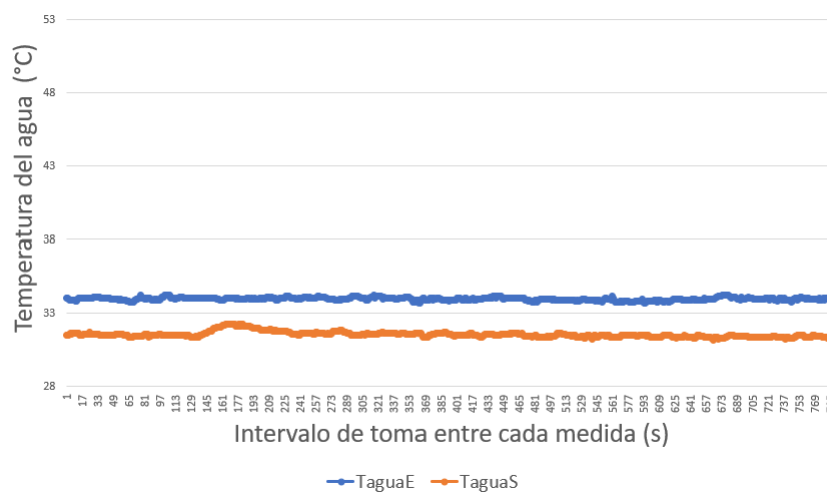


Figura C.20. Datos experimentales registrados a 152.6 RPM de giro de las palas y 1000 RPM el ventilador.

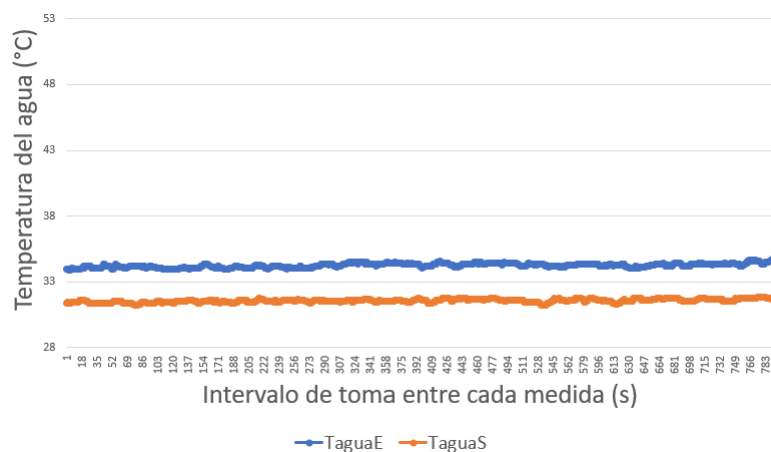


Figura C.21. Datos experimentales registrados a 167.7 RPM de giro de las palas y 1000 RPM el ventilador.

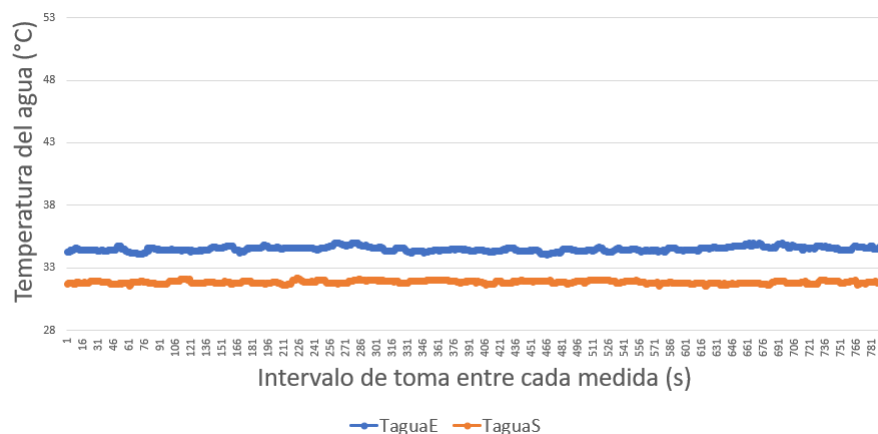


Figura C.22. Datos experimentales registrados a 182.79 RPM de giro de las palas y 3000 RPM el ventilador.

C. MEDICIONES PARA PRUEBAS DETERMINADAS.

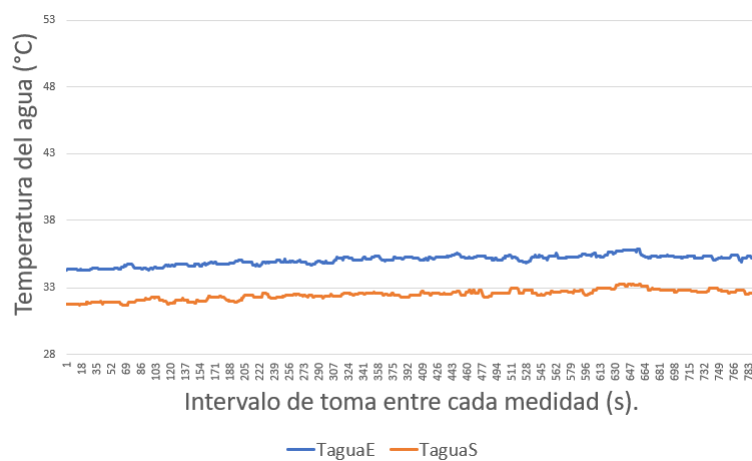


Figura C.23. Datos experimentales registrados a 197.89 RPM de giro de las palas y 1000 RPM el ventilador.

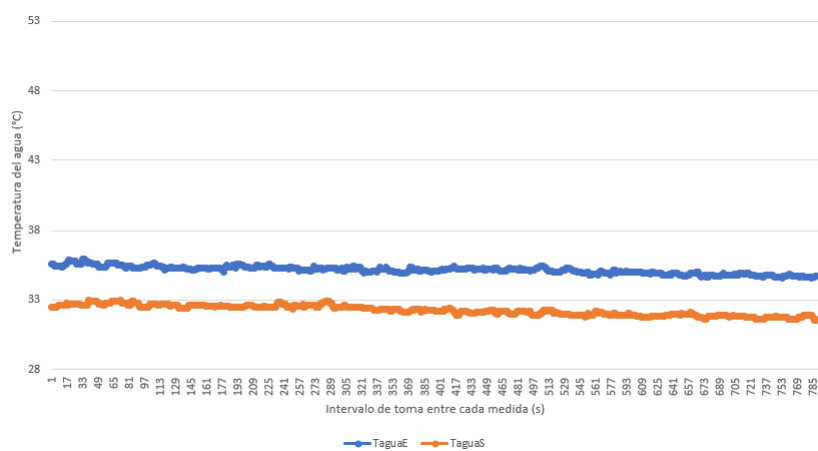


Figura C.24. Datos experimentales registrados a 212.99 RPM de giro de las palas y 1000 RPM el ventilador.

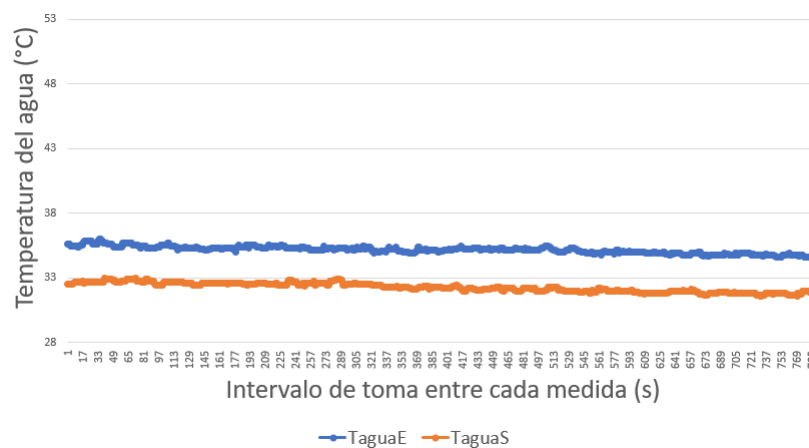


Figura C.25. Datos experimentales registrados a 228.09 RPM de giro de las palas y 1000 RPM el ventilador.

El tratamiento de datos en este experimento se realizó de la siguiente manera; los datos se suavizaron (para eliminar el ruido de los sensores), y solo se tomaron en cuenta las secciones en estado estacionario (a diferencia de lo que ocurre con el método Taguchi). La Tabla C.9 muestra los valores obtenidos en esta experimentación.

C. MEDICIONES PARA PRUEBAS DETERMINADAS.

Tabla C.9: Concentrado de datos promediados obtenidos en estas experimentaciones a diferentes velocidades del giro de las palas y con velocidad del ventilador constante a 1000 RPM.

RPM_p	$Taire_E$	HRE	$Taire_S$	HRS	$Tagua_E$	$Tagua_S$
RPM	$^{\circ}C$	%	$^{\circ}C$	%	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$
1	2	3	4	5	6	7
85.00	23.80	70.00	25.85	75.43	34.16	32.79
101.2	23.20	70.00	26.00	75.00	34.53	32.15
122.4	23.00	70.00	26.00	75.00	34.11	31.83
137.5	23.00	70.00	25.35	76.73	33.99	31.52
152.6	23.00	66.71	25.25	75.47	34.00	31.53
167.7	23.00	65.00	25.19	78.55	34.24	31.55
182.7	23.00	65.00	25.25	80.19	34.52	31.85
197.8	23.50	65.00	26.03	80.08	35.08	32.48
212.9	23.50	62.18	25.61	80.11	35.07	32.18
228.0	23.50	61.31	26.21	80.00	34.88	31.58

Con los datos obtenidos se calcularon las transferencias de calor que influyen en la unidad de enfriamiento. En la Tabla C.10, se muestran los valores de la transferencia de calor en la unidad.

Tabla C.10: Transferencias de calor en la experimentación con mayor rango de velocidad en las palas.

RPM_p	ω_E	ω_S	$\dot{Q}_{agua}$	$\dot{Q}_{aire}$	$\dot{Q}_{evaporacionn}$	$\dot{Q}_{conveccion}$
RPM	$kg_{vapordeagua}/kg_{deaireseco}$	$kg_{vapordeagua}/kg_{deaireseco}$	kW	kW	kW	kW
1	2	3	4	5	6	7
85.00	0.012	0.015	0.740	0.150	0.517	0.072
101.2	0.012	0.015	1.285	0.205	0.631	0.448
122.4	0.012	0.015	1.228	0.220	0.659	0.349
137.5	0.012	0.015	1.332	0.173	0.611	0.548
152.6	0.011	0.015	1.332	0.165	0.678	0.488
167.7	0.011	0.015	1.455	0.161	0.815	0.477
182.7	0.011	0.016	1.437	0.165	0.888	0.383
197.8	0.011	0.016	1.406	0.186	0.965	0.255
212.9	0.011	0.016	1.563	0.155	0.980	0.427
228.0	0.010	0.016	1.783	0.199	1.121	0.463

En la Figura C.26 se muestra el comportamiento de las distintas transferencias de calor en la unidad de enfriamiento. La línea azul representa la transferencia de calor del agua (Q_{agua}), la línea naranja corresponde la transferencia de calor del aire (Q_{aire}), la línea gris indica la transferencia de calor por evaporación ($Q_{evaporacion}$) y la línea amarilla representa la transferencia de calor por convección ($Q_{conveccion}$).

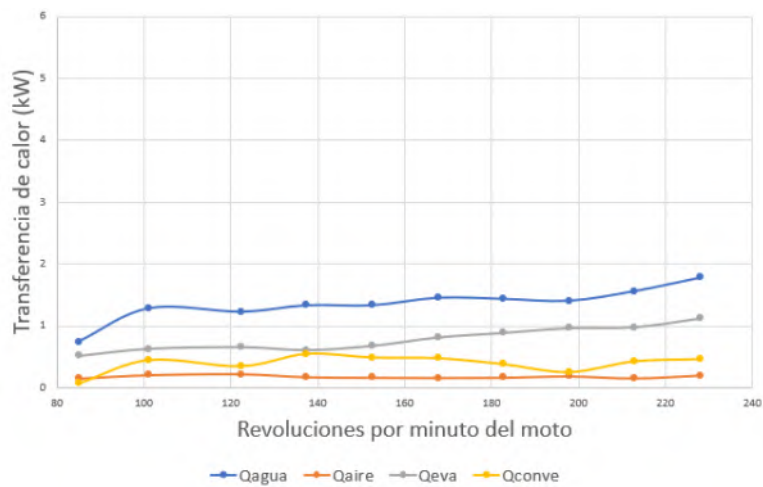


Figura C.26. Transferencias de calor en la experimentación con mayor rango de velocidades.

En esta experimentación se observa que la evaporación presenta una mayor influencia en el comportamiento térmico de la unidad de enfriamiento. Esta diferencia puede atribuirse a que las temperaturas manejadas fueron, en general, más bajas, así como a un tratamiento distinto de los datos. En este caso, se trabajó con los valores promedio de toda la experimentación, mientras que en el análisis realizado mediante el método Taguchi se utilizó la diferencia de temperaturas, debido a la alta variabilidad térmica registrada en ese conjunto de pruebas. Al final se decide utilizar el método Taguchi debido a que permite identificar las combinaciones más representativas mediante diseños ortogonales, lo que reduce la cantidad de pruebas a diferencia de un método intuitivo como el que se desarrolló en esta experimentación.

Francisco Román Ortiz Bejar

Caracterización y Modelo de Una Unidad de Enfriamiento con Elementos Móviles a Tamaño Reducido.pdf

 Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid:::3117:474658136

Fecha de entrega

18 jul 2025, 3:50 p.m. GMT-6

Fecha de descarga

4 ago 2025, 7:52 a.m. GMT-6

Nombre de archivo

Caracterización y Modelo de Una Unidad de Enfriamiento con Elementos Móviles a Tamaño Redu....pdf

Tamaño de archivo

19.0 MB

182 Páginas

37.773 Palabras

176.953 Caracteres

23% Similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para ca...

Fuentes principales

- 21%  Fuentes de Internet
- 8%  Publicaciones
- 0%  Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Marcas de integridad

N.º de alerta de integridad para revisión

-  **Caracteres reemplazados**
181 caracteres sospechosos en N.º de páginas
Las letras son intercambiadas por caracteres similares de otro alfabeto.

Los algoritmos de nuestro sistema analizan un documento en profundidad para buscar inconsistencias que permitirían distinguirlo de una entrega normal. Si advertimos algo extraño, lo marcamos como una alerta para que pueda revisarlo.

Una marca de alerta no es necesariamente un indicador de problemas. Sin embargo, recomendamos que preste atención y la revise.

Formato de Declaración de Originalidad y Uso de Inteligencia Artificial

Coordinación General de Estudios de Posgrado
Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo



A quien corresponda,

Por este medio, quien abajo firma, bajo protesta de decir verdad, declara lo siguiente:

- Que presenta para revisión de originalidad el manuscrito cuyos detalles se especifican abajo.
- Que todas las fuentes consultadas para la elaboración del manuscrito están debidamente identificadas dentro del cuerpo del texto, e incluidas en la lista de referencias.
- Que, en caso de haber usado un sistema de inteligencia artificial, en cualquier etapa del desarrollo de su trabajo, lo ha especificado en la tabla que se encuentra en este documento.
- Que conoce la normativa de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, en particular los Incisos IX y XII del artículo 85, y los artículos 88 y 101 del Estatuto Universitario de la UMSNH, además del transitorio tercero del Reglamento General para los Estudios de Posgrado de la UMSNH.

Datos del manuscrito que se presenta a revisión		
Programa educativo	Maestría en Ciencias de la Ingeniería Mecánica.	
Título del trabajo	Caracterización y Modelo de Una Unidad de Enfriamiento con Elementos Móviles a Tamaño Reducido.	
	Nombre	Correo electrónico
Autor/es	Francisco Román Ortiz Bejar.	1131735g@umich.mx
Director	Hugo Cuauhtémoc Gutiérrez Sánchez.	hcgsan@umich.mx
Codirector	Carlos Rubio Maya.	Carlos.maya@umich.mx
Coordinador del programa	Pablo Genaro Martínez Torres.	mae.cs.ingenieria.mecanica@umich.mx

Uso de Inteligencia Artificial		
Rubro	Uso (sí/no)	Descripción
Asistencia en la redacción	sí	Corrección de ortografía y gramatical en algunos casos.

Formato de Declaración de Originalidad y Uso de Inteligencia Artificial

Coordinación General de Estudios de Posgrado
Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo



Uso de Inteligencia Artificial		
Rubro	Uso (sí/no)	Descripción
Traducción al español	no	
Traducción a otra lengua	no	
Revisión y corrección de estilo	no	
Análisis de datos	no	
Búsqueda y organización de información	no	
Formateo de las referencias bibliográficas	sí	Para comprobar que la forma de las citas en bibtex estuvieran correctas.
Generación de contenido multimedia	no	
Otro	no	

Datos del solicitante	
Nombre y firma	Francisco Román Ortiz Bejar.
Lugar y fecha	Morelia, Mich. 17 de julio 2025.